

PROTOTIPOS DE REFRIGERADORES SOLARES POR ADSORCIÓN

Sergio Vera¹, Andres Sartarelli¹, Rodolfo Echarri^{1,2}, Ernesto Cyrulies¹, Inna Samson³
Instituto de Desarrollo Humano, Universidad Nacional de General Sarmiento (IDH, UNGS)
J.M. Gutierrez 1150 Los Polvorines, Pcia de Buenos Aires
Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET)
INTEC (Instituto Tecnológico Santo Domingo. Rep. Dominicana (2008-2-E1-010)
svera@ungs.edu.ar

RESUMEN: Se diseñaron y construyeron dos prototipos de heladeras solares que funcionan haciendo uso del principio de adsorción de metanol sobre carbón activado. Uno de estos dispositivos se construyó e instaló en el campus de la UNGS (Universidad Nacional de General Sarmiento) y el otro en la sede del INTEC (Instituto tecnológico de Santo Domingo) República Dominicana, ambos con características similares. Se realizaron mediciones en ambos equipos durante el periodo diciembre-marzo de 2011 y se analizan esas mediciones. Se comparan los resultados obtenidos con los esperados a partir del diseño y se analizan tanto el desempeño de los componentes del sistema como su funcionamiento de manera integral. Se encuentra que la cantidad de metanol desorbida - adsorbida no es la esperada a pesar del correcto funcionamiento del equipo. A partir de allí se infiere la probable poca capacidad de adsorción del carbón activado utilizado.

Palabras clave: Refrigeración solar, adsorción, metanol-carbón activado.

INTRODUCCION

En muchas zonas de nuestro país no existe el tendido eléctrico ni acceso a otras fuentes de energía. En ese contexto el problema de refrigerar alimentos o medicamentos resulta de singular importancia. Por eso, la implementación de nuevas técnicas de refrigeración basadas en energías alternativas, busca paliar los efectos de la ausencia de fuentes de energía convencionales. En la mayoría de los casos se utiliza para la refrigeración, el recurso solar, al respecto pueden verse: (Leite A. P. et al. 2007; Oertel et al. 1997; ASHRAE, 1993; Dubinin, 1975; Polanyi, 1914; Grenier et al, 1988).

Los principales fenómenos que se aprovechan en refrigeración solar son: la absorción y la adsorción. En el primer caso se puede mencionar el ciclo de amoníaco-agua o bromuro de litio-agua, mientras que en el segundo grupo podemos citar la adsorción de agua en sílica-gel o de metanol en carbón activado. En nuestro caso optamos por la utilización del par refrigerante metanol-carbón activado. La heladera solar propuesta consiste en un colector solar donde se aloja una masa de carbón activado que eleva su temperatura durante las horas de insolación. Al calentarse, el carbón activado desorbe una cierta cantidad de metanol que se encuentra adsorbido en él, la que pasa en estado gaseoso a un condensador en el que se convierte al estado líquido, liberando el calor latente de condensación hacia el medio ambiente. A su vez, el metanol en estado líquido pasa por gravedad a un recipiente que lo contiene (evaporador) hasta que se completa el ciclo de desorción. Cuando el carbón activado baja su temperatura (durante las horas sin luz solar) comienza a adsorber los vapores de metanol presentes en el sistema, disminuyendo la presión de éstos y provocando la evaporación del metanol líquido que se encuentra en el evaporador. El calor latente de evaporación del metanol es el responsable de la extracción de calor de la cámara fría.

Las ventajas más importantes de nuestra elección son: la adsorción se realiza con facilidad debido al tamaño de las moléculas de metanol en relación con el tamaño de los microporos del carbón, su elevada entalpía de vaporización y su relativamente bajo poder contaminante. Si bien el metanol es tóxico, las cantidades en juego no son tan grandes. A esto hay que sumarle que ante una eventual pérdida, penetraría aire al sistema y no saldría metanol debido a que la presión de trabajo siempre es menor que la atmosférica.

En un trabajo anterior (Vera et al., 2008) presentado en la revista AVERMA, presentamos un prototipo de refrigerador solar instalado en la Universidad Nacional de General Sarmiento (UNGS) con el que se produjeron 350 gramos de hielo por jornada, que también estaba basado en el ciclo de adsorción de metanol en carbón activado. Ese equipo estaba diseñado para producir 1,4 Kg de hielo diarios con una capacidad de carbón activado de 3 Kg y un área de captación de 0,6 m². Como se mencionó oportunamente, una de las principales causas del poco rendimiento del equipo se debió a las pérdidas de calor en la cámara fría.

En ese mismo año se construyó un prototipo en el INTEC (Instituto Tecnológico de Santo Domingo), con características muy similares al prototipo argentino, en el marco del acuerdo firmado entre nuestra Universidad y la SCECYT de República Dominicana.

1- Universidad Nacional de General Sarmiento.

2- CONICET

3- Instituto Tecnológico de Santo Domingo.

Durante el año 2010 se construyeron al mismo tiempo dos prototipos de refrigerador solar, uno en la UNGS (Los polvorines, Bs. As., 34° sur) y el otro en el INTEC (Santo Domingo, República Dominicana, 19° norte), con el objetivo de comparar sus prestaciones en dos regiones con condiciones climáticas bien diferenciadas. El diseño de estos equipos estuvo inspirado en los modelos precedentes desarrollados por nuestro equipo de investigación. Entre las principales modificaciones, basados en los datos empíricos obtenidos con los refrigeradores anteriores, se pueden mencionar: las mejoras en la aislación de la cámara fría, la optimización del sistema colector-concentrador y la capacidad de disipación del condensador. Estos equipos, que cuentan con un área de captación solar de 2 m², contienen 20 Kg de carbón activado y pueden producir alrededor de 5 Kg de hielo por día.

El esquema general de los mismos y un equipo terminado pueden verse en la figura 1.

