



DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y EVALUACIÓN DE COLECTORES SOLARES MODULARES PARA PISCINAS.

Martín Alayón¹ y Alejandro L. Hernández²

¹Facultad de Ingeniería, Universidad de Buenos Aires

²Universidad Nacional de Salta, Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO-CONICET)

¹Dirección de la Facultad de Ingeniería, Av. Paseo Colón 850 – C.A.B.A. – CP 1063 – Argentina – 011 – 4343-0092

²Avda. Bolivia N° 5150 – Ciudad de Salta – Salta – C.P. 4.400 - Argentina — Tel.: 0387-4255424

martin_alayon@yahoo.com, alejoh65@gmail.com

RESUMEN: En este trabajo se propone un sistema de colección solar sin cubierta transparente para el calentamiento de agua, con la particularidad de que se integra al paisaje y al espacio de la pileta. A su vez, se da cuenta del diseño, construcción y monitoreo de un prototipo de este sistema constituido por baldosas cementicias equipadas con cañerías interiores para la circulación de agua. Estas baldosas pueden ser instaladas en los bordes de la pileta cumpliendo la doble función de borde y colector solar, sin agregar elementos disonantes al paisaje. El análisis de los resultados da cuenta de que una instalación de estas características, con un área de colección similar al espejo de agua de una pileta situada en la Ciudad de Buenos Aires, permite extender el período de uso de la misma alrededor de un mes antes del inicio y un mes después de la finalización de la temporada veraniega.

Palabras clave: Calefacción de piscinas, colectores solares, energía solar.

INTRODUCCIÓN

La aclimatación de piletas es un problema que requiere grandes cantidades de energía. Dependiendo de las características de la pileta y las variables climatológicas de la zona, el requerimiento energético puede ser del orden de decenas o centenas de kWh diarios. Las soluciones que utilizan fuentes de energía no renovables, ya sean equipos a gas o eléctricos, si bien son compactas, presentan el inconveniente de los elevados y crecientes costos de las respectivas fuentes de energía (gas o electricidad). Los colectores solares existentes son una buena solución a este problema debido a que el recurso energético es libre y abundante. Sin embargo, el flujo energético de la energía solar es relativamente bajo y resulta necesario utilizar grandes áreas de colección. Para instalar estos equipos es necesario disponer de algunas decenas de metros cuadrados libres para este fin. En algunos casos se aprovechan los techos de las casas siempre y cuando cuenten con la orientación adecuada. Por otro lado, si los colectores no se encuentran ocultos suelen ser un elemento disonante con el paisaje.

En este trabajo se plantea un sistema de colección solar integrado al paisaje y al espacio de la pileta. En general, el borde de la pileta recibe radiación solar durante las horas de sol. Si se aprovecha esta energía se dispone de un sistema de colección solar que prácticamente no agrega elementos al paisaje. Es por esto que se propone modificar las baldosas del borde de la pileta de modo que puedan absorber la mayor cantidad de radiación solar y que, mediante un sistema de circulación de agua, puedan transferir la energía absorbida a la pileta.

En el presente trabajo se da cuenta del diseño, construcción y monitoreo de un prototipo de colector solar modular que consta de 9 baldosas con un área total de colección de 1 m². Se presenta, además, la obtención de la curva de eficiencia y se incluye una simulación del perfil de temperaturas dentro de las baldosas y el procedimiento de identificación del modelo dinámico. Finalmente, se dimensiona el sistema de colección para una pileta a partir del cálculo de las pérdidas térmicas y se realiza una simulación de la temperatura del agua a lo largo del año.

Como se menciona en Duffie y Beckman (1991), los colectores solares son una clase particular de intercambiador de calor los cuales transfieren energía térmica de una fuente muy lejana a un fluido, siendo el mecanismo principal de transferencia de energía la radiación solar. Como en todo intercambiador, la eficiencia del sistema se define como la relación entre el calor útil que se lleva el fluido y la energía disponible que se quiere transferir. La diferencia entre la energía disponible y el calor útil es energía que se desperdicia y el diseño del intercambiador intenta disminuir lo más posible estas pérdidas. En el caso particular de los colectores solares, optimizar la transferencia de calor y por ende aumentar la eficiencia se logra básicamente atacando dos problemas: la absorción de radiación solar y las pérdidas térmicas del sistema.

