

## **CARACTERIZACIÓN DE UN HUMIDIFICADOR RELLENO DE VIRUTAS DE MADERA**

**N. Barrios, N. Masdeu, G. Figueredo, F. Benítez**

GITEA - Grupo de Investigación en Tecnologías Energéticas Apropriadas  
Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional Resistencia  
French 414. 3500 Resistencia-Chaco. República Argentina  
Tel: +54 3722 432928. / Fax: +54 3722 432683/ e.mail: grfigueredo@gmail.com

**RESUMEN:** En este trabajo se presentan los resultados experimentales de un proceso de enfriamiento evaporativo en un humidificador relleno de virutas de madera de álamo y la validación del modelo matemático de dicho proceso. La humidificación es la última etapa de una planta de climatización por adsorción humidificación con regeneración mediante energía solar. El modelo basado en las relaciones termodinámicas y los fenómenos de transporte de calor y masa permite predecir las condiciones de salida del aire con un error de aproximadamente el 5% para la temperatura y el 20% para la humedad relativa. El humidificador estudiado presenta la ventaja de que la humedad del aire a la salida no supera el 80%.

**Palabras claves:** Humidificación. Virutas de madera. Enfriamiento evaporativo.

### **INTRODUCCIÓN:**

El enfriamiento en climas cálidos relativamente secos, se puede conseguir mediante el enfriamiento evaporativo que es un sistema de climatización económico y ecológico debido al bajo consumo de energía. En el caso presentado, el humidificador es el componente final de una planta de climatización y el aire previo al ingreso al mismo pasa por una etapa en la cual se le extrae gran parte de su humedad mediante la utilización de Silicagel regenerada con energía solar; de esta manera se pueden acondicionar locales en climas relativamente húmedos y cálidos.

Cuando se ponen en contacto directo una corriente de aire con una de agua relativamente grande, el aire puede ser calentado y humidificado, enfriado y humidificado o enfriado y deshumidificado según el estado del aire húmedo y la temperatura del agua. Si se produce evaporación y la entalpía del vapor incorporado es menor que la entalpía del aire, éste resulta enfriado sensiblemente durante el proceso de humidificación. (Treybal, 1981). Cuando el aire es forzado a circular a través de un tejido que se mantiene constantemente mojado con agua, debido a la baja humedad del aire parte del agua se evapora. La energía para la evaporación la suministra la corriente de aire, que sale con una temperatura inferior a la de su entrada. El aporte de agua inyectada es normalmente menor que los términos entálpicos del aire húmedo, por consiguiente, la entalpía de la corriente de aire permanece aproximadamente constante, por lo cual también se deduce que el enfriamiento evaporativo se efectúa a temperatura de bulbo húmedo casi constante. (Moran, Shapiro, 1998)

### **DISPOSITIVO EXPERIMENTAL:**

El enfriamiento evaporativo implica pulverizar agua líquida en el aire o bien forzar a este a circular a través de un tejido o un relleno mojado, de gran superficie específica, que permita un mayor intercambio de materia y energía debido a un mayor contacto entre aire y agua; el primero se aproxima más a las condiciones de saturación adiabática que son las óptimas para el proceso. En el caso del panel el contacto se produce entre flujos cruzados. El aire movido por ventiladores atraviesa el humidificador horizontalmente y el agua cae por gravedad empañando la superficie del relleno.

El humidificador de virutas de madera que se utilizó en las experiencias está conformado por un marco hueco de chapa pintado con convertidor de óxido. Dentro del marco y en la parte superior se encuentra un tubo de PVC conectado a la cañería de alimentación de agua de esta manera se logra que la alimentación que desciende por gravedad se realice a lo ancho de todo el humidificador. Para lograr uniformidad en la alimentación de agua y optimizar el "mojado" del panel de virutas de madera, a la salida del agua hay 2,5cm de esponja sintética, que se distribuye a lo ancho de todo el marco que ayuda con la distribución. Seguidamente se ubica el relleno de virutas de madera, las mismas tienen 0,3cm de ancho, espesor no mayor a 1mm y largo variable. Para contener el relleno de virutas y permitir el libre pasaje de aire, se colocaron dos mallas tejidas de plástico.

El humidificador se encuentra dentro de un dispositivo experimental de circuito cerrado, es decir que el aire que ingresa se desplaza dentro del circuito cuyas características constructivas fueron tenidas en cuenta para lograr un funcionamiento prácticamente hermético y adiabático. Para aislarlo térmicamente se utilizaron goma espuma, poliestireno expandido y pegamento para adherir estos elementos al acero inoxidable (carcasa de los conductos del circuito).

En este trabajo se estudia la utilización de virutas de madera de álamo como relleno del humidificador. Se elige este material porque el mismo además de estar siendo utilizado por una empresa para la climatización de vehículos es un material con baja densidad lo que permite obtener un humidificador liviano, también, es un material de bajo costo debido que el álamo es un árbol de crecimiento rápido. En el panel las virutas están ubicadas de manera aleatoria en relación a los flujos de agua y de aire. El área de intercambio que resulte dependerá del diámetro medio de las virutas y de la porosidad del lecho, es decir, de la fracción de vacíos, que se calcularán utilizando las formulaciones descriptas más adelante.

