

ESTUDIO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO E INDIRECTO CON EVAPORADOR DE PELICULA DESCENDENTE[#]

C. Placco, I. Plaza, V. García, A. Iriarte y M. Gea
Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO - CONICET)
Universidad Nacional de Salta – Av. Bolivia 5150 C.P. 4400 – Salta
Tel - Fax 0387-4255489 e-mail: cplacco@inenco.net

RESUMEN

Se construyeron dos sistemas de enfriamiento evaporativo: uno directo y otro indirecto, basados en evaporación en película descendente. En el primero, el aire se enfría en una sola etapa por contacto directo con el agua en el intercambiador de telas verticales. En el segundo sistema, el flujo de aire enfriado por evaporación intercambia calor con el flujo de refrigeración mediante un intercambiador de placas, sin transferencia de masa. Se realizaron ensayos para determinar la capacidad y eficiencia de los equipos. Se elaboraron modelos teóricos y se realizaron simulaciones que permiten predecir la performance de los sistemas para distintas condiciones de funcionamiento. Los resultados indican que estos equipos presentan características interesantes para las necesidades de la región, especialmente por su sencillez, tanto para su construcción como para su mantenimiento.

Palabras clave: enfriamiento evaporativo directo e indirecto, acondicionamiento térmico, eficiencia energética.

INTRODUCCION

El clima de gran parte del norte argentino se caracteriza por importantes períodos cálidos y secos, con temperaturas muy altas y precipitaciones anuales inferiores a los 600 mm. Los sistemas productivos agropecuarios intensivos, que han tenido un gran impulso en los últimos tiempos, han encontrado en las altas temperaturas del verano en la región un factor limitante para su desarrollo. Bajo estas condiciones climáticas, con alta temperaturas y baja humedad, el método racional de refrescamiento desde el punto de vista energético es el enfriamiento evaporativo.

Sin embargo estos sistemas no se han difundido lo suficiente a pesar que presentan importantes ventajas en relación a los equipos de aire acondicionado convencional:

- Poseen un bajo costo inicial
- Son fáciles de construir
- Producen una reducción de los costos de operación al bajar el consumo eléctrico.
- Mejora la calidad de vida, ya que puede resultar accesible para un sector más amplio de la población.
- En el caso de aplicaciones agrícolas, evita buena parte de la generación eléctrica local en bajas potencias que resulta por lo tanto más cara. Eventualmente permite localizaciones en zonas alejadas o de difícil acceso mediante paneles fotovoltaicos cuya potencia se obtiene en fase con la demanda durante las horas de sol.

Actualmente su utilización en esta zona está prácticamente restringida a las actividades agrícolas mediante sistemas llamados de 'hidrocooling' (Iriarte et al., 1999). Éstos están constituidos por intercambiadores agua-aire integrados a una pared del invernadero. El aire es forzado a atravesarlos mediante extractores instalados en la pared opuesta.

En estudios realizados con anterioridad se encontraron ventajas y desventajas de distintos tipos de intercambiadores, como los de relleno de paja, de arcilla expandida, estructurado y de telas verticales (Gea et al., 2003), (Gea et al., 2004). Se analizó allí que los intercambiadores usados comúnmente, como el relleno de paja, tienen distintos tipos de problemas que se traducen en una baja eficiencia energética de los equipos y se destaca que la causa principal de la degradación de los materiales y de la pérdida de calidad del aire enfriado es la acumulación de polvo y la proliferación de microorganismos en las superficies que no son lo suficientemente lamidas por el agua.

El intercambiador más usado en otros países es el de relleno estructurado, el cual presenta varias ventajas (alta área unitaria, mojado uniforme, baja pérdida de carga) que hacen que sea un intercambiador muy eficiente. Debido a que es necesario importarlo su costo es muy elevado, de manera que se utiliza muy poco para enfriamiento evaporativo en Argentina.