Dependiendo de la temperatura de trabajo de los colectores y de las condiciones climáticas a las que sean expuestos, existen distintos diseños y estrategias para maximizar el rendimiento. Generalmente, a mayores temperaturas de trabajo se prioriza disminuir las pérdidas térmicas mediante diseños tales como los colectores solares planos con cubierta transparente y colectores de tubos de vacío. Sin embargo, para aplicaciones que requieren temperaturas más bajas, las pérdidas térmicas son menores y los colectores solares planos sin cubierta transparente resultan una buena solución.

Para el caso particular de climatizar una piscina se requiere calentar grandes volúmenes de agua a una temperatura de confort relativamente baja (25 °C a 30 °C). Esto implica grandes áreas de colección con altos costos asociados. Los colectores solares planos sin cubierta transparente representan una solución de bajo costo que, dadas las bajas temperaturas de trabajo, no comprometen significativamente la eficiencia del sistema. Este tipo de colectores constan simplemente de una placa absorbidora sobre la cual incide la radiación solar y de una serie de conductos por los cuales circula el líquido que se lleva el calor. La absorbancia solar y la capacidad de transferir el calor de la placa al líquido son los dos parámetros de diseño que se pueden atacar en este tipo de colector para mejorar la eficiencia del sistema.

DESCRIPCIÓN DEL PROTOTIPO DE COLECTOR SOLAR

El diseño de la baldosa colectora presentado en este trabajo consiste en un bloque cuadrado de hormigón de 33 cm de lado y 2,4 cm de alto. La misma se encuentra atravesada por tubos equi-espaciados de 9 mm de diámetro por los cuales circula el agua que transporta el calor. En la figura 1 se observan tubos de radio interior 9 mm y radio exterior 12 mm que sobresalen de la baldosa. Estos son los conectores tipo macho que permiten la conexión con la siguiente baldosa. En la parte posterior de la baldosa los tubos de 9 mm se agrandan hasta 12 mm conformando la conexión tipo hembra.

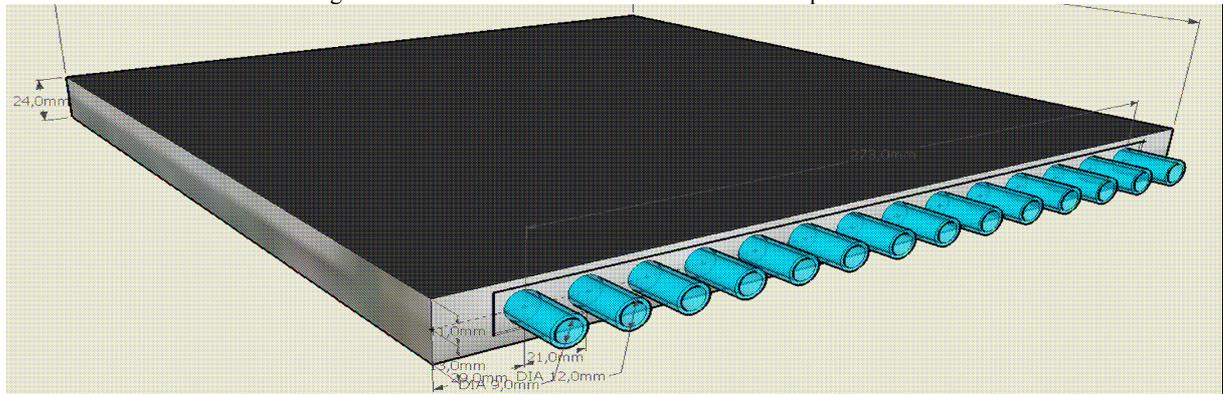


Figura 1. Baldosa colectora. Tramo recto.

En la figura 2 se puede observar el detalle de las dos conexiones y sus dimensiones. Vale la pena aclarar, que los tubos interiores de la baldosa son simplemente huecos y que no poseen ningún tipo de recubrimiento. De esta manera se disminuyen costos y se aumenta la transferencia de calor del colector al líquido.

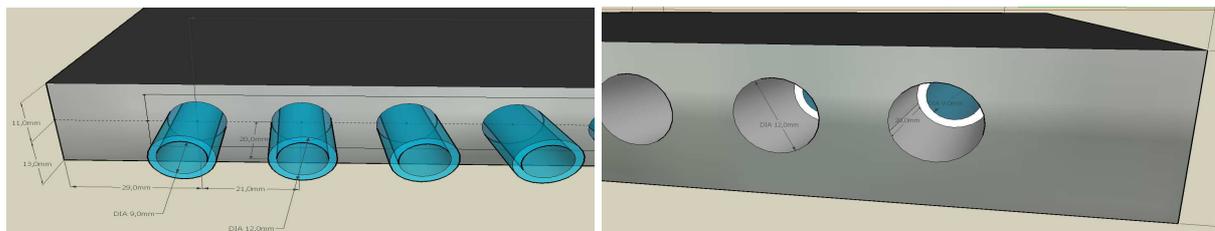


Figura 2. Baldosa colectora. Detalle y dimensiones de las conexiones macho y hembra.