Un esquema del funcionamiento del prototipo (fig. 1) muestra un panel de virutas por el que el aire que lo atraviesa llega con una velocidad, temperatura y humedad determinada, a la salida del mismo el aire tiene menor temperatura y mayor humedad; los valores de estas variables se miden mediante sensores para tal fin. Por gravedad, el agua ingresa al panel de virutas de madera con un caudal regulable y a una cierta temperatura que al igual que el caudal de salida y su temperatura se miden utilizando el equipamiento adecuado.

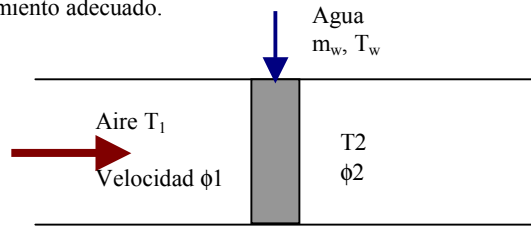


Fig 1: Esquema del prototipo experimental con las variables medidas durante las experiencias

En este trabajo se valida experimentalmente un modelo matemático que relaciona los parámetros termodinámicos del flujo de aire con las características físicas del humidificador. Se modelan los procesos de transferencia de calor y masa evaluando los números adimensionales que caracterizan a los flujos de aire y agua y las dimensiones de relleno y del humidificador.

### MODELO MATEMÁTICO:

El objetivo es predecir la temperatura y humedad del flujo de aire a la salida del humidificador partiendo del caudal y estado del aire a la entrada, temperatura del agua de alimentación, características del relleno y dimensiones principales del humidificador. El estudio se realizó en dos etapas, la primera fue un estudio termodinámico donde a partir de la temperatura y humedad de entrada del aire, temperatura del agua y caudales de aire y agua se determina la temperatura y humedad del aire a la salida del humidificador. La segunda etapa considera las dimensiones de las virutas de álamo, el ancho, alto y espesor del relleno y permite predecir el estado del aire a la salida y el caudal de agua transferida.

#### 1º Etapa - Estudio termodinámico:

El balance de energía para el humidificador trabajando en régimen permanente queda expresado en la ecuación 1 donde el término “q” que representa el calor que ingresa desde el ambiente por no lograrse un sistema totalmente adiabático:(Moran, Shapiro, 1998)

$$(h_{a_2} + w_2 h_{v_2}) = (w_1 + w_2) h_2 + (h_{a_1} + w_1 h_{v_1}) + q \quad (1)$$

$$q = Ux Ax(t_a - t_1) / m_{as} \quad (2)$$

Mediante regresión lineal de propiedades termodinámicas tabuladas en bibliografía se obtuvieron expresiones para calcular la presión de vapor y el líquido en función de la temperatura ec. 3, 4, 5, y 6. El balance de masa aplicado al humidificador queda expresado en la ecuación 7. El cálculo de la humedad absoluta se realiza utilizando las ecuaciones 8 y 9.

$$p_g = 1x10^{-4} t^{(1.7739)} \quad (3)$$

$$p_g = 9.3x10^{-3} e^{(0.0518 * t)} \quad (4)$$

$$h_v = 1.8038 * t + 2502.1 \quad (5)$$

$$h_f = 4.179tag + 0.407 \quad (6)$$

$$m_a (w_2 - w_1) = m_{we} - m_{ws} = \Delta m_w \quad (7)$$

$$w = 0.622 * p_v / (1 - p_v) \quad (8)$$

$$p_v = \phi * p_g \quad (9)$$

Trabajando matemáticamente con las ecuaciones 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 y 9 se obtiene las siguientes expresiones:

$$t_2 = kn / kr \quad (10)$$

$$kn = (a_1 * 0.622 * (1.80 * t_1 + 2501.7 - 4.18 * t_{ag}) + t_1 + (10 * (t_1 - t_a) / m) - (\Delta m_w / m_a + 0.622 * a_1) * (2501.7 - 4.17 * t_{ag})) \quad (11)$$

$$kr = 1 + (\Delta m_w / m_a + 0.622 * a_1) * 1.8038 \quad (12)$$

$$a_1 = (\phi * 1x10^{-4} * t_1^{(1.7739)}) / (1 - (\phi * 1x10^{-4} * t_1^{(1.7739)})) \quad (13)$$

$$a_1 = \phi_1 * 9.3 * 10^{-3} e^{(0.0518 * t_2)} / (1 - \phi_1 * 9.3 * 10^{-3} e^{(0.0518 * t_2)}) \quad (14)$$

$$\phi_2 = ((\Delta m_w) / (0.622 * m_{as}) + a_1) / (a_2 * (1 + (\Delta m_w) / (0.622 * m_{as}) + a_1)) \quad (15)$$

$$a_2 = 1 * 10^{-4} * t_2^{(1.7739)} \quad (16)$$

$$a_2 = 9.3 * 10^{-3} e^{(0.0518 * t_2)} \quad (17)$$

Para realizar el calculo del rendimiento porcentual del humidificador de virutas de madera se utiliza la siguiente ecuación (M.Gea,G.Lesino ,2000):

$$\mu\% = [(t_1 - t_2) / (t_1 - t_{b,hum.})] * 100 \quad (18)$$

2° Etapa – Modelización cinética del proceso:

En estas expresiones se trabajó con teorías de fenómenos de transporte, mecánica de fluidos y transferencia de calor. Considerando que en la superficie de un elemento de relleno, el calor empleado en producir la evaporación produce un descenso de la temperatura de la interfase, generando un flujo de calor desde el agua y el aire. Las ecuaciones detalladas permiten el cálculo de dicha temperatura de interfase de manera iterativa:

$$Q_{evap} = Q_{aire} + Q_{agua} \quad (19)$$

$$L_v K_m (P_{sat(t_{int})} - P_{(t_{int})}) = H_{aire} (t_{as} - t_{int}) + H_{agua} (t_w - t_{int}) \quad (20)$$

$$t_{int} = (H_{aire} t_{as} + H_{agua} t_w - L_v K_m (P_{sat(t_{int})} - P_{(t_{int})})) / (H_{agua} + H_{aire}) \quad (21)$$

Es imprescindible conocer la geometría del humidificador (dimensiones y área específica) para con ellas determinar el diámetro equivalente de las virutas de madera que servirá para realizar los cálculos que permitan encontrar el valor de la temperatura de interfase. En un relleno de virutas la geometría de la transferencia de calor masa va a estar definida por el diámetro medio de las virutas y por el grado de compactación de éstas, que viene dado por la fracción de vacíos, con los que se obtiene el área específica de intercambio (M. Gea, G. Lesino, 2000):

$$\xi = (V_t - V_v) / V_t \quad (22)$$

$$A_e = A_t / V_t = A_t (1 - \xi) / V_v \quad (23)$$

$$D_{eq} = 4 * (1 - \xi) / A_e \quad (24)$$

El calor latente de vaporización, se determinó por medio de valores (Kern, 1999) de tablas una correlación respecto a la temperatura: según la ec. 25 y el Coeficiente de transferencia de masa de agua en el aire, para convección forzada alrededor de objetos sumergidos (Bird, 1976) según la ec. 26.

$$L_v = (4.1143 * (t_c - t_{int}) - 425.22) * (2.32) \quad (25)$$

$$K_m = [2 + 0.6 * (Re_{ai})^{1/2} * (Sc_{ai})^{1/3}] C_{t,int} * (D_{AB} / D_{eq}) \quad (26)$$

$$Re_{ai} = (D_{eq} * v * \delta_{t,int} / \mu_{t,int}) \quad (27)$$

$$Sc_{ai} = (\mu_{t,int} / \delta_{t,int} * D_{AB}) \quad (28)$$

$$D_{AB} = [a * (t_{int} / (t_{c,w} - t_w))^{1/2}]^b * (P_{c,w} - P_{c,w})^{1/2} * (t_{c,w} - t_w)^{5/12} * (M_{ai}^{-1} + M_w^{-1})^{1/2} * 1 / P_a \quad (29)$$

$$C_{t,int} = \delta / M_{ai} \quad (30)$$

El coeficiente de transferencia de calor en el aire por convección (Haire) y el coeficiente de transferencia de calor en el agua por convección (Hagua) son para temperatura de superficie y composición constante y para pequeñas velocidades de transferencia de materia. (Bird, 1976)

$$H_{aire} = cp_{t,int} * (Sc_{ai} / Pr_{ai})^{2/3} * K_m \quad (31)$$

$$Pr_{ai} = (cp_{t_{int}} * \mu_{t_{int}} / k_{t_{int}}) \quad (32)$$

$$H_{agua} = cp_w * (Sc_w / Pr_w)^{2/3} * K_m \quad (33)$$

$$Pr_w = (cp_w * \mu_w / k_w) \quad (34)$$

$$Sc_w = (\mu_w / \delta_w * D_{AB}) \quad (35)$$

El número de Reynold (Re) calculado anteriormente caracteriza al flujo. Se realizó el cálculo de una serie de números adimensionales que sirven para la obtención de la temperatura de interfase pero que también permiten proponer una correlación con datos experimentales sobre transferencia de materia y energía en lechos con la ec. 36 y los factores de Colburn están definidos por las ec 37 y la 38 (Bird, 1976).