[#] Trabajo parcialmente financiado por la ANCyT y por el CIUNSA

También se estudió un intercambiador constituido por telas que cuelgan verticalmente desde un caño perforado que genera películas de agua en sus caras (Gea et. al., 2004) y se observó que presenta varias ventajas. Las telas se configuran de manera de guiar la corriente de aire para que barran toda el área mojada (figura 4).

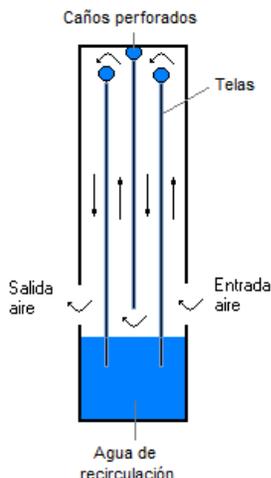


Figura 1: Esquema del intercambiador construido con telas verticales cubiertas con una película de agua descendente

Con esta forma de distribuir el agua se logra el auto limpiado ya que, por la absorción de las telas, se forma un film descendente con el que se logra un mojado completo de la superficie. La instalación y la eventual renovación de las telas son sencillas y la recirculación del agua se puede lograr con bombas pequeñas, ya que no se precisan presiones altas como cuando se utilizan difusores tipo spray.

Los equipos de enfriamiento evaporativo directo aumentan el contenido de humedad de los ambientes a acondicionar. Cuando no se desea aumentar la humedad, por cuestiones de confort o por el riesgo de incorporar en los ambientes bacterias que se pueden generar en los intercambiadores, es posible refrescar el aire mediante la aplicación de equipos indirectos.

En este trabajo se estudian un sistema directo y otro indirecto en los cuales el enfriamiento evaporativo se genera en el contacto del aire con películas de agua descendentes sobre telas verticales. Se realizaron ensayos para determinar la capacidad y eficiencia de los equipos. Se elaboraron modelos teóricos y se realizaron simulaciones que permiten predecir la performance de los sistemas para distintas condiciones de funcionamiento.

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO DIRECTO

En una cámara de microinjertación de plantines perteneciente la Estación Experimental del Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (INTA) de la provincia de Catamarca, se realiza el acondicionamiento térmico del ambiente interior mediante enfriamiento evaporativo directo. Se crían plantines que, en su período de enraizamiento, requieren ambientes frescos y húmedos. Más detalles constructivos de la cámara se encuentran en el trabajo de García *et al.* (2003).

En dicha cámara se reemplazó el intercambiador de relleno de paja, cuyos inconvenientes fueron mencionados anteriormente, por uno de telas verticales a fin de estudiar su eficiencia y su durabilidad. En el recinto donde se encontraba el relleno de paja se incorporaron bastidores de caño estructural donde cuelgan las telas y se instaló un sistema de distribución de agua de baja presión mediante caños perforados.

La estructura del panel de refrescamiento posee un área frontal de 3,80 m de ancho por 1,30 m de altura, y una profundidad de 0.50 m, la misma está construida con caño estructural de 15mm x 15mm (Figura 2). En ésta se apoyan los tres caños galvanizados de media pulgada, que poseen orificios de 3 mm de diámetro sobre una misma línea, espaciados entre sí 5 cm. La parte inferior de esta estructura entra y se apoya en una canaleta de chapa galvanizada delgada (Figura 2) que recibe el agua que cae desde las telas donde es recogida por la bomba para su recirculación.

Las telas de lienzo de algodón, poseen un dobladillo en su parte superior, por donde entran los caños, y en los laterales poseen velcro (abrojos) para fijarse a la estructura metálica. De este modo las telas cuelgan desde los caños a diferentes alturas y se encuentran tensas, sujetadas al bastidor.