La baldosa es monolítica a excepción de los conectores machos. Los mismos están encastrados 2 cm dentro de la estructura de hormigón y sobresalen otros 2 cm conformando el conector. Son trozos de 4 cm de largo de manguera flexible de PVC de 9 mm de radio interior y 12 cm de radio exterior que ofrecen durabilidad y flexibilidad a la unión. En orden de evitar desprendimientos o evitar pérdidas de líquido, los tubos de 4 cm son roscados por el lado que posteriormente queda empotrado en la estructura de hormigón.

Al menos tres tipos de baldosa deben construirse para armar un circuito hidráulico alrededor de la pileta: tramos rectos, tramos curvos hacia la derecha y tramos curvos hacia la izquierda. Las dimensiones de los distintos tipos de baldosas y de los conectores macho y hembra son idénticos de modo que sea posible realizar correctamente las conexiones entre baldosas.

Si bien la superficie superior es negra de modo de aumentar la absorptividad del material, podrían elegirse otros colores oscuros que no comprometan la eficiencia del sistema pero que puedan satisfacer el gusto del usuario. Por otro lado, en orden de simplificar el prototipo, la superficie es lisa, sin embargo, se debe tener en cuenta que es conveniente que las baldosas tengan algún relieve o textura antideslizante para evitar resbalarse en el borde de la pileta.

SIMULACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA DENTRO DE LA BALDOSA

Dado que la conductividad del concreto no es muy elevada (0,8-1,7 W/m²K, Gieck, 2000) el flujo de energía entre la superficie de las baldosas y los conductos de agua se ve restringido. Esto compromete sensiblemente la eficiencia del sistema ya que de la energía absorbida en la superficie sólo una fracción es removida por el fluido (energía útil) mientras que el resto es disipada al ambiente. En otras palabras, el factor de remoción de calor es bajo. Sin embargo, para mejorar este índice, existen dos parámetros de diseño que pueden modificarse a tales fines: la distancia entre tubos y la distancia entre los tubos y la superficie. En el primer caso, mientras más cerca estén los tubos entre sí mejora la capacidad de remoción del calor. Por otro lado, en el segundo caso, mientras más cercanos se encuentre los tubos de la superficie también mejora la eficiencia del sistema.

Sin embargo estas dos soluciones traen aparejado dos problemas. Mientras más cercanos estén los tubos hay que realizar más tubos por baldosa, incrementando el número de conexiones con su consecuente aumento de costos. Por otro lado, mientras más cercanos se encuentre los tubos de la superficie, más frágil es la baldosa comprometiendo la fortaleza estructural de la misma. De modo de entender cómo influyen estos parámetros de diseño en la remoción del calor, se procedió a realizar simulaciones de la distribución de temperatura y flujo de energía dentro de las baldosas.

Para encontrar la distribución de temperatura dentro de las baldosas se realizó un corte transversal y se lo dividió en pequeñas celdas o elementos de volumen. Luego, se resolvieron numéricamente una serie de ecuaciones diferenciales en función del tiempo, discretizadas en diferencias finitas mediante un esquema explícito. Estas ecuaciones relacionan los flujos de energía entre los distintos elementos de volumen y sus respectivas temperaturas. Se consideró que a lo largo de la baldosa los cambios de temperatura eran mínimos y que por ende un modelo bidimensional era representativo. Además, se consideró que la base y los laterales se encuentran perfectamente aislados y que el flujo de agua era lo suficientemente alto como para considerar que la temperatura de la misma era constante durante toda la simulación. Esto impone en la superficie mojada de los tubos una condición de borde del tipo convectiva hacia una temperatura fija. Sobre los nodos de la superficie exterior de la baldosa se consideró la incidencia de radiación solar y la pérdida convectiva de calor hacia la temperatura ambiente.