$$J_h = C_1 * Re^{C_n} * \psi = J_m \quad (36)$$

$$J_h = h / (\delta_{t_{int}} v cp_{t_{int}}) Pr_{ai}^{2/3} \quad (37)$$

$$J_m = k_x / (C_{t_{int}} v) Sc_{ai}^{2/3} \quad (38)$$

$$h = m_{ai} cp_{ai} (t_1 - t_{b,hum.}) / (A_i (t_1 - t_{b,hum.})) \quad (39)$$

$$t_{b,hum.} = t_1 + 35 \log(\phi_1) \quad (40)$$

Teniendo CI y CII se conoce el valor de  $J_m$ , el cual nos permite calcular  $k_x$  que por medio de la ecuación que se describirá nos dará la velocidad molar del agua en kmol/h que se consumirá ( $W_w$ ) (Bird, 1976) que nos permitirá conocer el caudal másico ( $m_w$ ) al multiplicar por el peso molecular del agua (18kg/kmol); luego, se calculará la humedad absoluta de salida ( $X_2$ ) (García, 1987) con una temperatura de salida ( $T_2$ ) propuesta y de allí por medio de cálculo iterativo se conocerá la temperatura de salida ( $T_2$ ) obtenida y se podrá calcular la humedad relativa de la salida ( $\phi_2$ ).

Se utilizarán para el cálculo las siguientes ecuaciones matemáticas:

$$W_w = -(k_x A_i (x_{ai,t_{in}} - x_{ai,t_{out}}) - W_{ai} + x_{ai,t_{in}} W_{ai}) / 4x_{ai,t_{in}} \quad (41)$$

$$w_1 = \phi_1 * 0.622 P v_{t,aire} / (1 - P v_{t,aire}) \quad (42)$$

$$w_2 = (W_w / m_{as}) + w_1 \quad (43)$$

A partir de la ecuación de entalpía para aire húmedo (García 1987), se calcula la temperatura del aire a la salida ( $T_2$ ) con la siguiente ecuación, por medio de cálculo iterativo aplicando la ec. 44 y por último se calcula la humedad relativa del aire a la salida del humidificador con la ec.45. Las ecuaciones se resolvieron en forma iterativa siguiendo el diagrama de flujo expuesto en la figura 2

$$T_2 = ((m_w / m_{as}) * (\delta_w * t_w - 2495.46 * w_2 - 1.9228 * w_2 * t_{2,prop.} + 2495.46 * w_1 + 0.461.9228 * w_1 * t_1 + 1.0032 * t_1)) / 1.0032 \quad (44)$$

$$\phi_2 = w_2 / (0.622 P v_{(t_2)} / (1 - P v_{(t_2)})) \quad (45)$$

## DISEÑO EXPERIMENTAL:

En el prototipo experimental el aire que entra es impulsado por un ventilador centrífugo de 550W de potencia y un par de compuertas permiten variar el flujo másico. Este último se calcula a partir de la medición de la velocidad del mismo la cual se realiza en una sección de geometría uniforme. El anemómetro utilizado tiene una precisión de (5% + 1d). El registro de temperatura y humedad del aire tanto de la entrada como de la salida del humidificador se realizó con sensores de humedad y temperatura marca Dwyer modelo 657 los cuales se encuentran asociados a una computadora donde se grafican y almacenan los datos obtenidos. Estos termohigrómetros poseen una precisión del 2% para la lectura de humedad relativa y del 0.5°C para la temperatura. La medición del caudal de agua se realizó sirviéndose de una escala unida al tanque de alimentación en la cual se observaron el volumen de agua al inicio de la puesta en régimen del experimento y al final de éste, por diferencia entre ambas mediciones se calcula el agua de alimentación al humidificador,  $m_B$  empírico. El proceso de ensayo siguió los siguientes pasos:

1. Conectar el ventilador y regular la temperatura de entrada mediante resistencias eléctricas. Además regular el caudal de aire mediante las compuertas de apertura variable y el caudal de agua mediante la válvula de alimentación, hasta obtener un mojado uniforme del relleno.
2. Se registran las las temperaturas y humedades de entrada y salida, cuando las mismas se mantienen en valores constantes se dice que el sistema ha entrado en régimen. En un diagrama psicrométrico se dibujan dichas condiciones

