

CLIMATIZACION POR ADSORCIÓN-EVAPORACIÓN EN CLIMA SUBTROPICAL

G.Figuero, A. Busso, R. Spotorno, J. Pochettino, F. Benitez
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: ifbenitez@infovia.com.ar

RESUMEN

Se presentan los resultados de un proyecto de climatización solar de ciclo de adsorción-humidificación del aire de proceso mediante camas de gel de sílice (SG). Del análisis teórico se estableció como punto de diseño 36°C / 60% HR a fin de proporcionar el aire acondicionado a 23,7°C / 60% HR. Se analizaron diferentes escenarios con condiciones del ambiente que van de 27-42 °C y 30-90% HR. Los procesos de adsorción y enfriamiento evaporativo fueron estudiados a circuito abierto y cerrado. Una matriz de astillas de madera mantenidas a humedad controlada mediante agua de red domiciliaria sirve de módulo de enfriamiento evaporativo. El funcionamiento del ciclo fue simulado y analizado por medio de un código escrito en MathCad7. El proceso de regeneración fue estudiado a circuito abierto y cerrado en un rango de temperaturas de 80°C-90°C usando calentadores eléctricos para calentar el aire de proceso. El colector solar utilizado en la regeneración solar fue diseñado y modelado usando TRNSYS. Se determinó un COP de 0.26 / 0.1 para cargas térmicas de 2400 Wh / 910 Wh con disminución de la temperatura de 36 °C a 18 °C / 21 °C a 13 °C respectivamente. La planta piloto en construcción climatizará una oficina de 20 m² de superficie, 18 m² de superficie colectora se utilizarán para regenerar los 30 kg de SG de las camas de adsorción y se utilizará agua del subsuelo para mejorar el funcionamiento de los intercambiadores agua-aire involucrados en el ciclo.

Palabras clave: climatización solar, SG, adsorción, enfriamiento evaporativo, agua del subsuelo

INTRODUCCIÓN

La región Nordeste de la República Argentina se caracteriza por las altas temperaturas y humedades. Estas condiciones hacen que el aire acondicionado (AC) sea imprescindible para el confort humano. Por otro lado, la utilización de energía solar para propósitos de refrigeración toma ventaja de la correlación existente entre la alta radiación solar y la alta demanda de energía para refrigeración. Es más, también minimizaría costos de funcionamiento, reduciría los efectos en la red de distribución, minimizaría la necesidad de almacenamiento de energía que normalmente acompaña los sistemas solares y evitaría el uso de refrigerantes CFC.

Kluppel y Casanova (1996), determinaron para el clima caliente y húmedo de Joao Pessoa-Brasil que una temperatura de 24°C y RH de 60% puede ser mantenida por climatización solar con un área de colectores del orden del 20% de la superficie total del espacio a climatizar. En Hampton, Virginia, las pruebas de eficacia realizadas en una casa solar indican que el sistema solar puede proporcionar 57% de la calefacción y refrigeración necesaria anualmente. En Japón las experiencias sobre calefacción y refrigeración solar, realizadas en una casa solar, mostraron que el sistema solar puede satisfacer el 100% de las necesidades de energía calorífica durante invierno y el 70% de demanda de energía para la refrigeración en un día de verano típico (Yeung et al. 1992). Shiran et al. (1981), usando simulación por computadoras, demostró que para las condiciones climáticas de Israel la radiación solar colectada por el área cubierta por el espacio a refrigerar puede satisfacer el 80% de la demanda en calefacción y refrigeración. En el centro tecnológico de Riesa, Alemania, se instaló un sistema experimental de climatización por adsorción-humidificación en una aula para 60 personas y un volumen de 330 m³. El sistema comprende 20m² de colectores de placa plana, un ciclo que opera en modo de ventilación y un tanque de almacenamiento de agua caliente de 2 m³. Este sistema ha demostrado la viabilidad de la climatización solar en Europa central pero no para todas las condiciones climáticas (Henning et al, 1997).

