

Estudio experimental del comportamiento térmico de un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático

M. Lucas, P.J. Martínez, J. Ruiz

Dpto. Ingeniería de Sistemas Industriales. Universidad Miguel Hernández de Elche
mlucas@umh.es

A.S. Káiser, A. Viedma, B. Zamora

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Politécnica de Cartagena

Resumen

Las implicaciones energéticas y medioambientales de un ciclo de refrigeración están condicionadas en gran medida por la elección del sistema de condensación. Las soluciones convencionales que se emplean son la cesión de calor a una corriente de agua, y su recirculación a través de torres de refrigeración, o bien a una corriente de aire atmosférico, a través de un aero-refrigerador. Si bien el empleo de torres de refrigeración implica un menor consumo de energía pues origina una menor presión de condensación, existen una serie de implicaciones medioambientales asociadas a su funcionamiento que las están cuestionando. En particular por los brotes de legionelosis asociados a este tipo de equipos. El aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático opera como los aero-enfriadores secos mejorando sus prestaciones con un pre-enfriamiento adiabático del aire de entrada. La temperatura seca del aire de entrada se consigue disminuir a medida que pasa a través de un relleno evaporativo especialmente diseñado para humectar y enfriar la corriente de aire de entrada al equipo sin formación de aerosoles ni agua arrastrada sobre el serpentín seco. Este trabajo muestra el estudio experimental de un prototipo de aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático construido en la cubierta del Edificio Torrepinet de la Universidad Miguel Hernández de Elche. El propósito final es el de disponer de un modelo que caracterice su comportamiento térmico con objeto de poder comparar las implicaciones energéticas derivadas de la sustitución de los sistemas de condensación tradicionales por un aero-refrigeradores con preenfriamiento adiabático.

INTRODUCCIÓN

El uso de sistemas de climatización en edificios está cobrando, cada vez más, una importancia originada por la calidad de vida y los niveles de confort presentes en la sociedad actual. En la Directiva 2002/91/CE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 16 de diciembre, relativa a la eficiencia energética de los edificios se recoge que el sector de la vivienda y de los servicios, compuesto en su mayoría por edificios, absorbe más del 40% del consumo final de energía en la Comunidad y se encuentra en fase de expansión, tendencia que previsiblemente hará aumentar el consumo de energía y, por lo tanto, las emisiones de dióxido de carbono. A la vista de esta Directiva, se comprende la importancia que la Unión Europea concede al ahorro energético en el sector terciario. De esta manera, los requisitos de eficiencia energética de los edificios se han incorporado al Código Técnico de la Edificación (CTE), que es el marco normativo por el que se regulan las exigencias básicas de calidad que deben cumplir los edificios a nivel nacional.

El aire acondicionado participa, como responsable directo, del incremento de la demanda energética del sector terciario. El crecimiento de la potencia instalada para aplicaciones de aire acondicionado, ha causado en países como España un incremento del pico de consumo eléctrico en el periodo estival llegando a un valor similar al consumo pico registrado en invierno [1]. Este hecho se ha visto agravado por la tendencia actual de sustituir los sistemas condensados por agua por sistemas de condensación por aire en instalaciones centralizadas. A

modo de orientación, puede apuntarse que las máquinas frigoríficas susceptibles de ser condensadas por agua abarcan un rango de potencias entre los 120 y los 5000 kW, y que dentro de ese rango compiten con la posibilidad de ser condensadas por aire hasta los 1500 kW [2].

Como diferencia fundamental entre la condensación por agua y la condensación por aire, puede indicarse que la condensación por agua emplea menores niveles de temperatura en el sistema de producción de frío, con lo que a igualdad del resto de condiciones de operación, el consumo energético y el coste de funcionamiento del equipo es menor. El efecto de la variación de la temperatura de condensación sobre la potencia absorbida por el compresor puede ser del 1,8 al 4% por grado centígrado [3], dependiendo del ciclo considerado y del refrigerante empleado. Asociado a la peor eficiencia energética de los sistemas condensados por aire se encuentra el incremento de emisiones de CO₂ a la atmósfera.

Las torres de refrigeración enfrían el agua por contacto con el aire y por evaporación de una parte de la misma [4], [5]. El principio de funcionamiento de las torres de refrigeración se basa en la pulverización de agua sobre una superficie a través de la que se hace circular una corriente de aire. Como resultado de este proceso, se incorporan a la corriente de aire pequeñas gotas de agua que serán arrastradas en parte fuera de la torre de refrigeración. A esta emisión se le conoce como arrastre y es independiente del agua que se evapora en la torre como consecuencia del proceso de transferencia de calor y masa que en ella tiene lugar. Las emisiones de gotas de agua de las torres de refrigeración son indeseables por diversos motivos [6], principalmente porque representan la emisión de productos químicos y microorganismos a la atmósfera. Además pueden generar problemas de corrosión en los equipos y fallos en los sistemas eléctricos.

Sin lugar a dudas, en las torres de refrigeración, las sustancias patógenas más conocidas son las múltiples especies de la bacteria conocida comúnmente como legionela. Estas bacterias tienden a desarrollarse bien en el agua presente en las torres de refrigeración dado su rango de temperaturas. De este modo, cualquier persona próxima a la torre puede estar expuesta al arrastre, inhalar aerosoles que contengan la bacteria de la legionela y resultar infectada con la enfermedad. Son numerosos los brotes de legionelosis asociados a torres de refrigeración [7], [8].

