

## NUEVO REFRESCADOR DE AMBIENTES DE BAJO COSTO PARA ZONAS ARIDAS

Arturo F. Buigues Nollens <sup>1-2</sup> y Esteban O. Rojas <sup>2</sup>

Instituto de Mecánica Aplicada - Area de Energías Alternativas - Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de San Juan  
 Av. Libertador Gral. San Martín 1109 - O - C.P. 5400 - San Juan  
 Tel.: 0264 4211700 Int. 320 - Fax 0264 4210277 – email:abuigues@unsj.edu.ar

**RESUMEN:** En este trabajo se muestra un nuevo sistema de refrescamiento evaporativo directo indirecto, para ser integrado al equipamiento mobiliario de interiores, con inyector de aire exterior unido por conducto flexible. Su diseño fue comparado y ponderado con otro sistema ya realizado para demostrar su aplicabilidad en viviendas o edificios en general. Para constatar su comportamiento higrotérmico se realizaron campañas de adquisición de datos, seguimiento y control de su comportamiento funcional. Se realiza un análisis de los datos experimentales obtenidos y del rendimiento del sistema en relación al ambiente en horas punta. El desarrollo realizado demuestra un nuevo proceso de enfriamiento que hace uso de las condiciones ambientales externas y las que resultan de un edificio convenientemente aislado. Es más conveniente que el sistema de aire acondicionado convencional, ya que tiene menor costo de fabricación y fundamentalmente tiene un menor consumo de energía eléctrica.

**Palabras claves:** nuevo - refrescador - evaporativo - interior – económico.

### INTRODUCCIÓN

Antiguamente para bajar la temperatura del ambiente durante las horas de máximo calor, se acostumbraba a regar los pisos de ladrillo criollo o tierra compactada de las habitaciones para producir refrescamiento. Con el avance de la tecnología se han desarrollado comercialmente refrescadores evaporativos directos, que presentan ciertas limitaciones y complejidad de uso.

El funcionamiento de estos equipos es adecuado pero produce una relativa contribución al confort de interiores debido a que:

- El refrescamiento de las personas y del aire se produce en forma aleatoria dependiendo del aire de renovación natural.
- No se logra en forma permanente una adecuada mezcla del aire de refresco evaporativo con el aire ambiente de renovación.
- La velocidad del aire de la ventilación natural exterior no puede ser controlada, ni dirigida a determinados lugares de la habitación, lo cual produce falta de uniformidad en la distribución del mismo en las zonas donde están las personas.
- En una habitación donde la cantidad de aire de renovación no puede ser controlada, da origen a un exceso o falta de la humedad y temperatura del aire dentro de la misma, produciendo disconfort en forma alternada.
- La regulación que tienen estos equipos comerciales son insuficientes y la mecánica de los mismos es complicada.

En trabajos anteriores se ha desarrollado un sistema de refrescamiento basado en el principio mencionado a modo de cielorraso suspendido, Buigues Nollens y Rojas (1999), el cual presentaba dos procesos de refrescamiento bien diferenciados, el evaporativo propiamente dicho (proceso directo) y la transferencia de calor (proceso indirecto). El nuevo sistema propuesto mejora las condiciones de funcionamiento de los sistemas mencionados, con un diseño que es integrable al mobiliario de interiores y que cuenta con un inyector de aire exterior el cual provee aire de renovación en forma permanente y regulada según necesidades de confort fig. 1, Cook (1989).

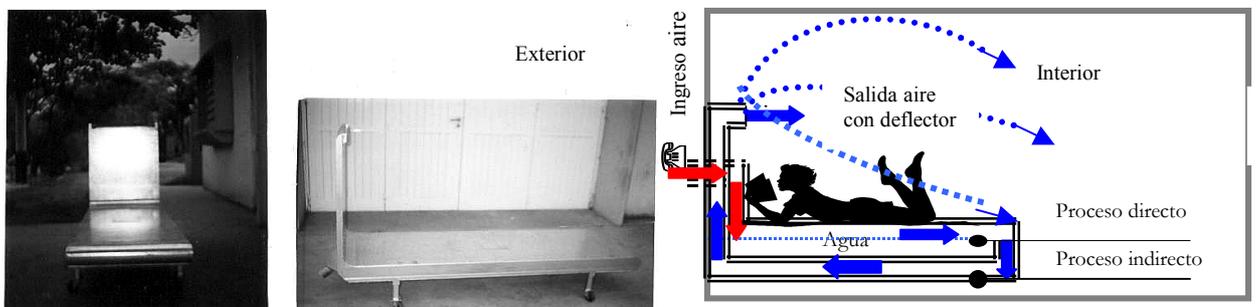


Figura 1: Vistas y esquema de circulación del aire dentro del sistema - Campaña de mediciones período estival 2000