El presente trabajo brevemente expone el ciclo de refrigeración seleccionado, el equipo de laboratorio utilizado para los ensayos experimentales y modificaciones introducidas, los resultados experimentales y simulados obtenidos y el dimensionamiento de la planta piloto actualmente en construcción.

DESCRIPCIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

El enfriamiento evaporativo hoy día se usa ampliamente en climas calientes y secos ofreciendo resultados probadamente buenos. Contrariamente a esto, esta tecnología resulta inapropiada para los climas calientes y húmedos si no se acompaña por una deshumidificación previa del aire de proceso.

En base a un análisis de las ventajas técnicas y económicas se decidió desarrollar un climatizador solar por adsorción humidificación con el objetivo de aplicarlo en edificios de zonas cálidas y húmedas. (Figuero et al, 1998).

La Fig.1. presenta en un esquema del ciclo actual utilizando agua del subsuelo.

Refrigeración

1-2 Pre-enfriamiento del aire a la salida del local acondicionado

2-3 Renovación de aire con aire del ambiente por infiltraciones naturales

3-4 Deshumidificación adiabática.

4-5 Enfriamiento.

5-6 Humidificación adiabática

Regeneración

7-8 Renovación de aire; 10% de mezcla con aire del ambiente

8-9 Calentamiento hasta una temperatura de 75 a 95 °C mediante colector solar plano

9-10 Regeneración.

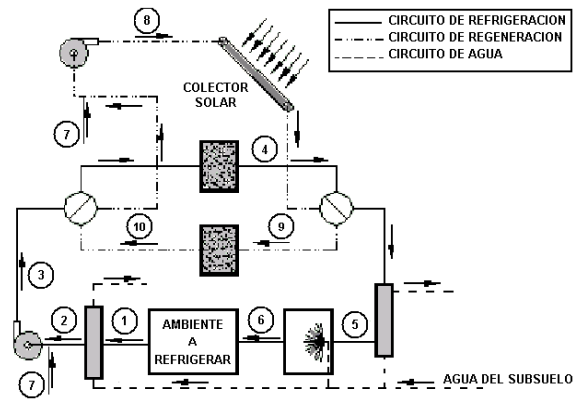


Figura. 1. Diagrama esquemático del sistema de refrigeración

Se seleccionó la gel de sílice como el adsorbente más apropiado para la cama de adsorción basados en información encontrada en la literatura (Perry 1958) y, en su costo y disponibilidad en el mercado local. Sílica Gel de calidad industrial puede adquirirse en el mercado local a un precio de aproximadamente 7 USD/kg, pero poca o ninguna información técnica es suministrada por los proveedores.

La respuesta del ciclo en función de la temperatura y HR ambiente fue estudiada en forma teórica para determinar los parámetros de trabajo y dimensionar los componentes principales. Las suposiciones realizadas son; carga térmica de 1745 W, deshumidificación adiabática hasta 10% HR, espacio a refrigerar mantenido a 60% HR y temperatura de 23–27 °C. Las condiciones climáticas analizadas fueron entre 27–42 °C y 30–90% HR. De esta forma se determinaron para las distintas condiciones ambientales analizadas, conjuntos de valores de flujo másico de aire, cantidades de agua adsorbida y evaporada y demanda de energía para la regeneración del adsorbente. Para este propósito se escribió un código en MathCad7. La combinación más exigente encontrada fue para las condiciones del ambiente de 36°C y 60% HR. Bajo estas condiciones el aire de proceso con un caudal másico de 0,222 kg s⁻¹ entra al espacio a refrigerar a 23,7°C. Correspondientemente, el flujo másico para el aire en el intercambiador de calor es 0,056 kg s⁻¹, el ritmo de retención de agua en la cama de adsorción es 0.0017 kg.s⁻¹ y el ritmo de incorporación de agua al aire en el humidificador es 0.0011kg.s⁻¹.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Las primeras experiencias de laboratorio se llevaron a cabo con un dispositivo a circuito abierto. La Fig.2 muestra el dispositivo empleado con sus componentes principales además de los módulos de adsorción y humidificación. Una resistencia eléctrica conectada a una fuente de tensión variable y ubicada a la salida del ventilador centrífugo permite calentar la corriente de aire hasta temperaturas de 110°C. Los resultados no fueron alentadores para los ensayos utilizando el módulo de adsorción original, con capacidad para 3 kg de SG.