En España, algunas administraciones locales están restringiendo o dificultando la instalación de torres de refrigeración tras brotes graves de legionelosis [9], [10]. Por ejemplo, el Ayuntamiento de la ciudad de Murcia ha prohibido la instalación de torres de refrigeración en el área metropolitana [11]. La Comunidad Valenciana ha hecho públicas ayudas [12] para la sustitución de torres de refrigeración por “una alternativa más segura” (aero-refrigeradores). Siguiendo esta tendencia, algunas compañías propietarias de edificios con sistemas centralizados de aire acondicionado (en ocasiones de miles de kilovatios) han sustituido las torres de refrigeración por aero-refrigeradores, con los consiguientes efectos de incremento del consumo energético y de las emisiones de CO₂.

La respuesta que ha ofrecido el mercado ante la presión administrativa que se está ejerciendo sobre las torres de refrigeración es la búsqueda de alternativas para la disipación de calor desde instalaciones industriales, de refrigeración y climatización. La alternativa comercial convencional para la sustitución de las torres de refrigeración son los condensadores por aire. Si desde un enfoque sanitario los condensadores por aire cobran una clara ventaja por no ser instalaciones de riesgo, desde un punto de vista energético la condensación por aire origina mayor presión de condensación en el sistema de producción de frío, con lo que a igualdad del

resto de condiciones de operación, el consumo energético del equipo y su coste de funcionamiento es mayor. Asociado a la peor eficiencia energética de los sistemas condensados por aire se encuentra el incremento de emisiones de CO₂ a la atmósfera.

Además de las soluciones clásicas de condensación como son las torres de refrigeración, los condensadores evaporativos y los aerocondensadores, comercialmente están apareciendo dispositivos híbridos que buscan un compromiso entre su impacto ambiental y el consumo energético. Los aero-refrigeradores con pre-enfriamiento adiabático se presentan como alternativa a las torres de refrigeración, ya que su principio de funcionamiento implica una mejora energética respecto a los aero-refrigeradores convencionales, y su diseño hace prever un valor bajo, cuando no nulo, de emisión de gotas de agua y por tanto de riesgo de legionelosis.

El objetivo de un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático es enfriar agua, de la misma forma que lo es para una torre de refrigeración, aunque su principio de operación es diferente. El aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático opera como los aero-enfriadores secos mejorando sus prestaciones con un pre-enfriamiento adiabático del aire de entrada. La temperatura seca del aire de entrada se consigue disminuir a medida que pasa a través de un relleno evaporativo especialmente diseñado para humectar y enfriar la corriente de aire de entrada al equipo sin formación de aerosoles ni agua arrastrada sobre el serpentín seco.

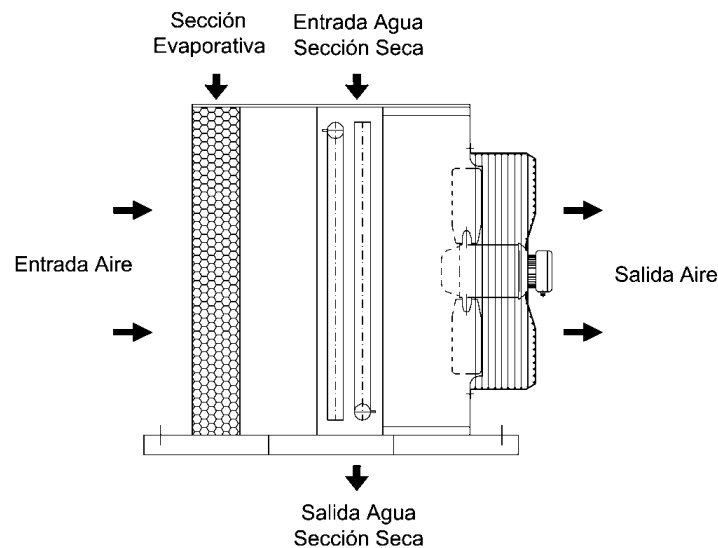


Fig. 1. Esquema de un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático

Los datos de catálogo suministrados por los fabricantes de aero-refrigeradores con preenfriamiento adiabático coinciden normalmente con los empleados para aero-refrigeradores convencionales. Este hecho, que no refleja el funcionamiento físico real de estos equipos, impide evaluar las mejoras energéticas que se consiguen al instalar un aero-refrigeradores con preenfriamiento adiabático en vez de un aero-refrigeradores convencionales. El objetivo de este trabajo es evaluar experimentalmente las prestaciones térmicas de un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático con el propósito de comprobar las mejoras que ofrecen frente al funcionamiento de los aero-refrigeradores convencionales. Asimismo, se pretende conocer la influencia que las principales variables de funcionamiento del equipo tienen tanto en la eficiencia de la sección evaporativa, como en el coeficiente de intercambio de calor del aero-refrigerador.