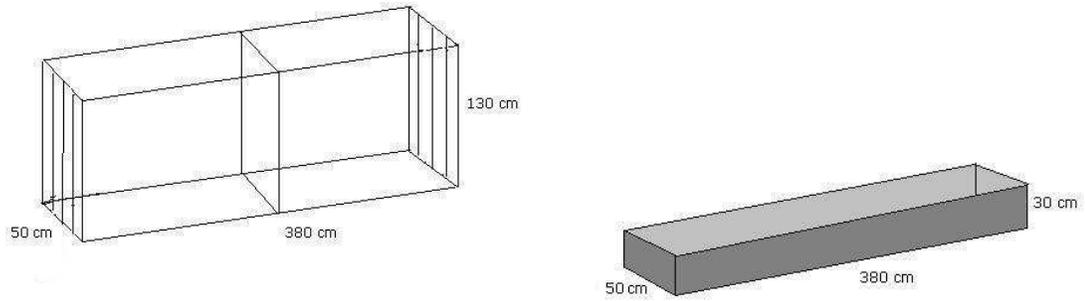


Figura 2: esquemas del bastidor de caño estructural y de la batea para el agua a recircular

La configuración de las telas del intercambiador fue diseñada de manera que el aire barra ambas caras de cada tela mojada (Figura 1). El aire circula por el intercambiador alternativamente en sentido a corriente y a contra corriente de la película de agua descendente, guiado para lamer toda la superficie mojada. El recorrido es tortuoso ya que se busca lograr turbulencias para mejorar el mezclado del aire húmedo y el valor de los coeficientes de transferencia de calor y masa.

Estudio experimental

Se utilizaron telas de algodón que permiten generar películas de agua uniformes que cubren el 100 % de la superficie. Son tres telas de 3,80 m por 1 m las que generan, con sus dos caras, 22,8 m² de área de intercambio. Cada una de las telas cuelga de un caño con perforaciones que permite la distribución uniforme del agua (Figura 3).



Figura 3: fotos del intercambiador antes y después de colocadas las telas

El aire circulante se mueve mediante un extractor de 0,65 m de diámetro de 1,5 kW que está ubicado en el extremo opuesto del recinto. Una vez alcanzado el régimen del sistema se tomaron mediciones manuales cada 15 minutos, durante una hora. Con un psicrómetro a cuerda se midió la temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco, colocado a 0,10 m del panel. La temperatura del agua se midió con una termocupla conectada a un termómetro digital. La velocidad del aire se midió con un anemómetro de hilo caliente, a la salida del sistema de enfriamiento evaporativo.

Modelización del enfriamiento evaporativo en el intercambiador

Para la modelización del fenómeno de enfriamiento evaporativo se realizó el siguiente planteo: durante la evaporación desde la superficie del líquido, la energía asociada con el cambio de fase es el calor latente de vaporización del agua. Despreciando efectos de radiación y en ausencia de otra fuente de calor, la energía requerida para sostener la evaporación debe provenir de las energías internas del agua y del aire los cuales experimentarán una reducción de su temperatura. Este balance se esquematiza en la figura 4 donde:

Q_{evap} = Potencia producida en la evaporación

Q_{aire} = Potencia extraída al aire

Q_{agua} = Potencia extraída al agua

T_{agua} = Temperatura del agua
 T_{aire} = Temperatura del aire
 T_{int} = Temperatura de la interfase
 $P_{\text{sat}}(T_{\text{int}})$ = Presión de vapor de agua a la temperatura de la interfase
 P_{aire} = Presión de vapor en el aire

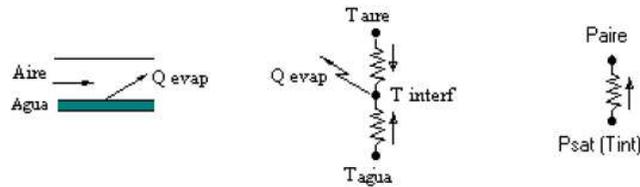


Figura 4: intercambio de calor sensible y latente en la interfase agua - aire.

Para la simulación de los circuitos que conforman el modelo térmico se utilizó el programa Simusol (Alia et.al., 2004). Esta simulación se compone de dos etapas. En la primera se dibuja el circuito equivalente del intercambiador evaporativo en un diagrama y en un cuadro de datos se definen los valores de los elementos del circuito, las condiciones iniciales, las condiciones de borde, la rutina de integración y los parámetros a estudiar. En una segunda etapa, el programa interpreta los datos del circuito y calcula la evolución de las variables térmicas en el tiempo (temperaturas o flujos de calor). Los resultados son presentados en archivos con tablas y en gráficos.