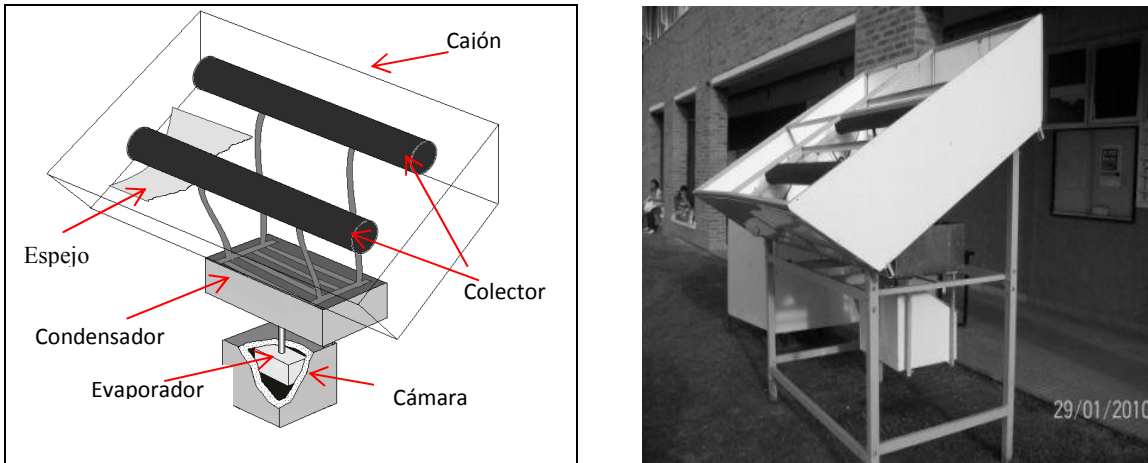


Figura 1: Esquema de los componentes principales y equipo armado en la UNGS.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS EQUIPOS

Colector

En este caso se ha construido un cajón cerrado y aislado con cubierta de vidrio dentro del cual se halla el sistema colector propiamente dicho, un sistema de espejos con un área de colección de aproximadamente 1,8 m². El cajón cuenta con tapas las que, al ser abiertas, permiten acelerar el enfriamiento nocturno del colector por la circulación del aire lo que favorece la adsorción de metanol.

Para captar la energía solar necesaria para la desorción se utilizó un sistema de concentrador cilíndrico parabólico para cada caño colector que se muestra en la figura 2. El diseño exige que la orientación de dichos concentradores sea en la dirección aproximada este- oeste. (Cyrules et. al., 2010). Se decidió montar los espejos sobre un sistema rotante que permite ajustarlos a la declinación solar.



Figura 2: Algunos componentes del equipo solar (Colector y espejo)

Para la producción de hielo propuesta se determinó que la cantidad de metanol necesaria es de 3,2 kg. Para conseguir una adecuada desorción del mismo es preciso conocer la energía necesaria para este proceso, que resulta ser de 4,8 MJ, y con ello, diseñar el sistema de captación.

Estimamos, de manera aproximada que la energía en un sistema como el elegido puede expresarse por:

$$dQ = (A * (I_n * \tau_{cb} * \tau_{cpc} * \alpha) - \dot{Q}_{perd}) dt \quad (1)$$

Donde :

A : Área del sistema de espejos, I_n : Irradiancia normal a la cubierta (dependiente de la posición del Sol) más difusa, T_{cb} : Transmisibilidad de la cubierta (variable en función de la posición solar), τ_{esp} : Reflectividad del espejo, α : Absorbancia de la superficie del colector y $\dot{Q}_{pérd}$: Pérdidas térmicas colector.

Para el cálculo de la energía solar necesaria se utilizó un intervalo centrado en el mediodía solar correspondiente al solsticio de invierno (día de menor irradiación). Se asumió, a los efectos del cálculo y en base a experiencia anterior, que el proceso de desorción se produce en 5 horas. Integrando en dicho intervalo, entonces se tiene una energía acumulada de 11,2 MJ/m² para ese día. Con dicho valor, la energía total que ingresa por la cubierta con las condiciones de transmisibilidad que la misma impone es de 29 MJ (cálculos correspondientes al prototipo de República Argentina).

Para la determinación de las pérdidas por radiación de los caños colectores, las cuales dependen de la temperatura de los mismos, se tomó un valor constante de 100°C durante el período de desorción. Por otro lado, se tuvo en cuenta la transmisibilidad espectral del vidrio que resulta del 2% en la radiación infrarroja lejana (Se utilizó $\epsilon = 0,88$)

$$\dot{Q}_{rad\ coi} = 0,97 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} * 1,2 m^2 * ((373K)^4 - (298K)^4) * 0,2 \approx 152W \quad (2)$$

En cuanto a las pérdidas debido a la emisividad del vidrio de la cubierta se fijó la temperatura en 50°C (para determinarla se construyó un dispositivo experimental), y como temperatura ambiente 25°C (considerando $\epsilon = 0,88$)

$$\dot{Q}_{rad\ cub} = 0,88 * 5,67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} * 3,3 m^2 * ((323K)^4 - (298K)^4) \approx 494W \quad (3)$$

Para las pérdidas por paredes (aisladas con lana de vidrio, poliestireno expandido y recubiertas de PVC con un coeficiente de conducción equivalente de 0,57 W/m² K y un área total de 4,4 m²) se estimó la temperatura de la pared interior en 70°C a partir de anteriores resultados experimentales.

$$\dot{Q} = 0,57 \frac{W}{m \cdot K} * 4,4 m^2 * (70^\circ C - 25^\circ C) \approx 113 W \quad (4)$$

Luego, las pérdidas ocasionadas por convección en la cubierta se determinaron considerando viento moderado, lo cual da como resultado unos 80W/m². Por lo tanto:

$$Q = 80 \frac{W}{m^2} * 3,3 m^2 = 264 W \quad (5)$$

Finalmente, se consideraron las pérdidas por conducción a través de los caños de bajada de cobre de ¼ pulgada que comunican con el condensador a temperatura ambiente. Esto arrojó una potencia media de 14W.

En definitiva, las pérdidas totales del sistema colector ascienden a 1038 W, que a lo largo del período de desorción equivalen a 18,7 MJ (considerando las temperaturas constantes). De este modo, se cuenta con una energía neta disponible de 10,3 MJ para el proceso de desorción, valor que sobrepasa al estrictamente necesario. Se buscó con esto contar con un amplio margen de confiabilidad debido a que los cálculos se hicieron a partir de la irradiancia con cielo despejado (modelo teórico de Hottel).

El condensador

El mismo está constituido por dos parrillas formadas por unos 13 metros de caños de cobre de ¼ pulgadas soldados con plata que totalizan una superficie de transferencia de 0.82 m². Dichos caños se encuentran sumergidos en el agua contenida dentro de una cuba de chapa galvanizada protegida de la corrosión con capacidad para 150 litros. Las paredes cuentan con un recubrimiento lateral en papel que es humedecido con el agua contenida, con el propósito de mejorar la eficiencia del condensador a través del efecto evaporativo. Este método ha dado resultados satisfactorios en el prototipo anterior construido por el grupo de investigación (Vera et al., 2008).