METODOLOGÍA

Análisis del acondicionador evaporativo

Los dispositivos que utilizan agua directamente pulverizada sobre una corriente de aire han sido utilizados a lo largo de tiempo con distintos fines. Se ha empleado para el acondicionamiento del aire denominándose con términos como acondicionadores evaporativos, centrales adiabáticas, humectadores. La Fig. (2) muestra un diagrama esquemático de un acondicionador que se va a utilizar como referencia en el siguiente análisis. El modelo empleado en este trabajo es unidimensional considerando como hipótesis:

- el caudal de agua de aporte es despreciable respecto al de recirculación
- la transferencia de calor y masa únicamente es en la dirección normal a los flujos;
- se desprecia la transferencia de calor y masa a través de las paredes al exterior;
- se desprecia el efecto que tiene en la temperatura del agua la pequeña cantidad de energía aportada por la bomba;
- se considera que el agua no cambia de temperatura cuando atraviesa el equipo;
- el flujo másico de agua circulante es mucho mayor que el de aire.

El desarrollo de las ecuaciones de conservación que gobiernan la transferencia de calor y masa entre la corriente de aire húmedo y la de agua que circulan por el interior de un acondicionador evaporativo se describe en detalle en Kuehn et al. [12].

Planteando el principio de conservación de la energía en régimen estacionario para el volumen de control mostrado en la Fig. (2) se obtiene

$$m_a \cdot dh = m_a \cdot dW \cdot h_{f,w} \quad (1)$$

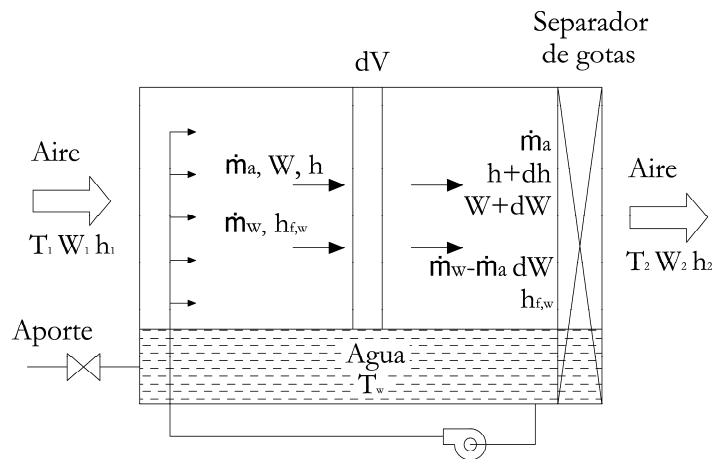


Fig. 2. Diagrama esquemático de un acondicionador evaporativo con agua recirculada

La energía transferida por convección del agua al aire coincide con la necesaria para el cambio de estado del agua evaporada.

$$\underbrace{h_C \cdot A_V \cdot dV \cdot (T - T_w)}_{\text{Calor Sensible}} = \underbrace{h_D \cdot A_V \cdot dV \cdot (W_{s,w} - W)}_{\text{Calor Latente}} \cdot h_{fg,w} \quad (2)$$

donde h_C es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 K$); A_V es la superficie de intercambio por unidad de volumen de la torre (m^2/m^3); V es el volumen contacto (m^3); T es la temperatura seca del aire (K) y T_w es la temperatura del agua (K); h_D es el coeficiente de transferencia de masa ($kg/s m^2$); W la humedad específica del aire húmedo (kg_w/kg_a); $W_{s,w}$ es la humedad específica del aire húmedo saturado a T_w (kg_w/kg_a) y h_{fg} , la entalpía de cambio de fase del agua ($h_{fg,w} = h_{g,w} - h_{f,w}$) (J/kg_w).

Sustituyendo el número de Lewis $Le = h_C/h_D c_{p_a}$ en la Ecuación (2), que es igual a 1 en acondicionadores evaporativos en los que se recircula agua y asumiendo que c_{p_a} es constante la eficiencia se puede expresar como

$$\eta_w = \frac{(T_2 - T_1)}{(T_1 - T_{bh})} \quad (2)$$

Análisis del aero-refrigerador

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para transferencia de calor. La modelización de la sección seca se realiza mediante el ampliamente conocido modelo de intercambiadores de calor de la diferencia de temperaturas logarítmico media. Dos de las relaciones necesarias se pueden obtener al aplicar balances globales de energía a los fluidos caliente y frío.

$$q = m_a \cdot dh \quad (3)$$

$$q = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot dT_w \quad (4)$$

Se puede obtener otra expresión al relacionar la transferencia total de calor q con la diferencia de temperaturas ΔT entre los fluidos caliente y frío, extensión de la ley de enfriamiento de Newton, con el uso del coeficiente global de transferencia de calor U . Sin embargo, como ΔT varía con la posición en el intercambiador de calor, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (5)$$

Donde ΔT_m es una diferencia de temperaturas media apropiada. Ésta se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío. Estos balances consideran que: El intercambiador de calor está aislado de sus alrededores, en cuyo caso el único intercambio de calor es entre los fluidos caliente y frío. La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante. Los cambios de energía potencial y cinética son despreciables. Los calores específicos del fluido son constantes. El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

Con estas hipótesis se llega a que la diferencia de temperaturas media se puede expresar mediante:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{ent} - \Delta T_{sal}}{\ln(\Delta T_{ent} / \Delta T_{sal})} \quad (6)$$