El modelo propuesto está compuesto por un extractor de aire, un intercambiador evaporativo y una caudal de agua que recircula mediante una bomba.

En el circuito térmico (figura 5) los nodos representan valores de temperatura y la corriente es el flujo de calor. La fuente de temperatura a la entrada del intercambiador (E1) provee el valor de la temperatura ambiente. La fuente de calor de flujo de aire (JM1) representa el calor transferido entre los nodos de temperatura a la entrada y a la salida. La resistencia convectiva (R1) representa la resistencia a la transferencia de calor entre el agua y el aire. La fuente de calor por la evaporación (JQ3) es el producto de la masa evaporada por el calor de cambio de fase.

En el circuito másico (figura 5) los nodos representan valores de humedad absoluta y la corriente es el flujo másico transferido. La fuente de humedad a la entrada (E2) provee el valor de la humedad ambiente. La fuente de flujo másico de aire (JM4) representa el caudal de vapor de agua transferido en el flujo de aire entre los nodos de humedad a la entrada y a la salida. La resistencia convectiva (R3) es la resistencia a la transferencia de vapor entre la superficie de agua y el aire. Este flujo másico es tomado por el circuito térmico para calcular el calor de evaporación. La fuente de humedad (E3) provee el valor de la humedad del aire en la saturación.

Se incorporaron al programa de cálculo las siguientes ecuaciones.

$$w = 0,622 P_{\text{sat}}(T) / (P_{\text{atm}} - P_{\text{sat}}(T)) \quad (1)$$

$$P_{\text{sat}}(T) = \exp(23,23 - 3841 / (T + 228)) \quad (2)$$

$P_{\text{sat}}(T)$ = presión de vapor de saturación a la temperatura T (Pa)

P_{atm} = presión atmosférica (Pa)

El calor que entregan el agua y el aire para sostener la evaporación es:

$$Q_{\text{ev}} = m \cdot h_{\text{fg}} \quad (3)$$

h_{fg} = calor de vaporización (J/kg)

m = flujo másico (kg/s)

La relación entre los coeficientes de transferencia de calor y masa surge de la analogía de los procesos en la capa límite (Incropera & De Witt, 1996):

$$h / hm = \delta Cp Le^{2/3} \quad (4)$$

δ = densidad (kg/m³)

Cp = calor específico (J/kg C)