El área disipativa de la cuba, incluyendo la superficie del agua, es de 2,03 m². Según nuestras propias mediciones en trabajos anteriores (Echarri et al., 2007) para dicho área se tiene una disipación de 61 W, correspondiendo a 1,1MJ para las 5 horas. Naturalmente, la transferencia de calor de los caños al agua puede ser mucho mayor.

Para el cálculo de la energía necesaria para condensar el metanol debemos tener en cuenta la diferencia de entalpía entre vapor y líquido, la cual para los 3,2 kg es igual a 3,74 MJ. Esto significa que la diferencia (2,64 MJ) produciría un aumento de temperatura del agua de aproximadamente 4°C, lo que no resultaría un compromiso para la desorción.

La cámara fría y el evaporador

Se trata de un recipiente de poliestireno expandido revestido exterior e interiormente con PVC. En su interior se encuentra el evaporador que está conectado al sistema condensador por un único canal que atraviesa la pared superior. La cámara posee un volumen neto (descontando el contenedor de hielo con el evaporador) de 40 dm³. Se accede a su interior a través de una tapa superior frontal.

El evaporador utilizado es un recipiente prismático de hierro (diseño provisional) con un volumen interno de 4 dm³, el cual se encuentra dentro de una batea de chapa que contiene los cinco litros de agua a congelar. Por otro lado, es importante, a los

efectos del estudio del funcionamiento del refrigerador, registrar la cantidad de metanol desorbido y condensado en el evaporador. Para esto se recurrió a un sistema simple de nivel de vidrio por vaso comunicante que requiere inspección visual.

Para estimar la cantidad teórica de metanol que el sistema es capaz de adsorber y desorber utilizamos la ecuación de Dubinin-Raduskevich, la cual para un carbón activado típico para estos propósitos es:

$$X = X_0 e^{-1.12 \cdot 10^{-4} \left[T \cdot \ln \left(\frac{P_s}{P} \right) \right]^2} \quad (6)$$

Donde X : Masa de metanol por unidad de masa de carbón activado, T : Temperatura del carbón, P : Presión de vapor de metanol en el sistema, P_s : Presión de saturación del metanol a la temperatura del carbón activado y X_0 : Máxima capacidad de adsorción. Para el diseño del equipo se utilizaron los valores característicos del C. A. AC 35 producido por la empresa CECA France, con un valor de $X_0 = 0,316$. Esto significa que puede adsorber aproximadamente un 32 % en peso de metanol como máximo.

La cantidad de hielo que el refrigerador puede generar dependerá de la diferencia entre la cantidad de metanol adsorbida por el colector durante las horas sin Sol y la desorbida durante las horas de Sol.

Tomando el caso de un día en el cual la temperatura del colector sea de 100°C durante el día y de 20°C durante la noche, la del condensador de 25°C y asumiendo -2°C en el evaporador durante la desorción se tiene:

$$\begin{aligned} X_{min} &= 0,07 \\ X_{max} &= 0,27 \end{aligned}$$

Con estos valores para el cálculo de metanol que debe evaporarse, se comprueba que corresponde, con la carga de 16 kg de carbón activado, a 3,2 kg de metanol o 4 litros.

Luego, para estimar la cantidad teórica de hielo que puede generarse puede plantearse con buena aproximación:

$$\begin{aligned} m_{hielo} &= \frac{m_{met} L_{met} - (m_{FE} c_{FE} \Delta T + m_{met} c_{met} \Delta T)}{L_{agua} + c_{agua} \Delta T} = \\ &= 8,4 \text{ kg} \end{aligned} \quad (7)$$

Aquí se incluyó el calor que debe quitarse a la masa del sistema metálico de evaporación y a la propia masa de metanol remanente contenida en aquel. Por otra parte, se asumió que la masa de agua a congelar se encontraba inicialmente a 20°C. Sin embargo, no se tuvieron en cuenta las pérdidas de la cámara fría. Estas deben ser consideradas teniendo en cuenta que el proceso de formación de hielo demanda horas. Además, se espera que la cámara fría tenga capacidad de conservación del hielo una vez generado.

Como se adelantó, la cámara fría posee revestimiento de poliestireno expandido de alta densidad y PVC alto impacto en su interior y exterior. Con esto, y conociendo que su área es de 0,7 m² hacemos una estimación de las pérdidas de dicha cámara. En este trabajo se mostrará que la determinación empírica de pérdidas arroja un resultado similar. Considerando que el evaporador se encuentra rodeado por el aire que se tiene dentro de la cámara y que ésta posee paredes con los materiales mencionados, puede tomarse un coeficiente de conducción equivalente que, atendiendo a la geometría de la cámara nos da:

$$h_{equiv} = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv1} \cdot A_1} + \frac{\rho_{FE} L}{k_{FE} A_{med}} + \frac{1}{h_{conv2} \cdot A_2}} \approx 0,63 \frac{W}{K} \quad (8)$$

Donde: h_{conv1} y h_{conv2} representan los coeficientes de convección para el aire fuera de la cámara fría y el que se encuentra entre el evaporador y el interior de dicha cámara respectivamente. A_1 y A_2 hacen referencia a las superficies externas de la cámara y del evaporador respectivamente. La resistividad del aislante térmico que recubre la cámara es señalada con ρ_{FE} y L es el espesor de este recubrimiento. A_{med} indica el área media de la cámara fría. Suponemos que el coeficiente de convección interno es mayor al externo debido al mayor gradiente térmico dentro de la cámara fría.

Por otro lado, se evalúan las pérdidas por conducción a través del caño que vincula el evaporador con el condensador, con una sección de pared de 0,0006m², una longitud de 0,2m y K_{cu} : 390W/mK:

$$h_{caño} = \frac{K \cdot A}{L} = 0,12 \frac{W}{K} \quad (9)$$

Con estos datos, las pérdidas totales de la cámara con una diferencia de temperatura entre evaporador y ambiente de 25°C, resultan:

$$h_{total} = \left(0,63 \frac{W}{K} + 0,12 \frac{W}{K} \right) = 0,75 \frac{W}{K} \quad (10)$$

Con este valor y considerando una diferencia de temperatura media entre la cámara y el exterior de 15°C durante el proceso de enfriamiento (estimamos en 12 horas), se pierden 1,45 kg de hielo. Por lo tanto, de la cantidad máxima teórica calculada anteriormente (expresión 7) debido a pérdidas se alcanzaría una producción neta máxima de 7 kilogramos.