Descripción de la instalación experimental

El trabajo experimental se ha llevado a cabo en una planta piloto instalada en la cubierta del Edificio Torrepinet del campus de Elche de la Universidad Miguel Hernández. Dado que los aero-refrigeradores con pre-enfriamiento adiabático encontrados en el mercado son de grandes potencias, se ha optado por construir un prototipo compuesto por elementos comerciales. Los módulos principales que constituyen la planta piloto son la sección evaporativa, sección de acoplamiento y aero-refrigerador. El panel adiabático es de la casa comercial Control y Ventilación modelo HUMIBAT L-20 con unas dimensiones de 650x2000x1250 mm y un peso de 150 kg. El relleno es de malla plástica y la presión nominal en los rociadores de 10 m.c.a. El caudal nominal de recirculación de agua es de 1,75 m³/h. El Aero-refrigerador seco es de BTU modelo EAA66-023011.4/H. Las dimensiones de acoplamiento coinciden prácticamente con la de la sección evaporativa. Dispone de dos ventiladores de 1,9 kW de potencia nominal consumida para producir un caudal de catálogo de 24000 m³/h. Los datos de diseño térmico de aero-refrigerador sin considerar la sección adiabática son: Potencia Térmica 30 kW, para una temperatura de entrada de agua de 40°C, una temperatura de salida de 35°C y una temperatura del aire ambiente de 30°C. El elemento encargado de simular la carga térmica es un calentador de la marca Stiebel Eltron modelo DHKW 45, constituido por 15 resistencias eléctricas de 3 kW que se comparten con una torre de refrigeración experimental existente en el laboratorio. Las bombas y el sistema hidráulico también son elementos comunes a las dos instalaciones. Los ventiladores del aero están controlados por un variador de frecuencia OMRON V1000.



Fig. 3. Prototipo. Aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático

El sistema de medición se compone de elementos de medición y elementos de transformación de la señal. El conjunto de sensores empleados, así como sus principales características se muestran en la Tabla 1. La unidad de adquisición de datos seleccionada en esta instalación ha sido un DataLogger modelo Agilent 34970 A. El control y adquisición de datos de la instalación se realiza desde ordenador a través de una aplicación informática de interfaz programado en el software que suministran con la tarjeta, HP BenchLink Data Logger.

Procedimiento de ensayo

En este apartado se describen las condiciones de ensayo llevadas a cabo para caracterizar termodinámicamente el acondicionador evaporativo con pre-enfriamiento adiabático. El propósito de los ensayos es la obtención de la eficiencia de la sección evaporativa y del coeficiente global de transferencia de calor de la sección seca. Los ensayos se estructuran seleccionando las variables a estudiar y fijando dos niveles para cada una de ellas: Velocidad de giro del ventilador (50 Hz y 25 Hz); Caudal de agua evaporativo (1,75 m³/h y 0,88 m³/h), Caudal de agua aero-refrigerador (5,2 m³/h y 2,6 m³/h) y Potencia Térmica (30 kW y 15 kW). Esto hace un total de 2⁴ ensayos que se han realizado en orden aleatorio.

En el momento de llevar a cabo el ensayo, la planta piloto se debe encontrar en condiciones aceptables de operación. Esto es, el sistema de distribución del agua debe estar limpio y libre de materiales extraños que puedan obstruir el flujo. Los equipos mecánicos deben encontrarse en buen estado de funcionamiento. Los ventiladores deben girar en el sentido correcto. El relleno de la sección evaporativa debe estar libre de impurezas, incrustaciones, restos de aceite, alquitrán, hojarasca o algas. El nivel de agua en el recipiente de recogida de agua fría debe mantenerse constante durante el ensayo, con objeto de asegurar un flujo apropiado de aire hacia el relleno.

Para conseguir unas condiciones estacionarias de operación se considera un periodo de puesta en marcha de 30 minutos. A partir de ese momento se comienza la toma de datos por un tiempo definido por el experimentador. Una vez procesados, se comprueba si se ha conseguido algún intervalo de tiempo superior a otros 30 minutos, donde las variables están dentro de los límites definidos por la estacionariedad fijadas en la norma UNE-EN 13741 [14].

Tabla 1. Variables medidas en el ensayo y características de los sensores.

Variable a medir	Marca	Sensor utilizado	Rango de medida	Precisión	Tipo Salida
Temp. del aire	E+E (EE20-FT6B51)	Sonda Capacitiva	-20°C a 80°C	±0,3°C	4 - 20 mA
Humedad del aire	E+E (EE20-FT6B51)	Sonda Capacitiva	0% a 100%	±2%	4 - 20 mA
Velocidad del Viento	Young (05103L)	Anemómetro de cazoletas	0 a 50 m/s	±0,3 m/s	0 - 10 V
Dirección del Viento	Young (05103L)	Anemógrafo	0° a 360°	±3°	0 - 10 V
Velocidad del aire	Testo	Anemómetro de molinete	0,5 a 20 m/s	0,1m/s ±1,5% lectura	4 - 20 mA
Caudal agua Evaporativo	Krohne Optiflux 2000	Electromagnético	DN 25-150	±0,3% lectura	4 - 20 mA
Caudal de agua aero	Contacasa	Caudalímetro de ruedas ovaladas	2 - 20 m ³ /h	0,4 % Fondo de escala	4-20 mA
Temperatura del agua	Desin	RTD's Pt-100 "B" 1/10 DIN	-200 a 600°C	±0,08°C	4 Hilos