<sup>1</sup> Investigador Asistente CONICET -<sup>2</sup> Docente de la Cátedra: Energías Alternativas – Dpto. de Ing. Electromecánica – Fac .de Ingeniería – UNSJ.

## DESCRIPCIÓN DE LAS MEJORAS INTRODUCIDAS

En síntesis dentro las mejoras introducidas a los procesos de enfriamiento del sistema de cielorraso se menciona:

Para el proceso directo: Reducción del área de la bandeja de evaporación al 50 %.

Para el proceso indirecto: Incremento de la transferencia de calor manteniendo su área pero dentro de un espacio más chico.

Con las mejoras mencionadas el proceso directo no fue modificado al ser reducida el área de evaporación, pero el proceso indirecto pudo sufrir grandes modificaciones que lo llevarían a perder su efectividad por lo tanto dejaría de ser útil. Para evitar esto, el área necesaria para evacuar parte de la cantidad de calor que gana la habitación en forma indirecta que era de 2 m<sup>2</sup>, fue inscrita o albergada en un 1 m<sup>2</sup> plegándola y manteniendo el valor original de las secciones transversales a la dirección del flujo de aire de forma tal que el coeficiente de convección U no disminuyó su valor. Resultando el módulo de enfriamiento propiamente dicho con una longitud de 1.85 m., ancho 0.68 m. y de altura 0.10 m.

Para lograr esta reducción se han estudiado diferentes formas geométricas para el plegado de la chapa, de forma tal que conserve el área de transferencia de calor constante en un área menor, la que mas se adaptó a nuestro caso fue la triangular (equilátero).

Por otro lado la cantidad de calor y materia intercambiada fue estudiada variando la inclinación del ángulo de incidencia del chorro de aire exterior, respecto a la superficie libre del agua.

## ANÁLISIS PSICROMÉTRICO Y VERIFICACIÓN TEÓRICA – EXPERIMENTAL

Al estar en contacto el aire de la habitación con una superficie que está a menor temperatura que él, se produce una transferencia de calor desde el aire interior hacia el aire que circula dentro del sistema a través de la chapa. Como este se está enfriando, por estar en contacto con el agua y por lo tanto humidificándose, el aporte de calor no se ve como un salto de temperatura propiamente dicho. O sea si durante el proceso de refrescamiento evaporativo directo del aire, la cantidad de humedad absoluta a evaporar fuese constante, el salto térmico alcanzado por el aire sería menor, debido al aporte de calor; pero como no hay un límite en la cantidad de humedad absoluta a evaporar, en la medida que el aire absorbe calor se lo entrega al agua aumentando su proceso evaporativo.

Los valores tipo de los parámetros de temperatura de bulbo seco y de humedad relativa que indican el cambio de estado del aire en el proceso de refrescamiento directo, extraídos en las campañas de mediciones, son graficados en el diagrama sicrométrico, dando una línea entre los puntos 1-2 (fig. 2), la que indica mayor pendiente que la de un proceso ideal, es decir que para una misma temperatura de bulbo seco, el proceso obtenido indica que el aire refrescado tiene mayor contenido de humedad absoluta que en un proceso adiabático.

Es muy importante dejar en claro que si el sistema no produce un refrescamiento en forma adiabática, no significa que produzca mayor evaporación que otro, para eliminar una misma cantidad de calor. Ya que como en todo proceso evaporativo, hay un equilibrio entre la cantidad de calor evacuado y la cantidad de agua evaporada, lo que en realidad indica que este sistema ha evacuado mayor cantidad de calor que otro.