RESULTADOS Y DISCUSIONES

Se evaluó el comportamiento de ambos equipos a partir de mediciones de temperaturas en sus distintos componentes y la energía recibida mediante los valores de irradiancia. Para la adquisición de datos en la UNGS se utilizaron sensores DS1624 con salida digital. El software de control fue diseñado por el equipo de investigación. En el caso del equipo dominicano, las temperaturas fueron determinadas con adquisidores portátiles comerciales. En ambos casos la irradiancia fue determinada con solarímetros de diseño y construcción propios que se vienen desarrollando desde el 2008 (Echarri et al, 2009; Sartarelli et al, 2010). Se realizaron mediciones desde noviembre de 2010 hasta marzo de 2011 con intervalos entre mediciones de 2 y 5 minutos. A continuación se presentan gráficas de seguimiento de los prototipos, en donde se muestran las temperaturas de colector, ambiente, cámara fría y evaporador.

Como se puede observar en los gráficos de las figuras 3 y 4, los ciclos se repiten en forma periódica, lo que indica el funcionamiento del sistema en forma continua, aunque sólo se lograron las temperaturas esperadas durante algunas jornadas. Este comportamiento no era el esperado ya que, por ejemplo, en los cuatro días de ese periodo analizado en la UNGS se presentaron condiciones de radiación solar muy favorables.

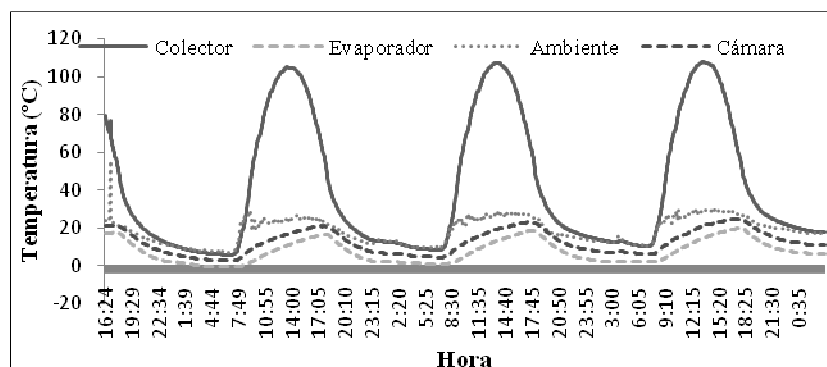


Figura 3: Evolución de temperaturas en el prototipo de la UNGS (Bs. As.).

Un indicador útil (más allá de la cantidad de hielo o masa de agua que se pueda enfriar) para el análisis del rendimiento del equipo, es la cantidad de metanol que se acumula en el evaporador durante la etapa de regeneración. Esta cantidad determinará la capacidad de refrigeración del equipo para ese día, claro está, si se tienen en cuenta también las pérdidas de calor del sistema, fundamentalmente en la cámara fría. Una de las variables a relevantes durante el proceso de desorción, es la cantidad de energía recibida por el equipo y las consecuentes temperaturas del colector.

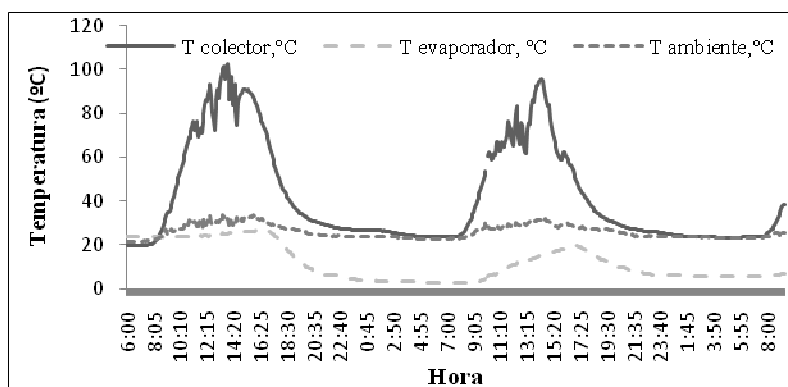


Figura 4: Evolución de temperaturas en el prototipo del INTEC (Rep. Dom.).

Comportamiento del Colector

El sistema colector-concentrador fue diseñado de manera de garantizar por un intervalo de tiempo de entre 5 y 6 horas la temperatura necesaria para lograr la desorción de 3,2 Kg de metanol, que es el valor correspondiente a la máxima variación de concentración del refrigerante en el carbón activado. Como se puede apreciar en la figura 4 las temperaturas del colector determinadas en la medición son cercanas a las predichas según el diseño del equipo.

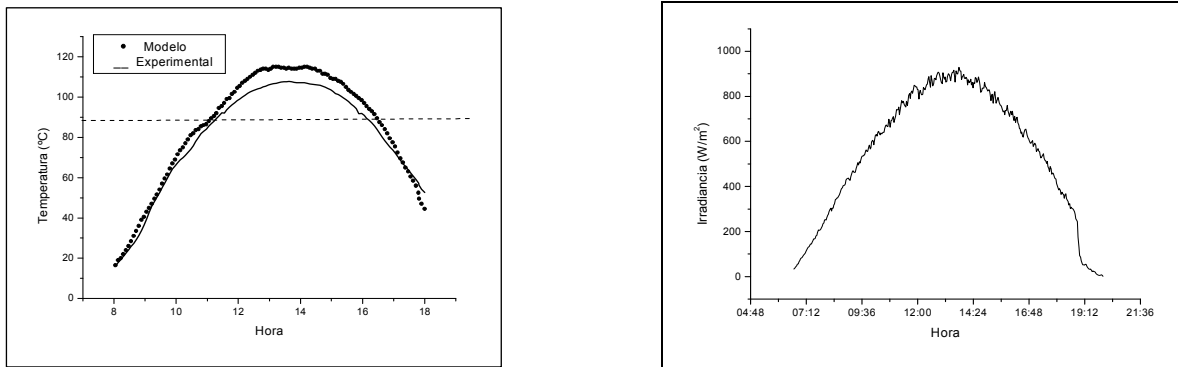


Figura 4: Temperaturas predichas y alcanzadas en el equipo y valores de irradiancia para el mismo día.