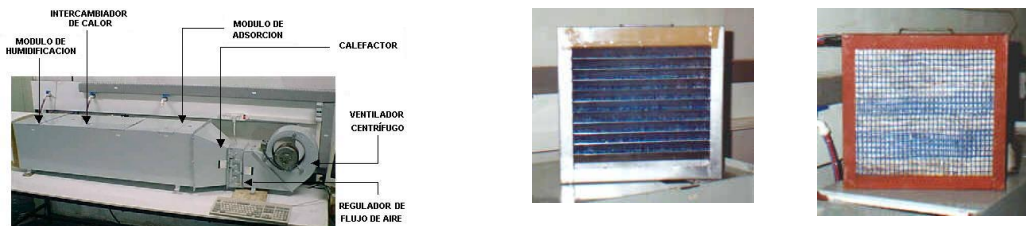


Figura 2.- Foto del dispositivo a circuito abierto y camadas de adsorción (centro) y humidificación (derecha) (Sequeira et al, 2000)

La energía térmica ganada por la corriente de aire durante el proceso de adsorción se elimina por medio de un intercambiador de calor. El intercambiador de calor aire-aire propuesto en el diseño conceptual se reemplazó por uno de tipo aleta-tubo (radiador condensador presente en unidades convencionales de AC de ventana). El mismo se sitúa entre los módulos de adsorción y humidificación, que trabajan con agua como fluido refrigerante. El interior del conducto de aire de proceso se aísla térmicamente con poliestireno de 0.0254 m de espesor. El caudal de aire se regula mediante persianas colocadas a la salida del ventilador centrífugo.

Durante los ensayos se observó que tanto el proceso de deshumidificación como el de humidificación se desarrollaban siguiendo una línea de pendiente superior a la isoentálpica de un proceso de adiabático ideal. Para el caso del humidificador y con aire de entrada a 22,5°C y 48% HR se obtuvo a la salida del módulo aire a temperatura de 17°C y 90% HR. En algunos ensayos el aire ambiente se precalentaba antes de sufrir el resto de las transformaciones. Estos resultados dieron lugar a un estudio separado para cada uno de los componentes principales del sistema: módulo de adsorción, humidificador e intercambiador de calor.

Pruebas de adsorción

Los ensayos realizados partían de temperatura ambiente y módulo de adsorción completamente regenerado y duraban 1 h. Después de cada corrida, el módulo de adsorción era regenerado a 90°C durante 2 h., envuelto en un cobertor de plástico y dejado enfriar hasta temperatura ambiente hasta el próximo ensayo de adsorción. Durante estos ensayos el humidificador no era instalado en el circuito de aire, la alimentación de agua al intercambiador de calor era mantenida cerrada durante adsorción y abierta en la regeneración para prevenir daño por alta temperatura del sensor de humedad localizado después del módulo de Sílica Gel. Como antes, la pendiente de la línea de proceso era mayor que la isoentálpica esperada. Es más, en todos los casos la cantidad de agua retenida era menor de 0.004 kg de agua por kg de aire. Según diseño, es necesaria una extracción de 0.006 kg de agua por kg de aire para que el ciclo pueda trabajar. El análisis nos llevó concluir que estos efectos estaban relacionados con la pequeña cantidad SG usada y a su mala calidad; probablemente vieja o sobrecalentada.

Corridas de humidificación

El módulo humidificación consiste en un marco de aluminio de 0.39x0.37x0.05 m con una malla de plástico por delante y detrás para permitir el libre pasaje de aire y dar soporte a las astillas de madera de aproximadamente 0.05 m de largo, 0.05 m de ancho y 0.001 m de espesor contenidas en su interior. El módulo se ubica verticalmente en el canal enfrentando el flujo de aire. El agua ingresa al mismo por un tubo de PVC perforado que corre a lo largo del lado superior, produciendo un goteo sobre una esponja sintética 0.05 m espesor para crear una fuente uniformemente distribuida. El agua desciende por gravedad mojando las astillas de madera en la matriz.