RESULTADOS

En este apartado en primer lugar se describen los resultados de un ensayo en detalle y, a continuación, se muestra el resumen de los resultados para el conjunto de los 16 ensayos realizados. Tras la puesta en marcha de la instalación y la configuración de los sensores, se lleva a cabo un ensayo estableciendo como condiciones de funcionamiento las condiciones nominales de los equipos (Ensayo 15 en la Tabla 2). Esto es, se fija un caudal en el circuito de recirculación de la sección evaporativa de $1,75 \text{ m}^3/\text{hr}$, un caudal en la sección del aero-refrigerador de $5,2 \text{ m}^3/\text{hr}$, se establece una potencia térmica a disipar de 30 kW y los ventiladores girando alimentados con el variador de frecuencia a 50 Hz . Los valores de caudales y potencia de partida evolucionarán a lo largo del ensayo como consecuencia de la propia dinámica del equipo con lo que los valores medidos se aproximarán a éstos pero no coincidirán exactamente. La sonda de velocidad de aire se decide instalar en la sección intermedia por ser la localización en la que se consigue una medida más estable. La instalación experimental se pone en marcha durante 2 hr y de entre los datos recogidos se selecciona el periodo de tiempo que cumple con las condiciones de estacionariedad. En este caso, tras la primera media hora de ensayo los siguientes 30 min ya cumplen con estas condiciones.

La Fig. (4) muestra las principales variables recogidas durante el ensayo en la sección evaporativa. Se puede apreciar la reducción de la temperatura seca del aire de entrada desde un valor medio de $30,87^\circ\text{C}$ hasta unos $25,36^\circ\text{C}$, lo que significa que la sección evaporativa reduce $5,51^\circ\text{C}$ la temperatura seca del aire que accede al aero-refrigerador. En el periodo de medida la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada es de $23,96^\circ\text{C}$ y esto hace que la eficiencia de la sección evaporativa sea $\eta=79,7\%$, con una incertidumbre del $8,2\%$ calculada de acuerdo a la Guía ISO incertidumbre [15], con un nivel de confianza del 95% . Un dato práctico interesante para evaluar las implicaciones medioambientales de este equipo es la cantidad de agua evaporada. Para su determinación se plantea un balance de masas en la sección evaporativa en la que la cantidad de agua evaporada queda definida por el producto del flujo másico de aire y la diferencia de humedades específicas entre la sección intermedia y la entrada, calculando un valor de $6,42 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$. El flujo másico de aire se determina con un balance de energía en el aero y las humedades específicas se obtienen a partir de la lectura directa de temperatura seca y humedad relativa a la entrada y en la sección intermedia.

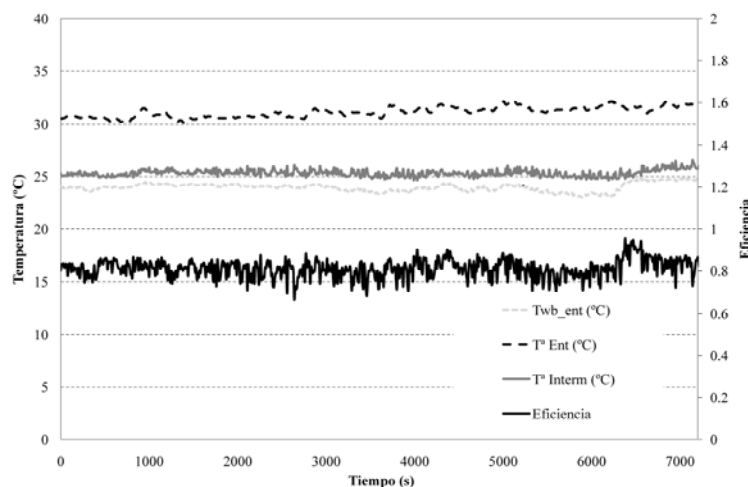


Fig. 4 Variables medidas en la sección evaporativa

Las temperaturas de la sección en la que se sitúa el aero-refrigerador son: la temperatura del agua de entrada, 39,72°C que se enfría hasta 34,48°C. Considerando que el caudal de agua circulante en el aero es de 5,09 m³/hr se llega a una potencia intercambiada de 30,988 kW. Del lado del aire si éste entra a 25,36°C registrados en la sección intermedia, sale al exterior a 35,31°C. Con estos datos se obtiene una diferencia de temperaturas logarítmico media de $\Delta T_m=6,485^\circ\text{C}$ y el producto del área por el coeficiente global de transferencia de calor es de $UA=4750 \text{ W}/^\circ\text{C}$.

Una representación en un diagrama psicrométrico mostraría cómo la transformación que sufre el aire de entrada en la sección evaporativa sigue prácticamente la línea de entalpía constante, lo que es un indicativo de una transformación adiabática. En la sección del aero-refrigerador la transformación que sufre el aire es un calentamiento a humedad específica constante pues no existe aporte ni eliminación de agua a esa corriente de aire.