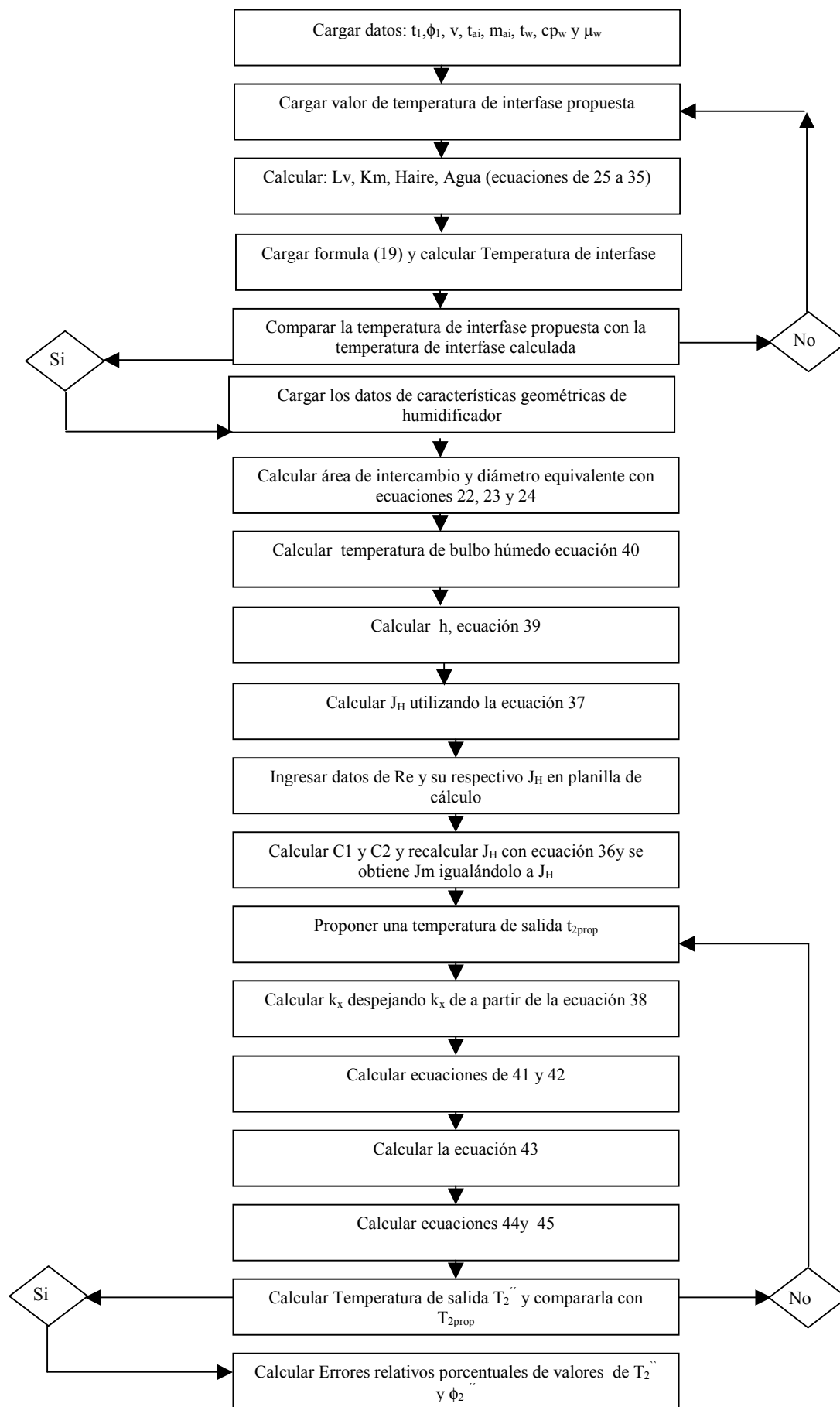


Fig 2: Esquema del diagrama de flujo que sintetiza los pasos operativos utilizando la 2ª etapa de cálculo

3. Se lee el nivel de agua en el tanque de alimentación, la temperatura de la misma y se mide la velocidad y temperatura del aire en el conducto para tal fin. Se calcula el caudal de aire y se anotan todos los datos..
4. Pasado el tiempo necesario (aproximado a 40 minutos) se observa el nivel de agua del tanque de alimentación.

Se realizaron doce experiencias con resultados satisfactorios para distintas condiciones del flujo de aire de entrada en condiciones estacionarias. Las medidas de los estados del aire a la entrada y a la salida del humidificador se representaron en un diagrama psicrométrico (fig 3 y 4).

Se calcularon los valores del factor de Colburn para transferencia de materia ( $J_H$ ) y los valores de los números de Reynolds para cada experiencia y se encontraron los valores de C1 y C2 numéricamente como un promedio de las doce experiencias, obteniéndose los coeficientes de la siguiente ec. 46.

$$J_H = 0.00006 * Re^{0.1614} = J_m \quad (46)$$

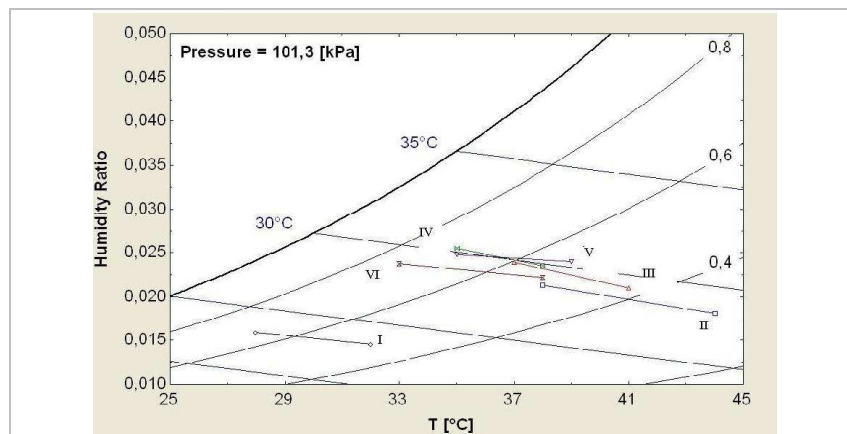


Fig 3: ábaco psicrométrico donde se visualiza el cambio obtenido en el aire después de atravesar el humidificador. Experiencias de I a VI