El proceso 1-2 (fig.2) es el único que produce el efecto de refrescamiento en todo el sistema, y es el que lleva el agua de este a la temperatura de bulbo húmedo, por lo tanto, es en ese proceso donde se tiene que poner de manifiesto la cantidad total de calor absorbida por el sistema respecto al aire ambiente e interior de la habitación, y también el calor que se entrega al agua en el proceso de refrescamiento indirecto. Por esta causa el proceso 1-2 de refrescamiento evaporativo directo, no fue realizado a temperatura de bulbo húmedo constante y para analizarlo se comparó con el proceso 1-4-5, el cual es adiabático.

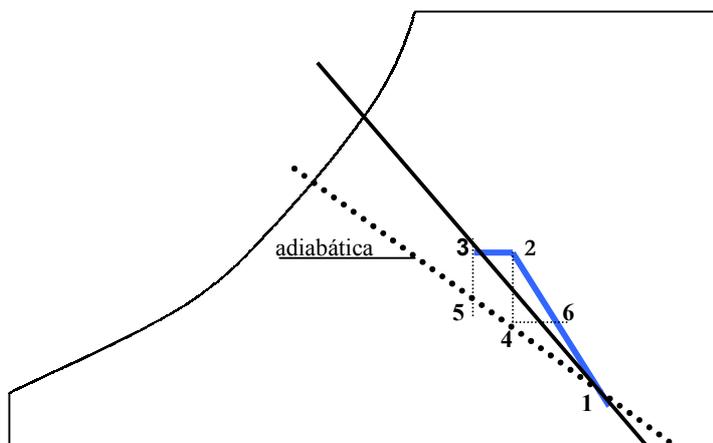


Figura 2: Proceso del sistema durante la campaña de mediciones graficado sobre un esquema del diagrama sicrométrico

Si los aportes de calor exterior al sistema a través del aire que circula por el mismo, fueran entregados solamente para calentarlo, el proceso real sería el 1-6 (fig.2), o sea el aire por el echo de humidificarse, disminuiría su temperatura hasta la correspondiente a la de un proceso adiabático, pero al recibir calor aumenta su temperatura de bulbo seco, manteniendo constante la humedad ya que este calor no ha pasado al agua para permitir su evaporación.

La cantidad de calor que hizo que el estado 4 llegara al estado 6 fue determinado con las temperaturas de estos puntos y esta dado por las siguientes ecuaciones:

$$Q_{6-4} = 0,24 (t_6 - t_4) \quad \text{donde } t_6 \text{ y } t_4 \text{ son valores experimentales} \quad (1)$$

$$Q_{6-4} = 0,24 (32 - 28,6) = 0,82 \text{ Cal / kg.}$$

Este calor que tiene el aire, debe pasar al agua para permitir la evaporación de la misma y eliminarlo, esto se observa en el proceso 6-2.

Si todo el aporte de calor, tanto del exterior del aparato como el que es aportado por el proceso evaporativo indirecto, se entregara directamente al agua para evaporarla, el aire no aumenta la temperatura de bulbo seco correspondiente al proceso adiabático, pero lo que aumenta es su humedad absoluta, alcanzando el aire el estado 2. O sea si el calor fuera entregado directamente al agua el proceso sería el 4-2. Teniendo los valores de humedad absoluta de los estados 6 y 2 se puede calcular la cantidad de calor latente debido a la evaporación.

$$Q_{4-2} = 0,595 (x_2 - x_4) = 0,595 (15,6 - 13) = 1,55 \text{ Cal/kg. (calor por unidad de masa)} \quad (2)$$

Si todo el calor ha sido entregado al agua para que se evapore, la suma del calor calculado con el proceso 4-6 y el calor del proceso de refrescamiento indirecto, o sea 2-3, debe ser igual al calor del proceso 4-2. Evidentemente como el aire ha recibido calor y no toda esa cantidad ha sido entregada al agua si no que un pequeño porcentaje queda en esta, su aumento de temperatura es totalmente despreciable.

$$Q_{2-3} = 0,24 (t_2 - t_3) = 0,24 (28,6 - 25,4) = 0,77 \text{ Cal/kg.}$$

$$Q_{2-3} + Q_{6-4} = Q_{4-2} \quad 0,77 + 0,82 = 1,59 \cong 1,55 \text{ Cal/kg.} \quad (3)$$

De esta manera queda demostrado que el nuevo proceso deja de ser adiabático, porque evacua mayor cantidad de calor.