Le = N° de Lewis

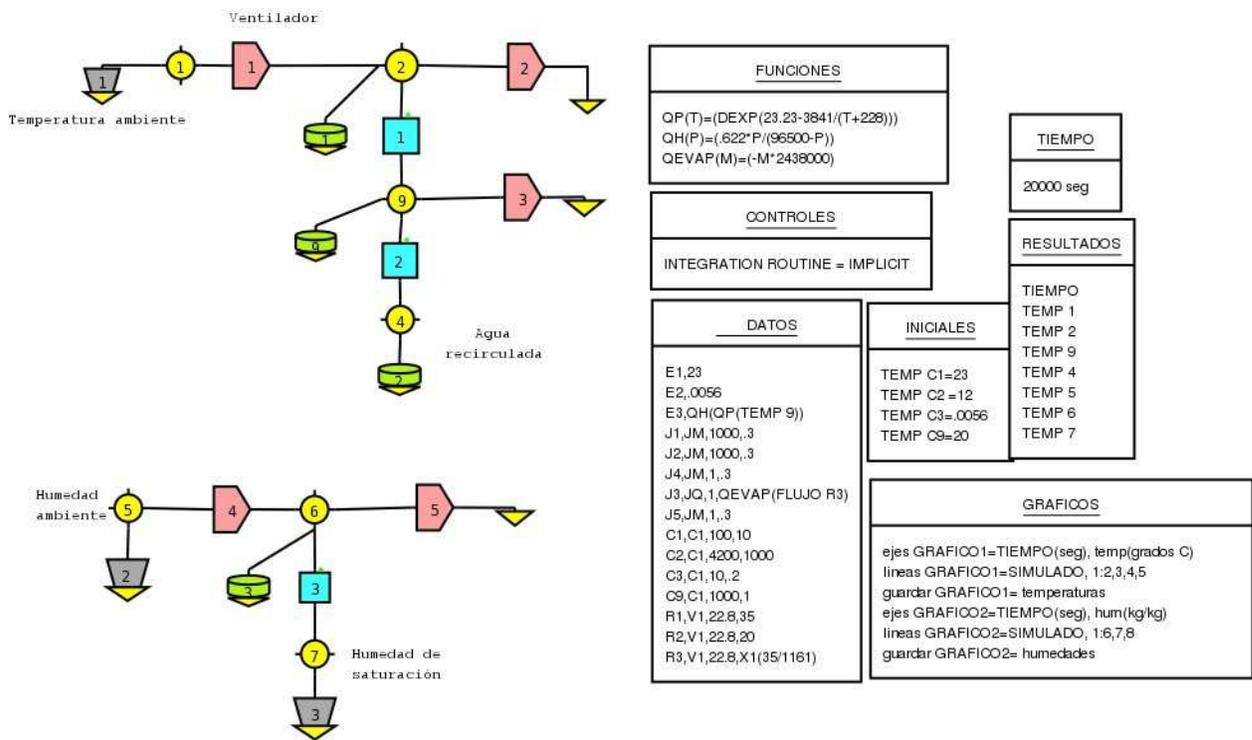


Figura 5: circuito térmico (superior) y másico (inferior) que modelizan el sistema para Simulink.

El programa resuelve los dos circuitos, calculando el valor del flujo de masa correspondiente a la corriente que circula por la resistencia R3 y utiliza este valor para calcular el valor proporcionado por la fuente 3.

Los parámetros ingresados para cada elemento del circuito, surgen de los factores físicos y geométricos del intercambiador y de realizar un promedio de las variables sensadas durante una hora (temperatura ambiente, humedad relativa, temperatura del agua recirculada y velocidad del aire en el intercambiador).

El resultado de la simulación se cotejó con el promedio de las mediciones de temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo, realizadas en el intercambiador de la cámara de microinjertos, durante el mismo lapso de tiempo.

Tabla 1: Datos medidos y resultados simulados en el sistema de enfriamiento evaporativo directo.

	Datos Sensados a la Entrada	Datos Sensados a la Salida	Resultado Simulación
Temperatura del aire	23 °C	14.9 °C	15.5 °C
Humedad Absoluta	0.0055 kg/kg	0.0073 kg/kg	0.0081 kg/kg
Temperatura Agua recirculada	12.2 °C		12.5 °C

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO INDIRECTO

Cuando se utiliza enfriamiento evaporativo para el acondicionamiento de ambientes en los cuales no se desea incorporar humedad o hacerlo controladamente, son adecuados los sistemas indirectos. En el sistema que se plantea en este trabajo el aire exterior es impulsado por un ventilador enfrentado axialmente a un intercambiador de placas paralelas de manera que el aire ingresa y se distribuye por los canales generados por las placas. Se colocaron difusores de agua con caños perforados que mojan telas de algodón pegadas a las placas (ver figura 6). Los difusores se instalaron dejando un canal de por medio de manera que se generaron canales intermedios donde el aire circula sin tomar contacto con el agua. De esta manera, con un solo ventilador, se generan dos flujos de aire que en lo sucesivo llamaremos de aire húmedo y de aire seco según estén o no en contacto con la película de agua descendente.