En la mayoría de las corridas se observó una caída de temperatura de sólo 5°C. Una vez más, las líneas de proceso mostraban una pendiente mayor a las esperadas (Fig.3 líneas azules) pudiéndose comprobar luego que la contribución de energía se producía a través de las paredes del conducto principal y marco de apoyo del módulo.

Mejoras introducidas

Para minimizar las contribuciones de energía durante el enfriamiento evaporativo se redujeron al máximo los puentes térmicos entre la sección del humidificador y el resto de la estructura. En cuanto al módulo de adsorción, se adquirió Sílice Gel esférica de calidad industrial y su capacidad se agrandó para alojar 5 kg de material adsorbente. La Fig.3. – muestra en un diagrama psicrométrico los estados del sistema para tres intervalos de tiempo como resultado de los cambios introducidos.

La tendencia general observada es que el proceso A-B y C-D se desarrolló a lo largo de una línea con menor pendiente y casi coincidiendo con la isoentálpica ideal. Además, la cantidad de agua adsorbida es de 0.007 kg de agua por kg de aire respondiendo al criterio de diseño.

MODELIZACION MATEMÁTICA

Para obtener la dependencia con el tiempo del contenido de agua en el adsorbente se utilizó un modelo de parámetro acumulado no equilibrado. El ajuste de datos experimentales a temperatura y presión constante con los simulados permite la determinación de los coeficientes característicos involucrados en el modelo. (Zhang y Wang, 1997; Figueredo et al, 2001). Basados en resultados experimentales, el enfriamiento evaporativo se simuló mediante un proceso con pendiente de $-0,00056 \text{ kg kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ hasta un estado con 95% HR. La lógica del cálculo se llevó a cabo en MathCad7.

La Fig.4 muestra la comparación entre datos experimentales para una corrida típica y los predichos por el modelo (líneas llenas).

CICLO DE REFRIGERACIÓN A CIRCUITO CERRADO

La Fig.5 muestra el dispositivo utilizado en ciclo cerrado. El aire de proceso evoluciona pasando a través de una cámara de 2m^3 con paredes de poliestireno de 0,04 m de espesor; de una unidad de adsorción que aloja tres módulos de adsorción en serie de 6 kg de SG cada uno; del ventilador centrífugo; del intercambiador agua-aire de tipo aleta y tubo y por último por la matriz de astillas de madera o humidificador.

Un calefactor de 2000 W localizado en la cámara conectado a la red domiciliaria a través de un regulador de potencia simula una carga térmica equivalente variable. El intercambiador de calor se alimenta con agua de la red. La Fig.6 expone en un diagrama psicrométrico el estado del ciclo en tres instantes de tiempo diferentes para un ensayo de 3 h. Tanto la adsorción como la humidificación son ahora prácticamente isoentálpicas. Se observa que a pesar que el ciclo se ubica en regiones de mayor humedad absoluta a medida que pasa el tiempo aún es capaz de absorber la carga térmica impuesta después de 2 h. de operación.

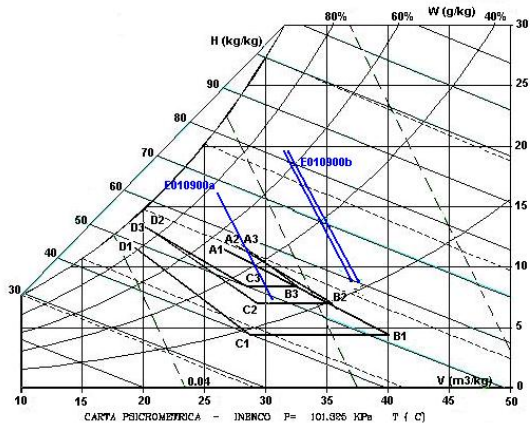


Figura 3. - Estado del sistema para distintos intervalos de tiempo. Líneas en negro - después de las mejoras. Líneas en azul - humidificación antes de las mejoras.