Se realizaron simulaciones para tres distancias entre centros de tubos (14 mm, 19 mm y 24 mm) y para tres distancias desde los centros de los tubos a la superficie (9 mm, 12 mm y 15 mm). Se observa, claramente, que, a mayor distancia entre tubos, se producen puntos calientes en la superficie producto de que el flujo de agua no es capaz de evacuar la energía en estas zonas lo suficientemente rápido. Esto trae aparejado una pérdida de rendimiento ya que la energía que no se transmite al agua se disipa al ambiente. Por otro lado, como era de esperar, al ubicar los tubos a mayor profundidad, la temperatura promedio de la superficie aumenta. Esta condición es claramente desfavorable ya que, nuevamente, el rendimiento cae al aumentar la temperatura de superficie. Además, puede conducir a molestias en las plantas de los pies de los usuarios de la pileta al desplazarse por su borde.

De las simulaciones realizadas se deduce que una distribución de tubos apropiada para limitar la temperatura superficial de la baldosa es la que combina una separación entre tubos del orden de 20 mm y una profundidad desde la superficie a sus centros de entre 10 y 12 mm. En este caso, cada baldosa incluirá unos 15 tubos en su interior. Una separación entre centros menor a 20 mm debilita las paredes entre tubos aumentando la fragilidad de la baldosa. La distribución de temperatura y los gradientes térmicos obtenidos con estos valores de los parámetros analizados se aprecian en la figura 3.

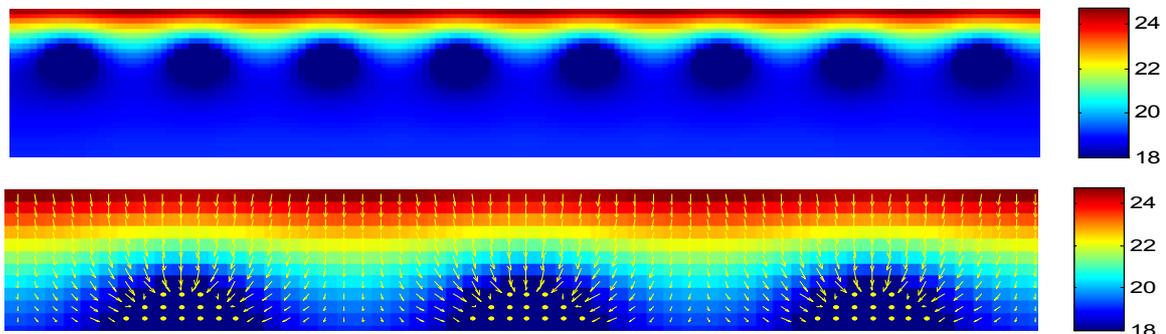


Figura 3: Perfil de temperatura simulado dentro de la baldosa. Condiciones de borde y geometría: $T_{\text{agua}} 18\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{amb}} 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, distancia entre tubos = 19 mm, distancia a la superficie = 12 mm.

BANCO DE ENSAYO DEL COLECTOR SOLAR DE BALDOSAS

La determinación de la curva de eficiencia de un colector es de suma importancia para la estimación del calor útil que puede generar de acuerdo a las condiciones meteorológicas imperantes en el lugar donde ha de ser instalado. Permite, a su vez, estimar el área de colección necesaria para satisfacer el requerimiento energético de una aplicación dada. Es por este motivo que, siguiendo los lineamientos propuesto en Duffie y Beckman (1991) se armó un banco de medición que permitiese medir distintos valores de temperatura, radiación y caudal para distintos regímenes de operación. La eficiencia instantánea se estimó a partir de la siguiente expresión:

$$\eta_i = \frac{\dot{m} c (T_s - T_e)}{A_c G} \quad (1)$$

donde T_e y T_s son las temperaturas de entrada y salida respectivamente, c el calor específico del agua, \dot{m} el caudal másico de agua, A_c el área de colección y G la irradiancia solar.

En la figura 4 se muestra una fotografía del banco de medición. Una bomba toma agua de un recipiente que se encuentra permanentemente lleno gracias al constante ingreso de agua de red. El agua es bombeada hacia el circuito hidráulico del sistema pasando, en primera instancia, por un recipiente cerrado que posee una resistencia eléctrica. Esta resistencia es comandada desde la PC mediante un driver de potencia permitiendo controlar la temperatura del agua de entrada al sistema de colección. Esto resulta de gran importancia para lograr mediciones en distintos regímenes de operación. El sistema de control cierra el lazo con la medición de la temperatura de entrada. Esta medición, como también la medición de las otras temperaturas y de la radiación, es monitoreada constantemente y almacenada la información digitalizada en una PC, utilizando un adquisidor de datos y un software hecho a tales fines.