Una vez descritos los resultados para el ensayo en condiciones de funcionamiento del equipo nominales, en la Tabla 2 se muestran los principales datos resultados obtenidos para el conjunto de los 16 ensayos realizados.

A la hora de analizar la influencia que cualquiera de las variables analizadas tienen en uno de las variables respuesta, eficiencia y UA, se representan los ensayos 2 a 2 donde únicamente cambia la variable mostrada, Esto es, por ejemplo en la Fig. (5) entre el Ensayo 1 y el 14 únicamente cambia la velocidad de giro del ventilador, mientras que los caudales y la potencia disipada coincide y así sucesivamente. La Fig. (5) muestra cómo al aumentar la velocidad de paso del aire disminuye la eficiencia de la sección evaporativa. Esto que se encuentra ya descrito en algunas referencias bibliográficas [16], se justifica por el hecho que al aumentar la velocidad de paso del aire, disminuye el tiempo de contacto con la película de agua del relleno de la sección evaporativa, con lo que se consigue una menor humectación del mismo y, y consecuentemente una menor eficiencia.

Tabla 2. Valores de las variables medidas durante los ensayos.

Ensayo	Caudal Aero (m ³ /h)	T ^a Ent Aero (°C)	T ^a Sal Aero (°C)	Caudal Adiab (m ³ /h)	Vel Aire (m/s)	T ^a Ent (°C)	T ^{abh} Ent (°C)	T ^a Interm (°C)	T ^a Sal (°C)	Efic.	Pot. (kW)	LMTD (°C)	U (W/°C)
Ensayo 1	2.45	43.29	33.16	0.97	1.16	28.40	22.85	23.69	34.69	0.85	28.86	9.03	3.20
Ensayo 2	2.81	36.39	31.45	1.76	0.92	31.40	24.54	25.57	32.65	0.85	16.11	4.73	3.41
Ensayo 3	5.19	29.42	26.82	1.69	1.64	25.23	21.41	22.06	28.42	0.83	15.63	2.41	6.49
Ensayo 4	5.32	32.94	30.35	0.98	1.22	30.23	23.09	23.85	31.66	0.89	15.99	3.21	4.98
Ensayo 5	2.69	43.99	34.58	1.74	0.92	30.35	24.22	24.89	35.27	0.89	29.39	9.19	3.20
Ensayo 6	5.17	33.63	30.97	0.89	1.52	31.12	24.83	25.71	32.38	0.86	15.99	2.79	5.73
Ensayo 7	2.55	34.56	29.36	0.88	1.22	32.36	23.71	24.05	31.83	0.96	15.41	3.88	3.97
Ensayo 8	5.23	39.02	34.05	0.87	1.12	27.76	21.91	22.41	32.46	0.92	30.14	8.86	3.40
Ensayo 9	5.22	31.12	28.52	1.71	0.93	27.29	21.71	22.22	28.35	0.91	15.71	4.30	3.65
Ensayo 10	2.38	30.55	24.65	1.62	1.56	31.39	18.19	20.33	28.08	0.84	16.35	3.30	4.95
Ensayo 11	5.50	35.85	31.18	1.71	1.04	28.38	17.46	19.62	31.65	0.80	29.82	7.26	4.10
Ensayo 12	2.59	30.21	25.04	1.05	1.68	25.37	20.45	21.38	26.32	0.81	15.59	3.77	4.13
Ensayo 13	2.91	38.94	30.04	1.70	1.45	31.12	20.08	21.81	32.23	0.84	30.05	7.45	4.04
Ensayo 14	2.74	42.14	32.75	0.92	1.58	29.82	23.90	25.11	34.85	0.79	29.84	7.46	4.00
Ensayo 15	5.09	39.72	34.48	1.68	1.60	30.87	23.96	25.36	35.31	0.80	30.99	6.48	4.75
Ensayo 16	5.24	39.84	34.92	0.93	1.68	33.03	24.95	25.72	35.71	0.91	29.93	6.33	4.73

En la Fig. (6) se analiza la influencia que el caudal en la sección evaporativa tiene en la eficiencia del mismo. A la vista de los resultados no se puede obtener una conclusión clara. Esto no se corresponde con lo que se preveía dado que la relación de gastos másicos de agua y aire aparece que como un factor determinante en los equipos de enfriamiento evaporativo. La ausencia de tendencia clara se puede justificar porque el rango de trabajo estudiado puede humectar suficientemente el relleno de la sección evaporativa, sin modificar, por tanto el área de intercambia entre ambas corrientes.