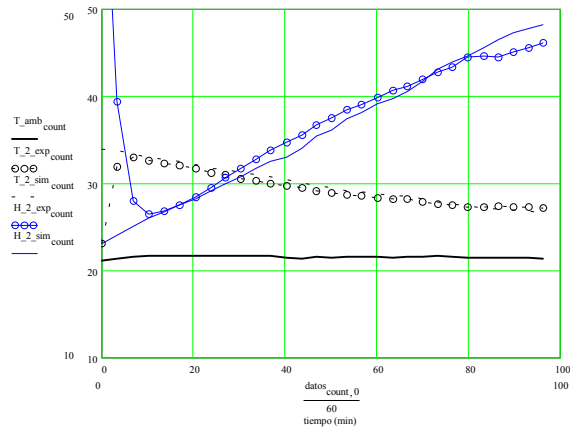


Figura 4. – Evolución temporal de temperatura y HR experimental (círculos) y predicha (línea llena) durante la adsorción (Figueredo et al, 2001).

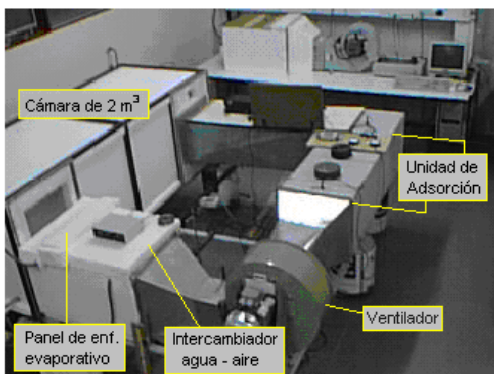


Figura 5.-Fotografía del dispositivo experimental de circuito cerrado.

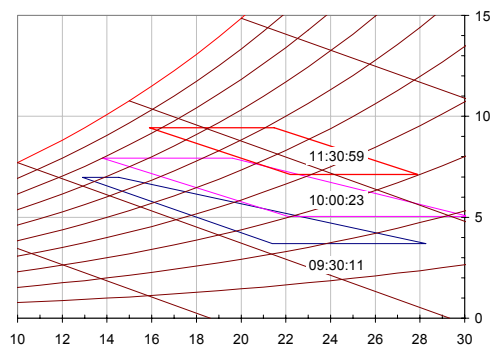


Figura 6. Evolución temporal del ciclo. (Sequeira et al, 2000)

Se determinó que para una carga térmica de 400 W la cama de adsorción retuvo 1,830 kg de agua. Así mismo, durante el ensayo se alimentó el intercambiador de calor con agua a 20°C a un caudal de 0,03 kg s⁻¹. En la planta piloto se planea alimentar el intercambiador de calor ubicado después del proceso de adsorción con agua del subsuelo para mejorar el efecto refrigerante. Es posible observar también en la Fig.6 que la diferencia de humedad absoluta antes de y después de la cama de adsorción es menor de 0.004 kg kg⁻¹.

REGENERACIÓN USANDO ENERGÍA SOLAR

En las experiencias de regeneración con energía solar se empleó un colector existente de placa plana de 2 m². Los parámetros geométricos óptimos para alcanzar una temperatura superior a 85°C fueron determinados mediante un estudio de sensibilidad realizado con la ayuda de simulaciones en TRNSYS. Los valores obtenidos son: $d = 0,05$ m, $v = 1$ m s⁻¹ y $\beta = 5^\circ$. Los parámetros térmicos y ópticos característicos y necesarios del colector, para las simulaciones, se tomaron de la literatura (Duffie J. A. y Beckman W. A. ,1991).

La regeneración solar fue realizada adicionando a la salida del colector una cámara de regeneración con capacidad para un cartucho de adsorción. Las corridas se hicieron durante días claros y duraron aproximadamente 6,5h. Los resultados recolectados hasta ahora muestran una eficiencia de regeneración promedio de 22% y un tiempo necesario para la regeneración de entre 3 a 4 h.