### RENDIMIENTO DEL SISTEMA EN RELACIÓN AL AMBIENTE EN HORAS PUNTA (fig. 3)

Para calcular la cantidad de energía total evacuada, se calculó el caudal másico, obteniéndose a la salida del sistema una velocidad de 7 m/seg. y un diámetro de 0.075 m., siendo el caudal:

$$C = V_s * A * \rho = 7 \text{ m/s} * \pi * (0,075)^2 / 4 * 1,2 \text{ kg/m}^3 = 0,037 \text{ kg / s} = 133,6 \text{ kg / h} \quad (4)$$

Donde:  $V_s$  = velocidad de salida del sistema  
 $A$  = área transversal al flujo en la salida  
 $\rho$  = densidad del aire de salida

Consumo del motor

$$P = V * I * 0,85 = 220 \text{ v} * 0,38 \text{ A} * 0,85 = 71 \text{ watt} \quad (5)$$

Donde:  $P$  = consumo del motor  
 $V$  = tensión de la red eléctrica  
 $I$  = corriente consumida por el motor del sistema

Los valores resultantes del rendimiento del sistema COP, Dutt et al. (1996), se muestran en la fig. 3.

Día 8/2/00 Hora 18:00 - [T 33 °C, HR = 26 %] $Q_{1-3} = 0.24 * (t_i - t_f) = 0.24 * 8.5 = 2 \text{ Cal/kg.}$ Calor evacuado por hora: $Q_t = Q_{1-3} * C = 2 * 133.6 = 267.2 \text{ Cal/h (6)}$ $Q_t = 267.2 * 1.16 = 309.95 \text{ watt}$ <b>COP = 309.95 / 71 = 4.4</b>
Día 9 / 2 / 00 Hora 17:30 [T 31,8 °C, HR = 37 %] $Q_{1-3} = 0.24 * (t_i - t_f) = 0.24 * 6.5 = 1.56 \text{ Cal/kg.}$ Calor evacuado por hora: $Q_t = Q_{1-3} * C = 1.56 * 133.6 = 208.41 \text{ Cal/h}$ $Q_t = 208.41 * 1.16 = 241.75 \text{ watt}$ <b>COP = 241.75 / 71 = 3.4</b>
Día 11 / 2 / 00 Hora 18:30 [T 37 °C, HR = 23.5%] $Q_{1-3} = 0.24 * (t_i - t_f) = 0.24 * (37 - 25.3) = 2.8 \text{ Cal/kg.}$ Calor evacuado por hora: $Q_t = Q_{1-3} * C = 2.8 * 133.6 = 375.15 \text{ Cal/h}$ $Q_t = 375.15 * 1.16 = 435.17 \text{ watt}$ <b>COP = 435.17 / 71 = 6.13</b>

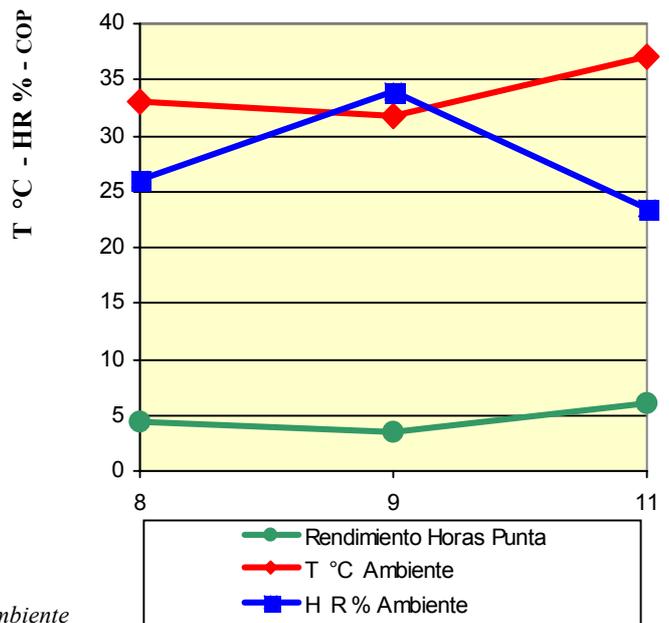


Figura 3: Comparación del rendimiento del sistema en relación al ambiente

## CONCLUSIONES

- En relación con la transferencia de calor y materia.