Luego, el agua ingresa al sistema de colección, realiza el circuito correspondiente y, finalmente, sale. En este punto se mide la temperatura de salida que también se registra. Por otro lado, se controla que el caudal permanezca constante. El agua, al final del circuito, es descartada y enviada al drenaje. Un sensor de radiación global es colocado en el mismo plano del colector para registrar la radiación global incidente sobre el colector y un sensor de temperatura monitorea la temperatura del aire ambiente a la sombra. Ambos instrumentos se encuentran conectados al adquisidor de datos para registrar los valores correspondientes.

El sistema se instaló en una terraza en la ciudad de Buenos Aires. Las mediciones se llevaron a cabo durante los meses de octubre, noviembre y diciembre de 2009 buscando en general las horas centrales de sol en días lo más despejados posibles.

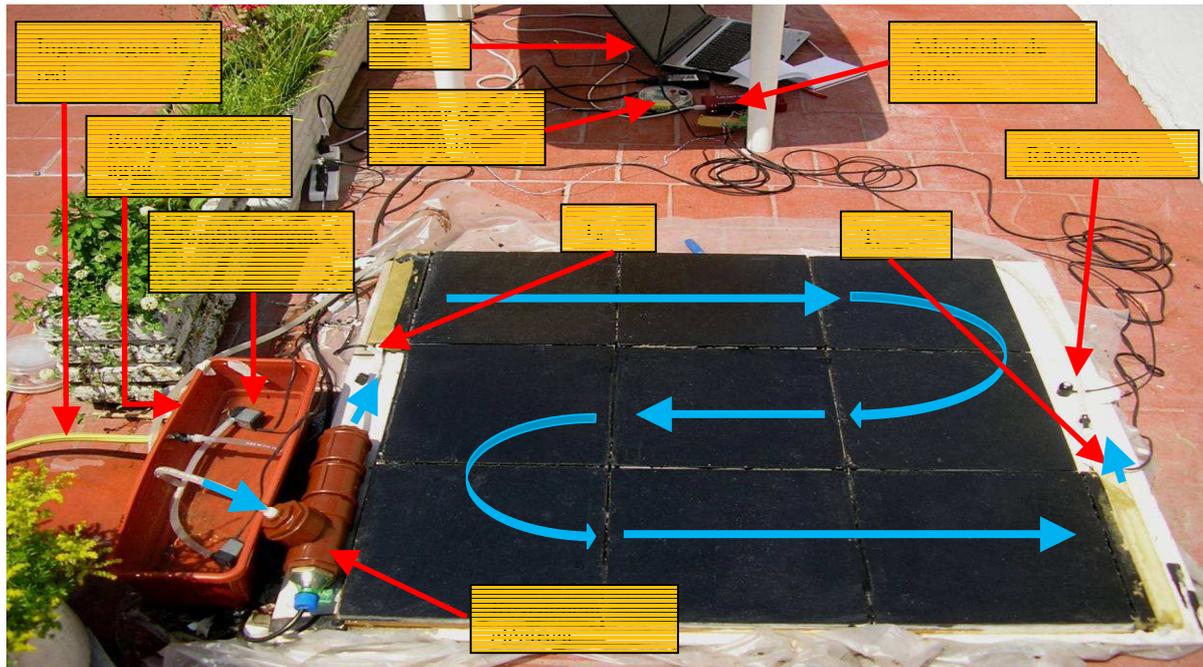


Figura 4: Banco de ensayo compuesto por 1 m² de colector, el sistema de bombeo del agua, el sistema de calentamiento eléctrico y el sistema de medición y control del proceso.

DETERMINACIÓN DE LA CURVA DE EFICIENCIA

Durante el mes de noviembre, en la ciudad de Buenos Aires, se realizaron las mediciones necesarias para obtener la curva de eficiencia del colector solar propuesto. Los ensayos se realizaron en días claros bajo condiciones cuasi estacionarias (durante un período relativamente corto alrededor del mediodía solar) variando la temperatura de entrada en forma escalonada entre 25 °C y 45 °C mediante el control de una resistencia eléctrica. El flujo másico utilizado en todos los ensayos fue de 10 gr/s. De los varios días de medición se descartaron aquellos para los cuales la radiación solar fue intermitente producto de un cielo parcialmente nublado. Las figuras 5 y 6 muestran las mediciones realizadas durante los días más claros cuyos datos se utilizaron para construir la curva de eficiencia.