ENFRIAMIENTO UTILIZANDO AGUA DEL SUBSUELO

En general, la variación anual de la temperatura de la superficie terrestre afecta de manera correspondiente la temperatura del subsuelo hasta una temperatura de 10 a 15 m. A profundidades superiores domina el gradiente geotérmico. Por lo tanto, la temperatura del agua a profundidades superiores a los 15m se mantiene constante y se puede considerar igual a la temperatura media anual de la superficie (Eklöf et al, 1996). Para el caso nuestra región (Chaco-Corrientes) esta temperatura es de alrededor de 22 °C. Así, a fin de lograr menores temperaturas en la corriente de aire luego de la cama de adsorción se puede alimentar el intercambiador de calor con agua del subsuelo. Esto además, permitiría alcanzar temperaturas aun menores en el humidificador.

Se ha calculado que la energía necesaria para el bombeo de agua a fin de mantener el ciclo funcionando por 3 h. es solo de 0,12 kWh. La Fig.7 muestra la respuesta del intercambiador de calor en función de la temperatura de entrada del agua de alimentación. Para el caso de agua a 20°C y una temperatura del aire de proceso de 37°C se observa una caída de 12°C a la salida del intercambiador. Además, la buena eficiencia del intercambiador utilizado hace que la temperatura de salida del aire sea igual a la de salida del agua.

PLANTA PILOTO

De acuerdo a los resultados obtenidos hasta el momento, actualmente se está construyendo una planta piloto a fin de climatizar una de las oficinas del laboratorio de ~20 m² de superficie. La Fig.9 muestra el esquema de las instalaciones a climatizar.

Para evitar el bombeo continuo, el agua de la napa a utilizar (situada a 26 m de profundidad) se almacenará en un tanque elevado térmicamente aislado con capacidad para 1 m³. Este, alimentará al humidificador y a los intercambiadores agua-aire del ciclo de refrigeración. Por otro lado y en vista que la temperatura del agua de subsuelo es de ~24°C, se prevé incorporar pre-enfriadores que se utilizarán para mejorar las prestaciones del ciclo y, cuando las condiciones ambiente exteriores lo permitan (baja humedad relativa ambiente), climatizarán en forma directa el ambiente sin necesidad de la etapa de deshumidificación.

La Fig.10. muestra en el diagrama psicrométrico la evolución del aire de con pre-enfriamiento. Se puede observar que el estado de aire a la salida del intercambiador agua-aire caería dentro de la zona de confort evitando así, la necesidad de humidificación.

El colector solar para la regeneración tendrá una superficie de 18 m² y estará ubicado sobre el techo del garage lindero al laboratorio. Los módulos de adsorción y regeneración almacenarán 30 kg de SG cada uno. La unidad de adsorción-regeneración estará constituida por una carcasa cilíndrica en cuyo interior se alojarán dos cartuchos anulares semicilíndricos unidos por un tabique central de un material aislante térmico. El aire que entra por la parte inferior atraviesa la SG colocada en el recipiente y sale por la parte superior. (Fig.8). La cantidad de SG ha sido calculada para un ciclo de una hora. Al cabo de ese tiempo se rota al cilindro (2 semicilindros) 180° para alternar el proceso. El cartucho con SG saturada de humedad pasa al circuito de regeneración y el cartucho con SG regenerada se ubica en el circuito de adsorción.

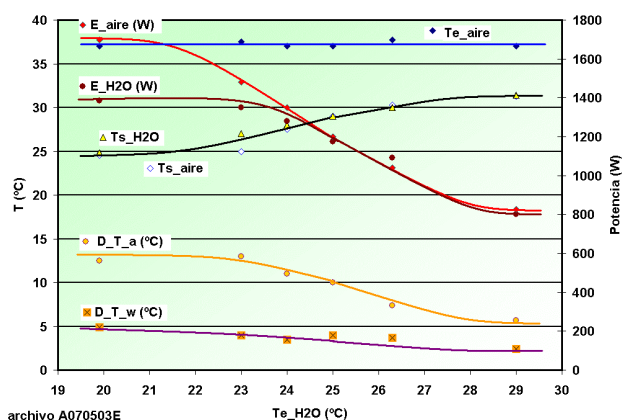


Figura 7.- Comportamiento del intercambiador de calor en función de la temperatura del agua de alimentación.