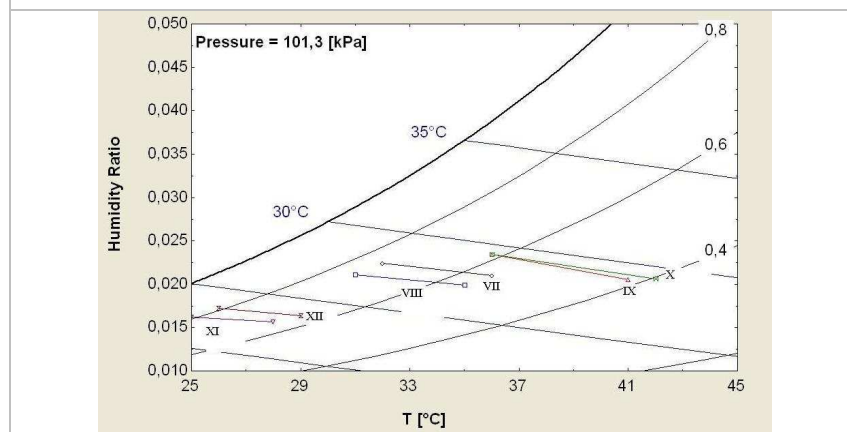


Fig 4: ábaco psicrométrico donde se visualiza el cambio obtenido en el aire después de atravesar el humidificador. Experiencias de VII a XII

### DISCUSIÓN DE RESULTADOS:

De las doce medidas de temperatura y humedad que se volcaron a un ábaco psicrométrico se determina que las rectas formadas por ellas difieren de las líneas de temperatura de bulbo húmedo constante. Así, del total de los ensayos se dedujo que la transformación no es adiabática, y una de las posibles causas es que una fracción del calor de vaporización corresponde al enfriamiento del agua, que se subsanaría si el agua que atraviesa el panel de virutas de madera fuese reintroducida y así una vez que ésta alcanza la temperatura de bulbo húmedo, toda la extracción del calor se daría para el enfriamiento del aire, otra causa podría ser la transmisión de calor por una infiltración en el revestimiento de las paredes, o por aire del exterior que puede estar introduciéndose al sistema. Los rendimientos ensayos del cuadro 1 se encuentran por encima del 33% y hasta se ha logrado un rendimiento mayor al 54%. Los rendimientos obtenidos, de la puesta en marcha del mismo equipo años anteriores, se encuentran entre el 30% y el 36.5%. Cabe aclarar que estas puestas en marcha del equipo contaban con una primera etapa que era la de secado del aire por lo cual la humedad relativa del aire era baja (no mayor al 30%) y se estima que el rendimiento podría haber sido mayor ya que, observando el cuadro 1, se ve que la variación de T1 respecto a T2 fue mayor cuando menor era la humedad relativa del aire que entra al humidificador,(caso N°II).

Considerando los valores de temperatura y humedad del aire a la salida del humidificador, tanto para la primera como para la segunda formulación se puede afirmar mayoritariamente que los valores obtenidos son muy parecidos. En el caso de la temperatura de salida las diferencias entre los valores empíricos y los calculados son prácticamente nulas en varios casos y

utilizando los dos modelos matemáticos. Sin embargo, los valores de humedad relativa empíricos y los calculados no coinciden tanto como los de la temperatura, la mayor diferencia se noto en las dos últimas experiencias y especialmente con los valores obtenidos aplicando el segundo modelo matemático. En todos los ensayos, tanto actuales como de años anteriores, se observó que la humedad relativa del aire a la salida del humidificador (datos empíricos) para todos los casos estudiados nunca superó el 80%, es decir que este equipo nunca ha saturado el aire.