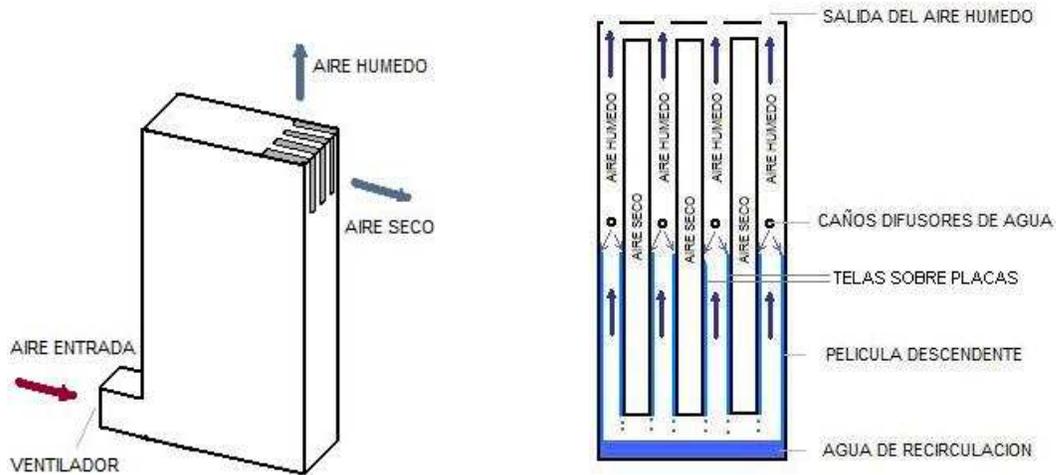


Figura 6: Esquema de los flujos en la entrada, en la salida y en el interior del sistema de enfriamiento evaporativo indirecto

El aire ingresa por la parte inferior del intercambiador generando dos flujos independientes que circulan en co-corriente intercambiando calor sensible a través de las placas. Se procura que el flujo de aire humedecido por evaporación de las películas descendentes se sature de humedad en la mitad de la altura del equipo, alcanzando la mínima temperatura. En lo que resta de su recorrido hasta la salida sigue absorbiendo calor del aire seco a través de la placa. La máxima eficiencia se logra controlando el flujo de aire para una altura fija del intercambiador. El flujo de aire seco se enfría intercambiando calor a través de las placas en todo su recorrido hasta la salida en la parte superior. En los canales de aire seco se colocaron guías para lograr que el aire barra todo el ancho de las placas.

Este equipo se construyó en escala prototipo a fin de realizar un análisis inicial en el cual se puedan estudiar los materiales y los métodos constructivos adecuados. También para validar experimentalmente un modelo teórico y un programa de simulación que permitan determinar las dimensiones y los valores de flujos con los que se logren las máximas eficiencias. Con el diseño óptimo se seguirán estudios posteriores donde el flujo de aire seco para los canales húmedos provenga del interior del edificio, aprovechando su entalpía para un aprovechamiento racional de la energía. También se debe plantear a la salida de los flujos la eventualidad de poder mezclarlos para controlar la humedad de entrada al recinto a refrescar.

Estudio experimental

Las placas del intercambiador y la envolvente del equipo son de chapa galvanizada. Sus dimensiones son de 160 cm de altura, 60 cm de ancho y 14 cm de espesor (ver foto en figura 7). La separación entre placas es de 2 cm. Las telas verticales son lienzo de algodón de 80 cm por 60 cm. Los difusores de agua son caños de cobre de media pulgada perforados cada 1 cm.



Figura 7: foto del prototipo para ensayos de enfriamiento evaporativo indirecto

Se ensayó el equipo bajo distintas condiciones de funcionamiento. El aire en la entrada se tomó en las condiciones naturales, y por la época del año en que se hicieron las experiencias no se contaron con temperaturas elevadas. Los valores del caudal del aire se controlaron variando el área de succión en el ventilador. Se realizaron corridas con el ventilador a pleno, con la mitad y con dos tercios de dicha área cubierta.

Se midieron temperaturas a la entrada, en la parte media y a la salida de dos canales contiguos, uno de aire húmedo y otro de aire seco. Los caudales de aire en dichos canales se determinaron a partir de la medición de velocidades de aire en distintos puntos y su posterior integración. La humedad se midió a la entrada y a la salida de los canales. Las medidas se tomaron luego de esperar que el sistema funcionara un tiempo suficiente hasta que las propiedades de los fluidos alcanzaron el estado estacionario.