Experimentalmente para un flujo de aire fijo, la turbulencia puede ser aumentada o disminuida, variando solamente la inclinación del ángulo de incidencia del chorro de aire del exterior. Verificándose que cuando el ángulo de incidencia es pequeño, la cantidad de calor y materia intercambiada se achica y cuando el ángulo se agranda (hasta 90°) esta cantidad aumenta, obteniendo una adecuada sensación térmica en el interior.

Por lo tanto una forma de regular la cantidad de refrescamiento lograda es regulando la incidencia del chorro de aire sobre la superficie libre del agua sin la necesidad de variar la velocidad del forzador.

- Con relación al rendimiento o coeficiente de performance del equipo COP.

Se deduce que el rendimiento o COP para las condiciones de ensayo durante la campaña 2000, es instantáneo y depende de las condiciones ambientales en que se lo evalúa; por lo tanto el rendimiento varía en forma permanente siguiendo en forma directa las variaciones de temperaturas y en forma inversa a las variaciones de la humedad.

- Respecto a la aplicabilidad y ahorro de energía del sistema.

Se ha demostrado que la posibilidad de uso del sistema aumentó, ya que es posible reducir la longitud del mismo y se lo puede ubicar junto a muebles (bajo cama y/o poltronas, dentro de guardarrobas, etc.) con un notable incremento de la velocidad del aire de salida respecto al sistema primeramente desarrollado denominado "cielorraso refrescante" (longitud 3.40 m.); resultando a la vez ser también más fácil su mantenimiento al ser transportable.

- Respecto al proceso de enfriamiento

Se ha desarrollado y verificado un nuevo proceso de enfriamiento que hace uso de las condiciones ambientales externas y las que resultan de un edificio convenientemente aislado, es más sencillo que el sistema de aire acondicionado convencional ya que tiene menor costo de fabricación y produce un menor consumo de energía eléctrica que favorece a un uso racional de la misma.

## REFERENCIAS

- Buigues Nollens A. y Rojos E (1999). "Módulo de refrescamiento económico para interiores" Avances en Energías renovables y Medio Ambiente. Vol 3- N°2, 07.1 - Tucumán, Argentina.
- Dutt G. Et al., (1996), "La eficiencia energética de los electrodomésticos en la Argentina" T.1 - 8.13 - Actas de ASADES 19 Reunión de Trabajo - Mar del Plata.
- Marchioli J. et al (1997) "Proyecto de un equipo de refrescamiento evaporativo para interiores" Avances en Energías renovables y Medio Ambiente. Vol 1- N°1,169 - Salta, Argentina.
- Cook, J Passive Cooling (1989), "Temperatura Efectiva y Condiciones de confort" The Mit Press Cambridge, Massachusetts, London England.
- Evans M. y Shiller S. (1988) "Energía Eólica -Movimiento de Aire en el Interior de Edificios" - Diseño Bioambiental y Arquitectura Solar - 104 - Serie Ediciones Previas, Editorial EUDEBA - Bs. As.

Givoni B. (1992)- Chapter 18 “Windows in Building”- 1992- Incluido en Cowan H. “Encyclopedia of Building Technology”- New York, Van Nostrand Reinhold ,.

### **ABSTRACT**

This paper presents a new system of direct- indirect evaporative cooling connected to an outdoor air injector by a flexible duct and can be fitted to the furnishment. Its design was compared to a previous system so as to demonstrate its applicability to houses and building in general. In order to verify its climatic comfort behaviour campaigns of data acquisition, follow-up and control of its functional behavior were organized.. The experimental data and the system’s performance in peak hours were analysed. The resultng development demonstrates a new cooling process which uses the external environmental conditions and those which result from an adequately isolated building. It is more convenient than the conventional air conditioning system : it has a lower manufacturing cost and a lower consumption of electricity.

**Keywords:** new, cooling, evaporative, indoor, economic.