De la lectura de los valores representados en el gráfico anterior se concluye que la diferencia de temperatura máxima entre ambas curvas es de unos 7 °C, aproximadamente el 6% del valor máximo observado, que resulta una diferencia muy aceptable. Por otro lado la temperatura necesaria para la regeneración, que se determinó en el rango que va de los 90 a 110 °C, se logró durante 6 horas. Ese periodo de tiempo supera a las cinco horas necesarias para completar la desorción de toda la fracción de metanol necesaria para lograr el enfriamiento calculado. Como se desprende de la figura 4, se trató de un día claro con valores típicos para esa época del año, con un valor de irradiancia en el mediodía solar cercano a los 870 W/m². En este trabajo se considera que la temperatura del colector es efectivamente la del lecho de carbón (adsorbato), suposición que se ha comprobado experimentalmente incluyendo sensores de temperatura en una posición radial intermedia dentro del carbón. Sin embargo, este hecho deberá ser revisado en el futuro ya que las mediciones mencionadas se realizaron en ciclos donde la cantidad de metanol desorbida no fue la máxima posible. En consecuencia y debido al alto valor del calor de desorción del metanol (1500 KJ/Kg), es probable que ambas temperaturas no sean prácticamente iguales.

Además se contempló que en ningún caso la temperatura supere los 120 °C ya que a partir de ese valor el metanol se vuelve inestable debido a que el carbón activado actúa como catalizador para procesos de formación de éter metílico. Si en alguna ocasión extraordinaria, la temperatura en el colector tuviese la tendencia de superar ese valor, se deberían abrir las tapas del cajón superior como medida de seguridad.

Por otro lado, cuando la noche es despejada (con ausencia de nubes) durante un largo periodo de tiempo la temperatura del colector está por debajo de la temperatura ambiente (Fig. 3 y 8). Este fenómeno se debe a la emisión radiativa de los colectores hacia el cielo profundo a causa de su diseño con concentración cilíndrico-parabólica. La ventaja se manifiesta con una mayor eficiencia para transferir el calor de adsorción hacia el medio ambiente, que en definitiva es parte del calor que se ha quitado al agua para su enfriamiento.

Cámara fría

Para la evaluación de pérdidas de la cámara fría se registraron los valores de diferencia de temperatura entre el evaporador y el ambiente. Para el cálculo de transferencia de calor hacia el evaporador se utiliza la parte ascendente de la curva ya que en ese intervalo de tiempo se asume que la adsorción ha concluido y en consecuencia no se tiene flujo de calor por evaporación de metanol. Con los datos seleccionados se construye la curva $\ln(T_{\text{ca}} - T_{\text{a}})$ en función del tiempo (ver figura 5), en donde la pendiente de la recta de regresión, se obtiene el valor del coeficiente global de pérdidas de la cámara, según la ecuación:

$$\ln(T_{\text{ca}} - T_{\text{a}}) = \frac{H}{C_{\text{total}} m} t + b \quad (11)$$

En la expresión anterior $C_{\text{total}} m$ representa a todas las fuentes de calor en el evaporador: la cantidad de agua en el contenedor (3Kg.), la cantidad de metanol en el evaporador (0,7 Kg.) y el evaporador de hierro (2,3 Kg.).

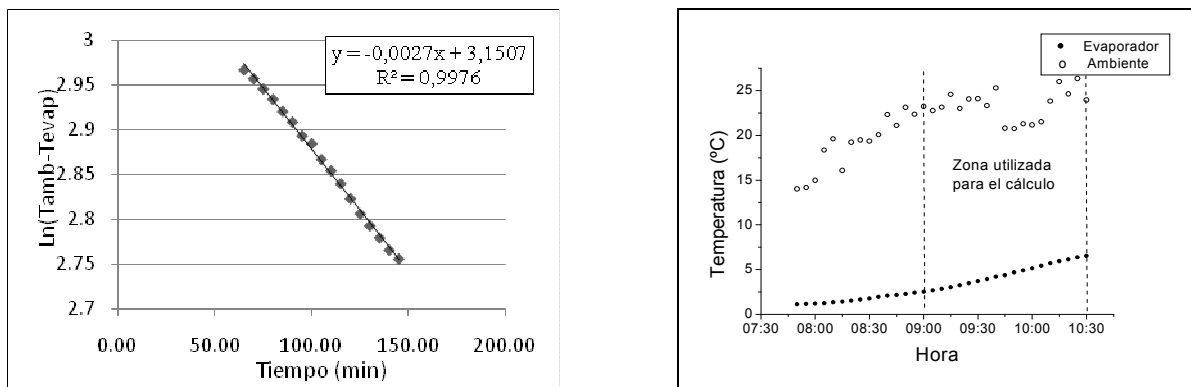


Figura 5 Gráficos para calcular transferencia de calor entre la cámara y el ambiente.

Haciendo:

$$\frac{H}{C_{total}m} = 0,0027 \quad (12)$$

Se obtiene un valor del coeficiente global de pérdidas H de la cámara de 0,69 W/°K. La comparación de este valor con el determinado en forma teórica de 0,75 W/°K resulta satisfactoria, con una diferencia entre ambos valores del 7 %, lo que se traduce en unos 4500 J a lo largo de todo el ciclo de enfriamiento (tomando una diferencia de temperaturas con el exterior de 25 °C durante 10 horas).