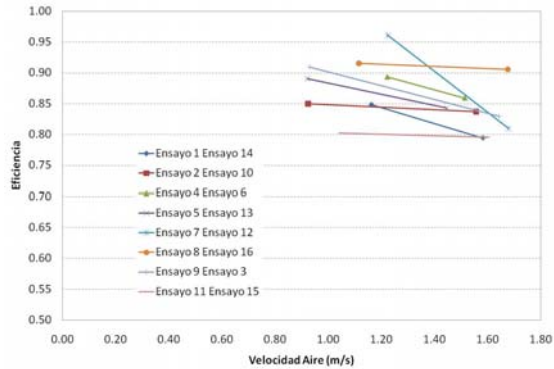


Fig. 5. Influencia de la velocidad en la eficiencia

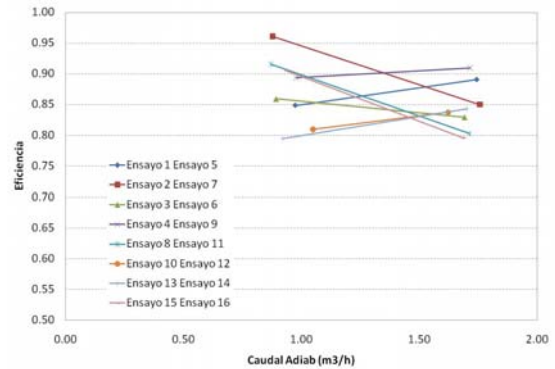


Fig. 6. Influencia del caudal en la sección adiabática en la eficiencia

La influencia que las variables estudiadas tienen en el producto del área por el coeficiente global de transferencia de calor del aero-refrigerador se analiza a continuación. Las Fig. (7) y Fig.(8) muestran cómo al aumentar la velocidad de paso del aire por el exterior y del agua por el interior la transferencia de calor aumenta. Esto se justifica por el incremento de los coeficientes de convección tanto externo, como interno respectivamente. En cuanto a la influencia de la potencia, se puede observa en la Fig. (9) que al aumentarla, la transferencia de calor por unidad de temperatura disminuye. Esto demuestra que, al aumentar la potencia, a pesar de que de transferencia de calor aumenta, no lo hace tanto cómo lo hace la diferencia de temperaturas logarítmico media. En cuando a la influencia del caudal de agua en la sección evaporativa, Fig. (10) no se observa una tendencia clara, algo que era de esperar tras analizar los resultados de la sección adiabática.

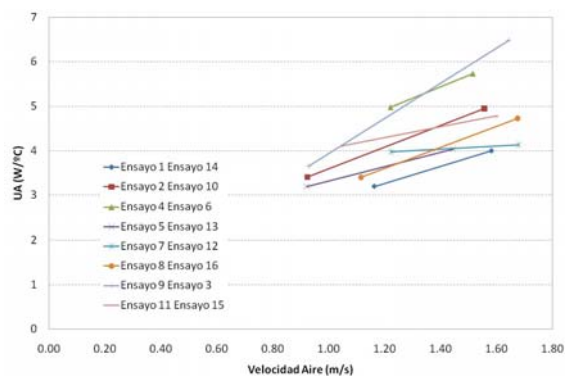


Fig. 7. Influencia de la velocidad en la transferencia de calor en el aero-refrigerador

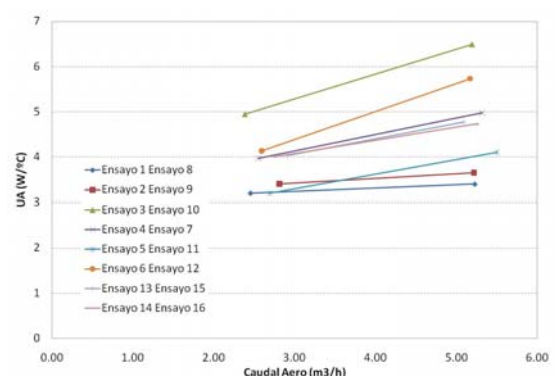


Fig. 8. Influencia del caudal del aero-refrigerador en la transferencia de calor en el aero-refrigerador

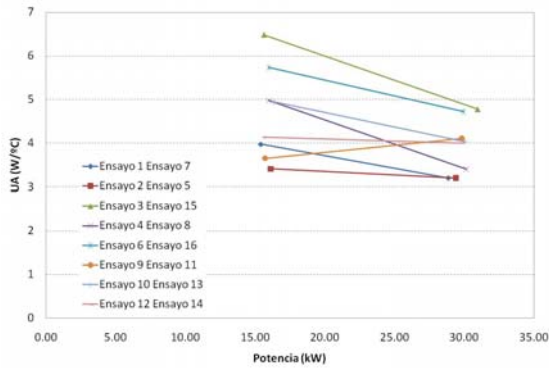


Fig. 9. Influencia de la Potencia disipada en la transferencia de calor en el aero-refrigerador

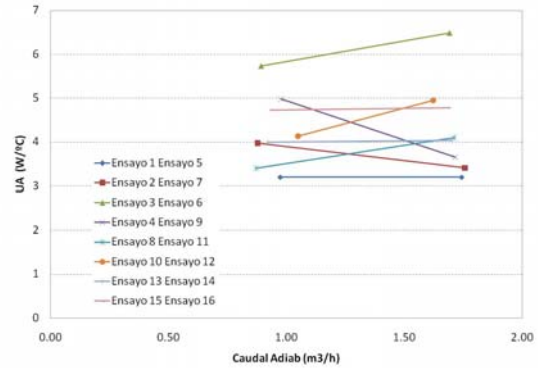


Fig. 10. Influencia del caudal en la sección adiabática en la transferencia de calor en el aero-refrigerador

CONCLUSIONES Y LINEAS FUTURAS DE TRABAJO

En el presente trabajo se ha descrito el diseño y construcción de un prototipo de aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático. El objetivo final de la construcción del prototipo es disponer de una instalación que permita generar un modelo experimental con el que describir el comportamiento térmico del aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático. Como hipótesis para el trabajo se esperaba del prototipo obtener unas condiciones más favorables de funcionamiento del que se pueda esperar de un aero-refrigerador seco.