N°	t <sub>1</sub>	Φ <sub>1</sub>	m <sub>w</sub>	m <sub>as</sub>	t <sub>2</sub>	t <sub>2</sub> '	Er%'	t <sub>2</sub> ''	Er%''	Φ <sub>2</sub>	Φ <sub>2</sub> '	Er%'	Φ <sub>2</sub> ''	Er%''	μ %
I	32	48	0.48	319	28	28.4	1.57	28	0.36	66	65.2	1.16	69	4.94	44.5
II	44	31	1.03	582	38	39.8	4.70	40	5.52	50	41.0	18.1	41	18.85	38.7
III	41	42	1.15	695	37	37.1	0.25	37	0	59	54.2	8.03	55	6.4	33.3
IV	38	55	1.09	633	35	34	2.96	34	2.96	70	76.1	2.93	72	2.57	34.9
V	39	53	0.84	716	35	36.3	3.58	34	2.96	68	66.7	1.96	73	7.06	46
VI	38	52	0.98	484	33	33.2	0.75	34	3.03	73	69.2	5.20	69	5.35	54.3
VII	36	55	0.89	702	32	33.0	3.18	32	0	73	68.0	6.89	74	1.64	39.3
VIII	35	55	0.63	502	31	32.0	3.38	31	0	73	68.3	6.39	75	2.72	43.3
IX	41	41	1.32	663	36	36.3	0.86	37	2.78	61	57.2	6.27	54	11.46	41.7
X	42	39	1.54	711	36	36.9	2.47	38	5.83	61	56.0	8.22	51	16.55	46.1
XI	28	65	0.97	710	25	24.8	0.88	24	4.80	80	87.8	9.69	98	22.08	42.9
XII	29	64	0.87	737	26	26.2	0.84	25	4.61	80	82.0	2.52	95	18.3	42.9

Cuadro 1: Datos de entrada y salida empíricos y sus correspondientes datos de salida calculados con las formulaciones matemáticas con los errores relativos cometidos y los respectivos rendimientos empíricos.

#### VALIDACIÓN:

Se realizaron los cálculos mediante una planilla de cálculo adonde se ingresaron las formulaciones matemáticas, los datos de temperatura, humedad relativa y caudal del aire de entrada, el caudal y la temperatura del agua y la temperatura ambiente obtenidos durante las experiencias. El primer programa opera con los datos cargados de las variables nombradas en el párrafo anterior y genera datos de temperatura y humedad relativa a la salida del humidificador. En el segundo programa, que trabaja con la segunda formulación matemática, se ingresaron los datos de temperatura, humedad, caudal y velocidad del aire que entra al humidificador, temperatura del agua que ingresa al humidificador y características del humidificador y genera, además de los datos de temperatura y humedad relativa del aire a la salida del humidificador, el caudal de agua necesarios para lograr las condiciones de salida. Ambos programas se encargan de comparar los valores empíricos previamente cargados con los calculados dando a conocer el error relativo porcentual de la formulación matemática utilizada.

En el cuadro 1 se observa que los errores relativos porcentuales calculados para ambas formulaciones matemáticas en ningún caso superó el 6%, es decir que las mismas en mas del 90% de las veces varió menos de 1,5°C respecto a la medida por el sensor de temperatura a la salida del humidificador, para ambas formulaciones matemáticas. El error relativo porcentual del cálculo de la humedad relativa se mantuvo por debajo del 20%, exceptuando en la segunda formulación del caso XI (cuadro 1), mientras que mas del 50% de las veces el error relativo porcentual no alcanzó el 10% para la segunda formulación, en cambio para la primera formulación un porcentaje de error mayor al 10% sólo se dio una vez.

Si bien en la primer formulación matemática se obtuvieron menores errores relativos porcentuales tanto para la temperatura como para la humedad relativa del aire a la salida, ésta es mas limitada ya que sólo se aplica al prototipo utilizado para las experiencias, en cambio, la segunda, es aplicable a cualquier humidificador siempre y cuando éste se encuentre relleno de virutas de madera de álamo, lo que lo hace tolerable al margen de error obtenido.

#### CONCLUSIONES:

Se ajustó y validó un modelo matemático que considera las dimensiones y las características constructivas del humidificador y permite predecir los valores de temperatura y humedad con los que saldrá el aire con un margen de error inferior al 6% para la temperatura e inferior al 23% para la humedad relativa. A partir de resultados experimentales se determinó que el humidificador opera con rendimientos de aproximadamente el 35% y que debido a las características del relleno la humedad relativa del aire a la salida se mantiene por debajo del 80%.

#### NOMENCLATURA:

h: entalpía [kJ/kg aire]  
w: humedad absoluta [kgde agua/kgde aire]  
m: caudal másico [kg/h]  
P: presión [atm]  
P<sub>c</sub> : presión crítica [atm]  
ε: fracción de vacíos  
T<sub>c</sub>: temperatura crítica [°K]  
M: Peso molecular [kg/kmol]  
C: concentración molar [kmol / m<sup>3</sup>]  
Re: N° de Reynolds, adimensional

\* Subíndices:

e: representa la condición de entrada para el agua  
s: representa la condición de salida para el agua  
1: condiciones de entrada  
2: condiciones de salida  
t.int: a temperatura de interfase  
ai: aire  
as: aire seco  
w: agua  
v: vapor saturado