Modelo y simulación

En el modelo de este intercambiador, el circuito másico no presenta modificaciones respecto al modelo del intercambiador directo; mientras que al circuito térmico se le incorporó la parte correspondiente al canal por donde circula el aire que se enfría sin tener contacto con el agua y que por lo tanto no se humidificará (Figura 8).

En este circuito hay dos ramas, una corresponde al aire que se enfría y que se humedece, representada por las fuentes de calor de flujo de aire (JM1, JM2 y JM8) y la otra representa el aire que no se humidifica (JM6, JM7 y JM9), ambas ramas se conectan entre sí a través de resistencias conductivas (R4 y R7) que modeliza la conducción del calor en la chapa, que están en serie con resistencias convectivas (R5 y R8) que representan la convección del calor en el aire sin humidificar.

Las ecuaciones incorporadas al programa son las mismas que en el sistema directo, de modo que el proceso de cálculo no varía, sólo existen más elementos en el circuito y otra variable que corresponde a la temperatura del aire sin humidificar, a la salida del intercambiador.

Nuevamente los parámetros ingresados al programa para cada elemento surgen de la geometría del intercambiador, de los factores físicos del problema y de las condiciones atmosféricas sensadas.

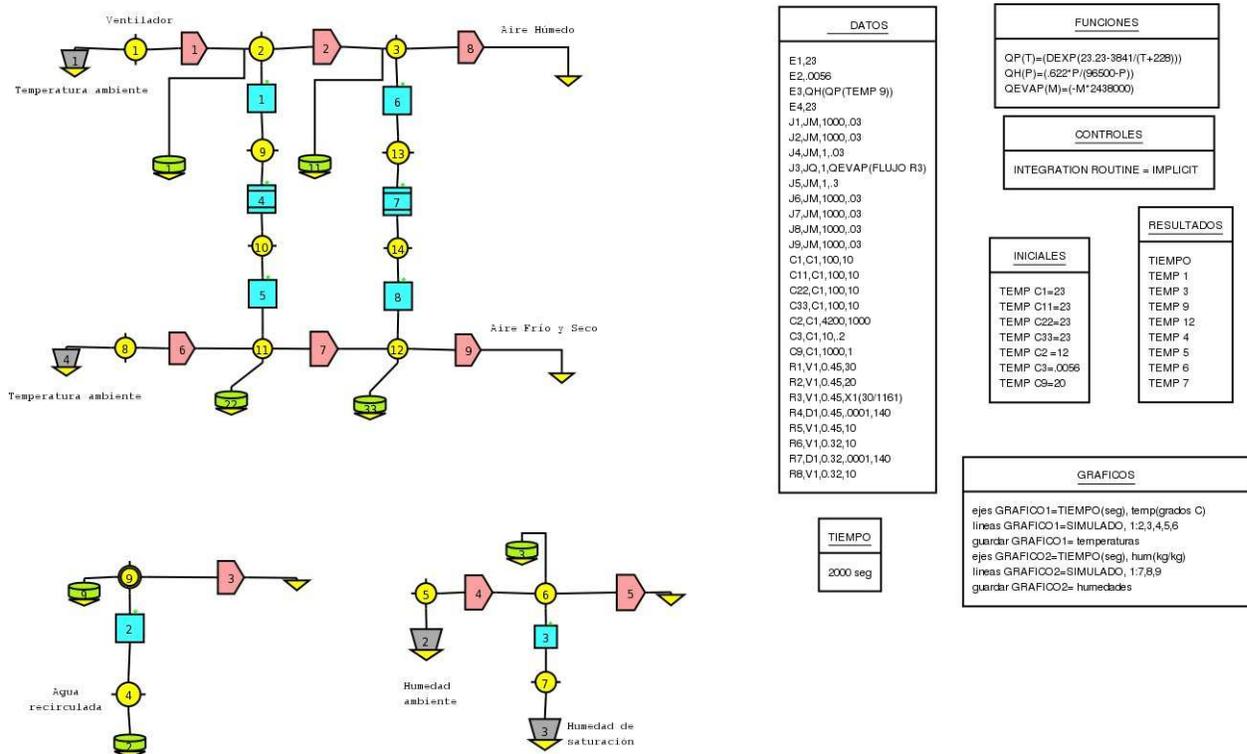


Figura 8: circuito térmico (superior) y másico (inferior) que modelizan el sistema indirecto para Simulol.