Como se resaltó anteriormente, resulta muy significativo para el análisis del desempeño del equipo, conocer la cantidad de metanol que se evapora durante la noche y en consecuencia que adsorbe el carbón, ya que es justamente en ese proceso en el cual se produce el enfriamiento. Dado que la cantidad de metanol presente en el evaporador sólo puede registrarse en forma visual (se debe observar el nivel en el tubo de vidrio) no es posible conocer la evolución horaria de dicha cantidad. Para ello se desarrolló un método que permite estimar la cantidad de metanol adsorbida durante un ciclo a partir de los valores de temperaturas ambiente y del evaporador, conociendo la cantidad de agua a refrigerar. Para tal fin se tomó como referencia un día específico en el que sí se observó la cantidad de metanol adsorbido por el colector para utilizar ese dato como validación del método. Para conocer la cantidad de metanol que es adsorbida como función del tiempo se tomó en cuenta el calor necesario para enfriar una determinada cantidad de agua (que es la contenida en el recipiente del evaporador). Además se sumaron los términos relacionados con las pérdidas en la cámara fría. Estos valores están determinados por un lado por las pérdidas de las paredes de la cámara y por el otro por la conducción de calor desde el condensador hacia el evaporador. En nuestro análisis se tomó el valor de H al determinado en forma teórica (H=0,75 W/°K). Se consideran además las energías necesarias para lograr los cambios de temperatura tanto del evaporador (recipiente de hierro) como de la cantidad de metanol que permanece en el evaporador sin ser adsorbida. El balance de energía se representa en la ecuación:

$$m_{met}(t)L_{met} = Q_{pérd} - (C_{ac}m_{ac} + C_{met}\Delta m_{met} + C_{Fe}m_{Fe})(T_f - T_i) \quad (13)$$

Donde:

$$Q_{pérd} = H(T_{\infty} - T_f)dt \quad (14)$$

A partir de las ecuaciones (13) y (14), la cantidad de metanol en el tiempo será:

$$m_{met}(t) = \frac{H(T_{\infty} - T_f)dt - (C_{ac}m_{ac} + C_{met}\Delta m_{met} + C_{Fe}m_{Fe})(T_f - T_i)}{L_{met}} \quad (15)$$

Donde: $m_{met}(t)$: Masa de metanol adsorbida en función del tiempo, H : Coeficiente global de pérdidas de la cámara fría, T_{∞} : Temperatura ambiente, T_f : Temperatura del evaporador, C_{ac} : Calor específico del agua a 25 °C, m_{ac} : Masa de agua contenida en el evaporador, C_{met} : Calor específico del metanol a 25 °C., Δm_{met} : Cantidad residual de metanol en cada intervalo, C_{Fe} : Calor específico del hierro a 25 °C, m_{Fe} : Masa del evaporador y L_{met} : Calor latente de vaporización del metanol.

Cuando se evalúa la expresión (15) teniendo en cuenta las temperaturas obtenidas para el día 2 de marzo de 2011 con una masa de agua de 3Kg, la estimación da 0,34 Kg. de metanol adsorbidos mientras que el valor observado directamente fue de 0,36 Kg. El valor calculado es el máximo de la curva de metanol evaporado como función del tiempo que se muestra en la figura 6. Para el cálculo se tomó en forma discreta cada intervalo de 5 minutos, considerando a cada temperatura como representativa de dicho intervalo, mediante la utilización de planilla de cálculo.

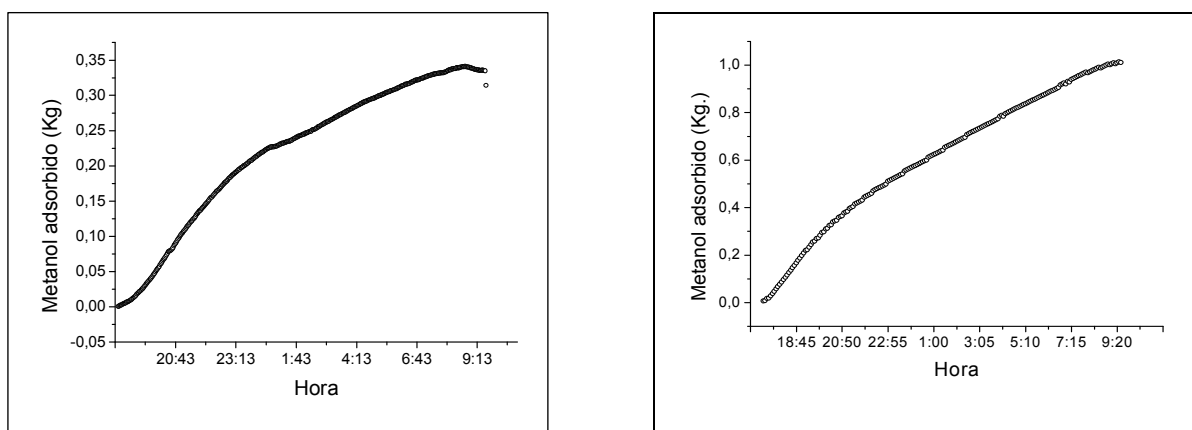


Figura 6: Evolución de la cantidad de metanol adsorbida el 2/3/2011 en la UNGS. (Bs. As.) y el 19/1/11 en INTEC (Rep. Dominicana)

En el caso del equipo instalado en Santo Domingo, la cantidad de metanol adsorbida para un ciclo de enfriamiento resultó mucho mayor, con un valor de 1,02 Kg. Esta diferencia resulta aún más significativa si se tienen en cuenta las diferencias climáticas (radiación y temperatura ambiente) entre un lugar y otro para los días de ensayo, como se puede ver en la figura 7. Por un lado, las temperaturas promedio del colector durante la etapa de regeneración fueron menores en el prototipo de INTEC que las alcanzadas en Bs. As. Esto afecta sin duda a la desorción de metanol durante el ciclo regenerativo. Por el otro,

se puede observar que los valores de temperatura ambiente en la UNGS fueron menores durante todo el ciclo comparadas con las del INTEC. Esto puede afectar de dos maneras el desempeño del equipo, primero, la capacidad de condensación de metanol se ve reducida y segundo, las pérdidas en la cámara fría aumentan.