El estudio de la sección evaporativa ha permitido comprobar que el aire desciende su temperatura al atravesar el relleno húmedo que la constituye. Se ha comprobado que la temperatura de entrada del aire a la sección seca tras pasar por la sección adiabática es $5,51^{\circ}\text{C}$ menor que la ambiente. Para las condiciones ambientales medidas se ha obtenido una eficiencia de enfriamiento del 79,7%. En la sección del aero-refrigerador la potencia intercambiada ha sido de 30,98 kW y el producto del área por el coeficiente global de transferencia de calor es de $4750 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$.

El estudio paramétrico ha mostrado cómo al aumentar la velocidad de paso del aire disminuye la eficiencia de la sección evaporativa y que modificar el caudal en la sección evaporativa no muestra una tendencia clara en la eficiencia. Respecto al producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área de intercambio del aero-refrigerador, se comprobó cómo al aumentar la velocidad de paso del aire por el exterior y del agua por el interior la transferencia de calor aumenta y que al aumentar la potencia la transferencia de calor por unidad de temperatura disminuye.

Con toda esta información se pretende construir un modelo para valorar la influencia en el consumo de energía que tiene la instalación de un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático en sustitución de un refrigerador convencional asociado a instalaciones de aire acondicionado en distintas localizaciones.

AGRADECIMIENTOS

La construcción del prototipo ha sido posible gracias a la financiación obtenida de la Dirección General de Investigación del Ministerio de Ciencia e Innovación a través del proyecto ENE2007-68106-C02-02.

La instrumentación empleada para llevar a cabo el trabajo experimental se ha financiado a través del Proyecto “Estudio energético de un sistema alternativo para la condensación en ciclos de refrigeración: el aero-refrigerador con preenfriamiento adiabático” de la Convocatoria 2009 de Proyectos Bancaja-UMH para grupos precompetitivos.

REFERENCIAS

- [1] www.ree.es/cap03/pdf/MIBEL/Seguimiento_demanda_MIBEL_SEP2006.pdf
- [2] M.D. Pugh (CTI), Benefits of Water-Cooled Systems vs Air-Cooled Systems for Air-Conditioning Applications. AHR/ASHRAE/ARI Expo, 2005.
- [3] F.W.H. Yik, J. Burnett, I. Prescott, Predicting air-conditioning energy consumption of a group of buildings using different heat rejection methods. *Energy and Buildings* 33 (2) (2001) 151-166.
- [4] J.C. Kloppers, D.G. Kröger Cooling Tower Performance Evaluation: Merkel, Poppe, and e-NTU Methods of Analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 127 (1) (2005) 1–7.
- [5] J.C. Kloppers, D.G. Kröger A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers. *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, 48 (3-4) (2005) 765-777.
- [6] B.G. Lewis, On the question of airborne transmission of pathogenic organisms in cooling tower drift. Cooling Tower Institute, Technical Paper-T-124A, 1974.
- [7] R. Isozumi, Y. Ito, I. Ito, M. Osawa, T. Hirai, S. Takakura, Y. Iinuma, S. Ichiyama, K. Tateda, K. Yamaguchi, M. Mishima, An outbreak of Legionella pneumonia originating from a cooling tower. *Scand J Infect Dis.* 37(10) (2005) 709-11.
- [8] R.H. Bentham and C.R. Broadbent, A model autumn outbreaks of Legionnaires’ disease associate with cooling towers, linked to system operation and size. *Epidemiol Infect.* 111 (1993) 287-95.
- [9] A. García-Fulgeiras, C. Navarro, D. Fenoll, J. García, P. Gonzalez-Diego, Legionnaires’ Disease Outbreak in Murcia, Spain. *Emerging Infectious Diseases.* 9 (8) (2003) 915-921.
- [10] J. A. Fernández, P. López, D. Orozco, J. Merino, Clinical Study of an Outbreak of Legionnaire’s Disease in Alcoy, Southeastern Spain. *Eur J Clin Microbiol Infect Dis* (2002) 21:729–735
- [11] Ordenanza de protección de la atmósfera. Disposición Transitoria única. Ayto de Murcia BORM. 20/6/2006
- [12] Orden de la Consellería de Empresa, Universidad y Ciencia, sobre concesión de ayudas para instalaciones industriales de riesgo para la transmisión de la legionelosis.
- [13] Kuehn T., Threlkeld J.L. y Ramsey J.W. (1998), Thermal environmental engineering. Prentice Hall.
- [14] UNE-EN 13741 “Ensayos de recepción de las prestaciones térmicas de las torres de refrigeración húmedas de tiro mecánico fabricadas en serie (2004)
- [15] ISO Guide “Guide to the expression of uncertainty in measurement” (1993), ISBN: 92-67-10188-9.
- [16] J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 980–984