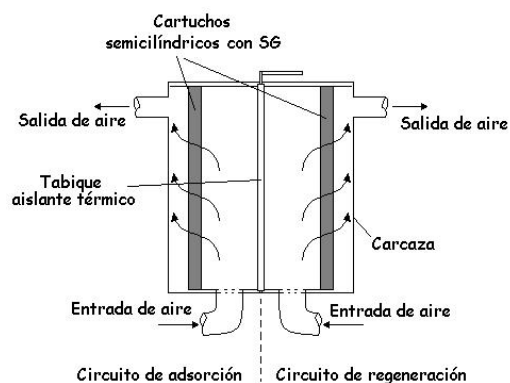


Figura 8.- Esquema de la unidad de Adsorción-Regeneración

CONCLUSIONES

Las principales conclusiones hasta aquí son:

- Se determinó experimentalmente un calor de regeneración de 5000 kJ para la SG utilizada.
- Basados en un diseño conceptual y un análisis teórico se determinó como punto de diseño 36°C / 60% HR para suministrar aire fresco a 23,7°C / 60% HR.
- Los procesos de adsorción y enfriamiento evaporativo fueron estudiados en circuito abierto y cerrado. El apartamiento de los procesos reales de los adiabáticos ideales fue atribuido a deficiencias constructivas.
- La optimización de los módulos de adsorción y de humidificación hizo que la pendiente de la línea representando el proceso de enfriamiento evaporativo decrezca de $-0.0033 \text{ kg kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ a $-0.00056 \text{ kg kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ acercándola a la pendiente del proceso isoentálpico ideal ($-0.000402 \text{ kg kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$).
- El proceso de adsorción fue simulado mediante un modelo de parámetro acumulado inequilibrado y los coeficientes involucrados se determinaron mediante ajuste de las curvas teóricas a las experimentales.

- Los parámetros constructivos del colector utilizado en la regeneración solar se determinaron mediante simulaciones con TRNSYS.
- Se calculó un COP de 0.26 / 0.1 para una carga térmica de 2400 Wh / 910 Wh con una caída de temperatura de 36 °C a 18 °C / 21 °C a 13 °C respectivamente.
- En la planta piloto se planea alimentar el intercambiador de calor con agua del subsuelo para mejorar el efecto de enfriamiento.
- Se prevé también incorporar pre-enfriadores para realizar climatización directa cuando las condiciones ambientales lo permitan.

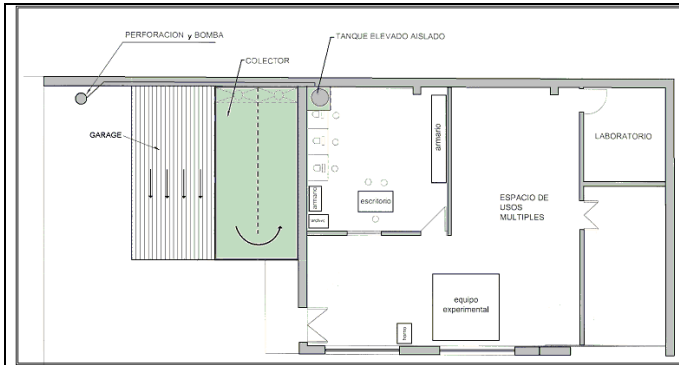


Figura 8.- Esquema de la planta piloto

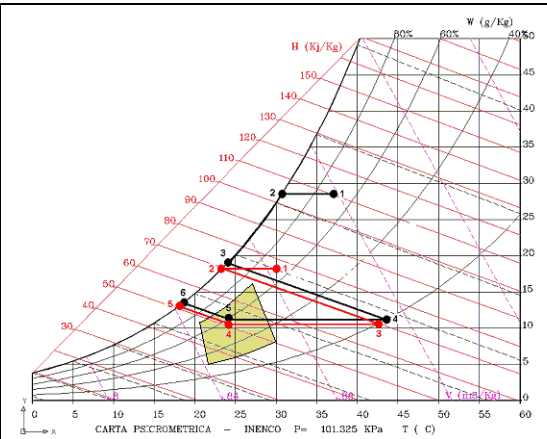


Figura 9.- Estados del aire utilizando pre-enfriamiento y zona de confort (área sombreada).