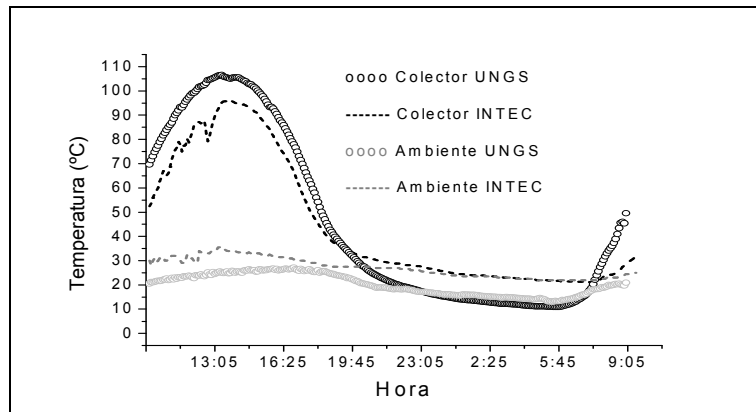


Figura 7: Temperaturas para los ciclos analizados

Desempeño del condensador

El desempeño del condensador puede comprobarse básicamente a partir de dos parámetros: su temperatura y la presión del sistema. La temperatura resulta significativa ya que el salto térmico con el aire define en gran medida su capacidad de intercambio de calor. En el diseño del condensador, se consideró como límite aceptable una diferencia con la temperatura del aire circundante no mayor a 4 °C, entonces en primer lugar se considerará para cuantificar su rendimiento, que dicha diferencia no supere ese límite. En cuanto a la presión del sistema, es importante considerarla ya que durante la etapa de desorción-condensación es justamente la performance del condensador lo que define posibles apartamientos de los estados de equilibrio. Dicho de otra manera, si durante esta parte del ciclo el condensador no tiene la capacidad suficiente para producir el cambio de estado de todo el vapor de metanol que se desorbió, la presión del sistema tenderá a subir excesivamente. Entonces, basta con comprobar que la presión del sistema coincida con la correspondiente presión de vapor de metanol para la temperatura de ese instante.

Para la comprobación se optó por analizar los datos provenientes del prototipo de INTEC ya que, en términos generales, las condiciones allí son más desfavorables para la condensación. Por un lado, la temperatura máxima media mensual para el mes de enero (los datos se obtuvieron el 27 de ese mes) es de 29,2 °C. Por el otro, la humedad relativa media para el mismo mes es del 78%. Este factor es muy significativo ya que nuestro diseño de condensador utiliza el enfriamiento evaporativo como método auxiliar para bajar la temperatura del agua que rodea a los tubos de intercambio. En cuanto a la temperatura, sencillamente se realizó la comparación horaria de ambos valores (condensador y ambiente) y se observó que en ningún momento el salto térmico excedió los 3,5 °C. Para el análisis en la variación de presión se comparan los valores respectivos del sistema y de saturación del metanol como función del tiempo, como se muestra en la figura 8. La presión del sistema se determinó a partir de la lectura del vacuómetro (analógico) instalado en el equipo y la de vapor de metanol se calculó utilizando la ecuación de Clausius-Clapeyron. Como se puede apreciar en la gráfica el apartamiento de ambas curvas es mínimo.

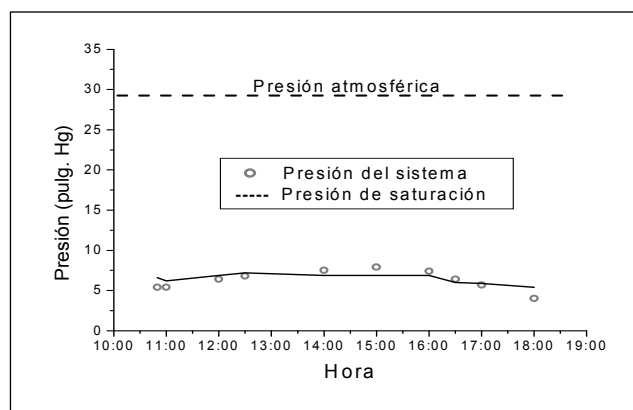


Figura 8: Valores de la presión de saturación a la temperatura del condensador y presión del sistema

Para evaluar el grado de apartamiento entre las curvas de saturación y del sistema se utilizará la desviación típica estimada según:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_{sat} - P_{sist})^2}{n}} \quad (16)$$

Cuando se realiza el cálculo de la desviación utilizando la ecuación 16, el resultado obtenido es $\epsilon = 0,153$. Esta desviación resulta pequeña si se la compara con los valores medios de presión que se obtuvieron. Por cierto, es del orden de la mínima apreciación del instrumento (vacuómetro) que es 1 pulgHg.

Con todo esto se puede considerar que el desempeño del condensador resulta aceptable si se tiene en cuenta que en ningún momento la presión del sistema no supera en más de 0,6 pulgHg a la de saturación.

Capacidad del carbón activado

Como se mencionó en apartados anteriores, la cantidad de metanol condensada y adsorbida por el sistema no es la esperada. Dado que el análisis en el comportamiento de todos los componentes de equipo arrojó resultados satisfactorios, existe una alta posibilidad que la causa del poco rendimiento del equipo sea atribuible a la capacidad de adsorción del carbón activado (C. A.). Para el diseño del equipo se utilizaron los valores característicos del C. A. AC 35, pero por problemas de importación no pudo ser adquirido, entonces se utilizó un carbón nacional (en la UNGS) cuyas especificaciones no se conocen totalmente. En el INTEC sucedió algo similar, pero en ese caso se adquirió un carbón proveniente del mercado norteamericano.

En la tabla 1 se muestran los valores de metanol adsorbidos para distintas jornadas. Se puede observar claramente que en el prototipo dominicano las cantidades de metanol en tránsito son significativamente mayores comparadas con el de Buenos Aires.

Actualmente se está realizando en ambas instituciones la caracterización del carbón activado respectivo de cada equipo, con el objeto de comprobar que efectivamente el principal problema de eficiencia tiene origen en la mala capacidad de adsorción del carbón. Mediciones preliminares en el INTEC arrojan como resultado un valor de X_0 entre 0,27 y 0,26. Una vez que se obtengan todos los parámetros necesarios se podrá evaluar la ecuación de D-R (ecuación 6) y comprobar la validez de nuestras hipótesis.

RESULTADOS FINALES

En esta sección se muestran los resultados obtenidos para algunos días de ensayo en ambos prototipos. Si vemos en la tabla 1, en el prototipo dominicano la eficiencia para la capacidad de enfriamiento (que a lo largo de todo el trabajo fue asociada a la cantidad de metanol en tránsito) cayó abruptamente en el mes de febrero. Esto se debe que ese equipo perdió estanqueidad, en la actualidad se está intentando su reparación. En tanto en el prototipo argentino parece suceder algo similar cuando se observan los valores obtenidos para el mes de marzo. En este caso, probablemente no se halla advertido en primera instancia ya que la entrada de aire probablemente sea mucho menor.