Sc: N° de Schmid, adimensional  
t: temperatura [°C]  
T: temperatura [°K]  
Φ : humedad relativa en tanto por uno  
μ %: rendimiento porcentual del humidificador  
Qevap: calor necesario para la evaporación [kJ]  
Qaire : calor cedido al aire [kJ]  
Qagua : calor cedido al agua [kJ/kg]  
Lv: calor latente de vaporización [kJ/kg]  
q: calor del medio ambiente en [kJ/kg aire]  
 $U \times A = 2,77$  [w/h°C], constante empírica que vincula los términos U y A.  
U: coeficiente total de transferencia de calor [w/ m<sup>2</sup>°C]  
A: área de intercambio entre ambiente y el aire del circuito [m<sup>2</sup>]  
Km: coeficiente de transferencia de masa de agua en el aire [kg/m<sup>2</sup>s]  
Haire: coeficiente de transferencia de calor en el aire por convección [kJ/m<sup>2</sup>s°K]  
Hagua: coeficiente de transferencia de calor en el agua por convección [kJ/m<sup>2</sup>s°K]  
Psat: presión de saturación [atm]  
Vt: volumen total del lecho [m<sup>3</sup>]  
Vv: volumen de virutas [m<sup>3</sup>],  
Ae: área específica [m<sup>2</sup>]  
Ai: área de intercambio [m<sup>2</sup>]  
Deq: diámetro medio o diámetro equivalente de viruta [m]  
v: velocidad del aire [m/s]  
Pr: N° de Prand, adimensional  
δ: densidad del aire (se utiliza correlación obtenida a partir de valores de densidad vs. temperatura (Mott, 1996) en planilla de cálculo) [kg / m<sup>3</sup>]  
μ: viscosidad del aire (se utiliza correlación obtenida a partir de valores de viscosidad vs. temperatura (Kern, 1999) en planilla de cálculo) [Pa s]  
D<sub>AB</sub>: difusividad del aire en el agua [cm<sup>2</sup>/seg ]  
a: 3.64x10<sup>-4</sup> constantes definidas para agua con gas no polar.  
b: 2.334 constantes definidas para agua con gas no polar.  
cp: calor específico a presión constante, se utiliza correlación obtenida a partir de valores de cp vs. temperatura (Kern, 2000) en planilla de cálculo.[kJ/kg°K]  
k: conductividad calorífica, la correlación obtenida a partir de valores de cp vs. temperatura (Kern, 2000) [kJ/s m°K]  
J<sub>H</sub>: factor de Colburn para transferencia de energía, adimensional  
J<sub>m</sub>: factor de Colburn para transferencia de masa, adimensional  
CI y CII: constantes empíricas en función de las características del humidificador, adimensionales  
ψ: factor de forma de partícula, para las virutas 0.86 (Bird, 1976)  
h: coeficiente de transmisión de calor entre un sólido y un fluido en un lecho de relleno [kJ/hm<sup>2</sup>°C]  
k<sub>x</sub> : coeficiente de transferencia de materia en sistema binario.[kmol/hm<sup>2</sup>]  
W<sub>w</sub>: velocidad molar del agua [kmol/h]  
x: fracción molar, adimensional  
N°: número de experiencia, en el orden en que han hecho, en número romano  
Er%: error relativo porcentual calculado a partir de los valores de formulación matemática y los valores empíricos  
Subíndices y Superíndice:

#### REFERENCIAS:

- Treybal Robert E. (1981). Operaciones de Transferencia de Masa, 2° edición, pp. 270, 271. Mc Graw – Hill Book Co.  
M. J. Moran, H. N. Shapiro. (1998) Termodinámica Técnica, pp. 752-753, 876 tabla A-2. Reverté S.A., España.  
R. B. Bird, W. E. Stewart, E. N. Lightfoot (1976). Fenómeno de Transporte, pp. 16-1, 16-21, 21-6, 21-13, 21-17. Reverté S.A. Barcelona-Bogota-Caracas-México-Buenos Aires  
Carlos A. García (1987). Termodinámica Técnica, 5° edición, pp 233-249. Alsina, Buenos Aires.  
Donald Q. Kern (1999). Procesos de transferencia de calor. 1ª edición, pp. 920. Continental S.A., México  
M Gea, G Lensino (2000) Caracterización de Paneles Rellenos de Paja para Enfriamiento Evaporativo, ASADES Vol. 4 N°1 – Año 2000; pp 3.33-3.37.  
R. L. Mott (1996) Mecánica de Fluidos Aplicada, pp. 546, 4ª edición México. Prentice Hall Nueva York, Bogota, Nueva Delhi, Río de Janeiro, Singapur, Tokio, Toronto, Zurich.  
A. S. Foust, L. A. Wenzel, C. W. Clump, L. Maus, L. B. Andersen (1989) Principios de Operaciones Unitarias, 2ª edición pp 739, apéndice D-10. Continental S.A., México.

#### ABSTRACT:

This is a work to show the experimental results of a cooling evaporation process in a humidifier filled with poplar wood shavings and the confirmation of its mathematical model. The humidification is the last step of an acclimatation by adsorption with regeneration, by means of solar energy. The model based on thermodynamic relations and heat and mass transfer phenomena, lets to predict the exit air conditions with a 5% error for temperature and a 20% error for relative humidity. The humidifier in study has the advantage of an exit air that doesn't exceed an 80% of relative humidity.

**Keywords:** Humidification. Wood shavings. Evaporative cooling.