Tabla 2: Datos medidos y resultados simulados en el sistema de enfriamiento evaporativo indirecto.

	Datos Sensados			Resultados Simulación	
	Entrada	Salida Húmeda	Salida Seca	Salida Húmeda	Salida Seca
Temperatura del aire	26.6 °C	23.92 °C	23.58 °C	23 °C	24.1 °C
Humedad Absoluta	0.013 kg/kg	0.018 kg/kg	0.013 kg/kg	0.016 kg/kg	
Temperatura Agua recirculada	21.4 °C				21.3 °C

CONCLUSIONES

Se comprobó que el sistema de enfriamiento evaporativo directo de telas verticales instalado en la cámara de microinjertación presenta ventajas respecto al uso de otro tipo de intercambiadores. Por un lado, no acumula polvo ni microorganismos por el autolimpiado que se genera en el 100 % del área de intercambio, y por otro, la construcción y el mantenimiento son sencillos y de bajo costo.

El modelo teórico propuesto y el programa de simulación generan resultados acordes a los datos medidos. Se plantea para el futuro estudios experimentales más extensos, en condiciones típicas de verano, para terminar de validar el programa y para calcular las relaciones óptimas del área del intercambiador, ventilador y bomba de agua.

En cuanto al sistema de enfriamiento evaporativo indirecto, se ha encontrado un sistema simple que, mediante un intercambiador de placas paralelas, permite trabajar con una importante área unitaria con baja pérdida de carga. También se plantea en este caso ampliar los estudios experimentales para confirmar el ajuste de los resultados teóricos con los experimentales.

Para ambos casos se presentan como trabajos futuros el estudio de los equipos de enfriamiento acoplados a los edificios a acondicionar. En el caso del sistema indirecto resulta interesante estudiar la recuperación del aire interior como entrada al flujo primario, por su mayor potencial de enfriamiento evaporativo.

REFERENCIAS

- Alia D y Saravia L. (2004). Programa Simusol. Simulación de Sistemas Solares. Inédito
- García V., Iriarte A., Lesino G., Flores S., Macías C.. (2003). Comportamiento Térmico de una Cámara de Microinjertación de Plantines de Nogales. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* (ISSN 0329-5184). Vol. 7, N° 1.
- Gea M., Iriarte A. y Lesino G. (2003) Estudio de la Arcilla Expandida como Relleno de Intercambiadores para Enfriamiento Evaporativo. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. (ISSN 0329-5184).
- Gea M., Sánchez B., Placco C., Iriarte A. y Lesino G. (2004). Estudio y Comparación de Distintos Tipos de Intercambiadores para Enfriamiento Evaporativo. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* (ISSN 0329-5184). Vol. 8, N° 1.
- Incropera F. y De Witt D. (1996). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 4ª edición pp. 322. Wiley y Sons, New York.
- Iriarte A., Lesino G. y Tomalino L. (1999) Comportamiento Higrotérmico en Invierno de Propagación de Plantas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. (ISSN 0329-5184). Volumen 3 pp. 213 - 216.

ABSTRACT:

Two evaporative cooling systems based on falling film evaporation were built. In the first, a direct system, the air flow is cooled in one stage by direct contact in the exchanger. In the second system, the evaporation cooled air flow exchange heat with refrigeration air flow through a flat plate exchanger without mass transfer. In order to determine the systems capacity and efficiency some tests have been taken place. Models and simulation softwares were made to predict the system performance for many different conditions. The study shows that the equipments are easy to build and have a simple maintenance. These are interesting characteristics for local necessities.

Keywords: direct and indirect evaporative cooling, thermal conditioning, energy efficiency.