Prototipo de UNGS (Bs. As.)			Prototipo de INTEC (Rep. Dom.)		
Fecha	Δm_{met} (Kg)	$\Delta T_{\text{a-ev}}$ (°C)	Fecha	Δm_{met} (Kg)	$\Delta T_{\text{a-ev}}$ (°C)
2/12/2010	0,59	13,4	13/01/2011	1,04	21,5
3/12/2010	0,44	8,6	14/01/2011	0,85	13
8/12/2010	0,71	14	19/01/2011	1,01	20
1/03/2011	0,33	5,1	27/01/2011	1,02	22
2/03/2011	0,34	5,5	3/02/2011	0,49	10,5
9/03/2011	0,37	7,2	///////	///////	///////

Tabla 1: comparación de algunos parámetros para ambos prototipos.

En los resultados obtenidos para el día 8 de diciembre de 2010 en UNGS, se observa un cambio en la velocidad de adsorción (ver figura 6). Ese cambio ocurre alrededor de las 21:30 hs. Si se verifica qué sucede en el colector a esa hora, se observa un cambio en la tasa de variación de su temperatura en horarios cercanos al anterior. En la figura 9 se muestran la temperatura del colector y la cantidad de metanol adsorbida en el tiempo para visualizar fácilmente ese hecho.

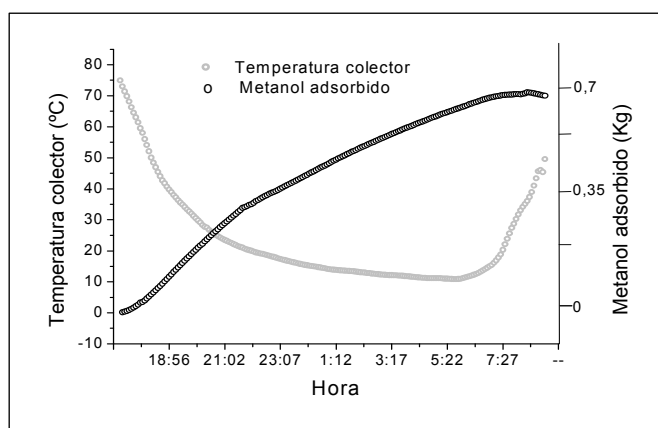


Figura 9: Relación temporal entre la adsorción y la temperatura del colector.

Cuando los cálculos de diseño se realizan asumiendo condiciones de equilibrio, muchas veces en la práctica, ocurre que el sistema se encuentra apartado de los estados estacionarios. Un tiempo transitorio demasiado alto podría indicar que el equipo no funciona de manera correcta. Analizando las curvas de la figura anterior, se puede suponer que ambos hechos están ligados de una forma predecible. El cambio más marcado en la temperatura del colector precede a la variación en la tasa de evaporación de metanol. En otras palabras, a medida que el colector desciende bruscamente su temperatura, en el evaporador el metanol se evapora generando un flujo determinado, pero cuando la temperatura varía más lentamente el flujo de metanol también lo hace. Como lo mencionamos anteriormente, ambos cambios suceden en horarios cercanos.

CONCLUSIONES

A partir de la evaluación de los dos prototipos, se puede concluir que su rendimiento no es el esperado. La principal causa de ese comportamiento parece encontrarse en la escasa capacidad de adsorción del carbón activado utilizado. Se arriba a esta conclusión luego de evaluar el desempeño de cada uno de los componentes del sistema y no encontrar ninguna dificultad en su funcionamiento. También se comprobó que en el prototipo del INTEC se logró una mejor eficiencia, lo que tiene correlato con la caracterización preliminar que se hizo del carbón activado que posee.

Por otro lado se encontró una metodología que permite conocer con precisión la tasa de evaporación de metanol como función del tiempo. A partir de esto se comprueba que se deben realizar mejoras en la aislación de la cámara fría.

Finalmente, se están revisando las condiciones de estanquidad de ambos sistemas para continuar con los ensayos.

REFERENCIAS

- ASHRAE Handbook. (1993). Fundamentals. American society of heating, refrigeration and air condition engineers, Atlanta.
- Cyrulies E., Sartarelli A., Vera S., Echarri R., Samson I. (2010) "Estudio del acimut para un refrigerador solar". ASADES 2010 (comunicación).
- Dubinín, M. M. (1975). Progr. Surface Membrane Sci., 9, 10.
- Echarri R., Vera S., Cyrulies E., Sartarelli A., Samson I. (2009) "Estudio del comportamiento de un solarímetro de bajo costo" Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 13 (08.113-08.119).
- Echarri R., Sartarelli A., Vera S. Comparación de la extracción de calor en dos enfriadores porosos evaporativos. Segundo Congreso Internacional de Física Universidad Autónoma de Santo Domingo. Santo Domingo. República Dominicana. 31 de octubre al 3 de noviembre de 2007
- Grenier Ph., Guilleminot J. J., Meunier F., Pons M. (1988). Solar powered solid adsorption cold store. Journal of Solar Energy Engineering, Vol 110.
- Leite A.P.F, Grilo M.B., Belo F.A., Andrade R.R.D. (2004) . Dimensioning, thermal análisis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar icemaker. Renewable Energy 29 1643-1633.
- Oertel K., Sprengel U., Mande J., Ghosh P., Kishore V.V.N. (1997). Developement of an solar-hybrid adsorption cooling system for decentralized storage of agricultural products in India. Paper presented at CLIMA 2000. Brusseles.
- Polanyi, M. (1914). Verh. Deutsch, Phys. Ges., 16, 1012.
- Sartarelli A., Vera S., Echarri R., Cyrulies E., Samsón I., (2010). Heat flux solarimeter. Solar Energy. DOI: 10.1016/J.Solener. 2010. 08.09.
- Vera S., Echarri R., Sartarelli A., Cyrulies E., Samsón I. (2008) "Construcción de una heladera solar por adsorción". Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 12 (03.01-03.05).

ABSTRACT

Were designed and built two prototypes of solar refrigerators that operate using the principle of adsorption of methanol on activated carbon. One such device was built and installed at the campus of the UNGS (Universidad Nacional de General Sarmiento) and the other in the INTEC (Instituto Tecnológico de Santo Domingo), Dominican Republic, both with similar characteristics. Measurements were made on both equipment during December-March period and these measurements are analyzed. We compare the results with those expected from the design and analyze both the performance of system components and their operation in a comprehensive manner. It is found that the amount of methanol desorbed - adsorbed is not the expected despite the proper functioning of equipment. From there it follows the probable low adsorption capacity of activated carbon used.

Keywords: Solar Refrigeration, Adsorption, Methanol – Activated Carbon.