REFERENCIAS

- Duffie J. A. y Beckman W. A. (1991) *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2a. edición, pp 251-328. Wiley Interscience, New York.
- EKLÖF, C.; GEHLIN, S. (1996): TED – A Mobile Equipment for Thermal Response Test. - 62 S., Master's thesis 1996: 198E, Luleå University of Technology
- Figueredo G. R., Busso A., Pochettino J.J., Benitez F., Aeberhard A., (1998). Climatización por ciclo abierto por desecado y humidificación.. Avances en energías renovables y medio ambiente. V2 02.77-80.
- Figueredo G. R., Busso A., Pochettino J.J., Benitez F., Aeberhard A., (2001). Modelización y ensayo experimental de un climatizador por adsorción humidificación. Avances en energías renovables y medio ambiente. V5 02.77-80.
- Henning H.M., Erpenbeck T., Hindenburg C., (1997). Sorptiongestutzte Klimatisierung mit Solarenergie, en Workshop "Solar Sorptive cooling", pp. 147-157, Stuttgart, Alemania.
- Kluppel R. P. y Casanovas D. S. (1995) Open cycle solar air conditioning using solid desiccants. Trabajo presentado en la XVIII Reunión de Trabajo de ASADES, San Luis, Argentina.
- Perry J. H. (1958) *Manual del Ingeniero Químico*, 3^a edición, pp 1370-1381 . Mc Graw Hill, México.
- Sequeira A. Pochettino J., Spotorno R., De Bortoli M., Srepnik C., Figueredo G., Benitez F., (2000). Climatizador por Adsorción-Humidificación: Construcción y Primeros Resultados. AVERMA, Vol.4 N°2., pp.03.49-03.55.
- Shiran Y., Shitzer A. y Degani D. (1981) Computerized desing and economic evaluation of an aqua-ammonia solar operated absorption system. *Solar Energy* 29, 1, 43-54.
- Yeung M. R., Yuen P. K. y Cornish L. S. (1992) Perfomance of a solar-powered air conditioning system in Hong Kong. *Solar Energy* 48, 5, 309-319.
- Zhang L. Z., Wang L., (1997) Performance Estimation of en Adsorption Cooling System for Automobile Waste Heat Recovery, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17, N° 12, pp. 1127-1139., New York.

ABSTRACT

The results of a solar air conditioning project based on an adsorption-humidification cycle using SG beds are presented herein. A design point of 36°C / 60% RH was selected to provide process air at 23,7°C / 60% RH. Different scenarios with ambient conditions ranging 27-42 °C and 30-90% were analyzed. The adsorption and evaporative cooling processes were studied under open and closed circuits. The evaporative module is made of a wooden chips matrix maintained at controlled humidity and fed with tap water. The operation of the cycle was simulated and analyzed by means of a code written in MathCad7. The regeneration process was studied under open and closed circuits in a range of temperatures between 80°C-90°C using electric heaters as power source. The solar collector used in the solar regeneration was designed and modeled using TRNSYS. COPs of 0.26 / 0.1 were determined for thermal loads of 2400 Wh / 910 Wh. with temperature drop of 36 °C to 18 °C / 21 °C to 13 °C respectively. The pilot plant under construction comprises a surface area to refrigerate of 20 m², 18 m² of solar collectors to provide the thermal energy for the regeneration of the 30 kg SG beds. Underground water will be used to improve performance of the water-air heat exchangers involved in the cycle.

Key words: solar climatization, SG, adsorción, evaporative cooling, underground water