Los escalones de temperatura se mantuvieron durante aproximadamente 45 minutos de modo de que el sistema entrara en régimen estacionario. Esto es de vital importancia ya que las mediciones de eficiencia deben ser realizadas una vez que los transitorios se hayan extinguido. Para sistemas colectores solares típicos los tiempos de establecimiento suelen ser relativamente cortos. Sin embargo, en este caso, dada la gran inercia térmica de las baldosas, los transitorios resultan ser largos dificultando las mediciones. Las perturbaciones, tales como las nubes pasajeras, resultaron ser una gran complicación, ya que el bloqueo de la radiación solar sacaba al sistema de régimen permanente haciendo que gran cantidad de muestras se perdiesen. De la totalidad de los datos solamente se utilizaron aquellos correspondientes a regímenes estacionarios, que en las figuras 5 y 6 se resaltaron mediante un sombreado.

La curva de eficiencia se construyó calculando la eficiencia instantánea (ecuación 1) para los datos seleccionados y graficándola en función de la variable compuesta, $(T_e - T_a)/G$, donde T_a es la temperatura ambiente medida a la sombra. En la figura 7 se observan las nubes de puntos obtenidas para sendos días de medición y el ajuste por cuadrados mínimos obtenido. Se observa que prácticamente no hay diferencias significativas entre las pendientes de ambas curvas. De hecho, la diferencia es de 1,8%. Sin embargo, la diferencia que se observa entre las ordenadas al origen es del orden del 9,8%. Aplicando una única correlación a la totalidad de los datos se obtuvo la siguiente expresión para la eficiencia energética del colector de baldosas:

$$\eta = F_R \alpha - F_R U_L \frac{(T_{in} - T_a)}{G_t} = 0,60 - 18,92 \frac{(T_{in} - T_a)}{G_t} \quad (2)$$

En Duffie y Beckman (1991) se aprecia que las curvas de eficiencia de los colectores solares planos sin cubierta transparente poseen una ordenada al origen de alrededor de 0,75 y una pendiente negativa de aproximadamente 17 W/m²°C. El valor relativamente bajo de $F_R \alpha$ determinado para el colector presentado en este trabajo se debe a la resistencia térmica introducida por el hormigón que rodea a los tubos por donde circula el agua, lo cual disminuye el factor de eficiencia F' y, consecuentemente, el factor de remoción de calor F_R .

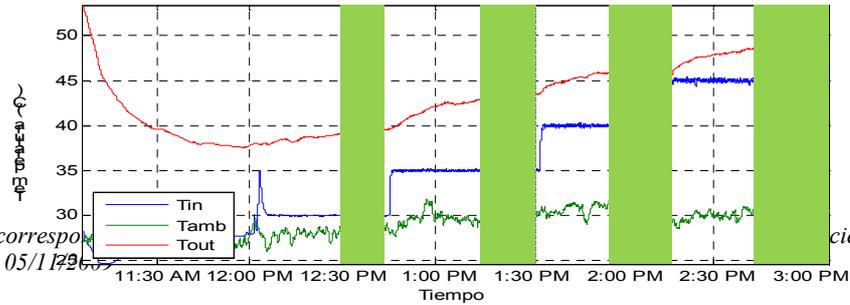
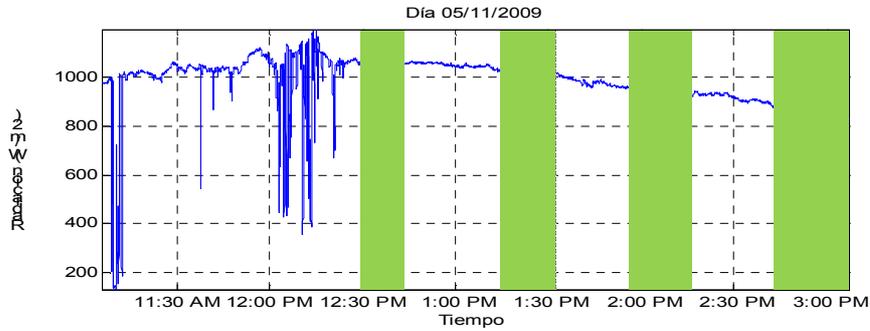


Figura 5: Datos correspondientes al régimen permanente utilizados para generar la curva de eficiencia del sistema. Mediciones del día 05/11/2009

eficiencia del sistema.

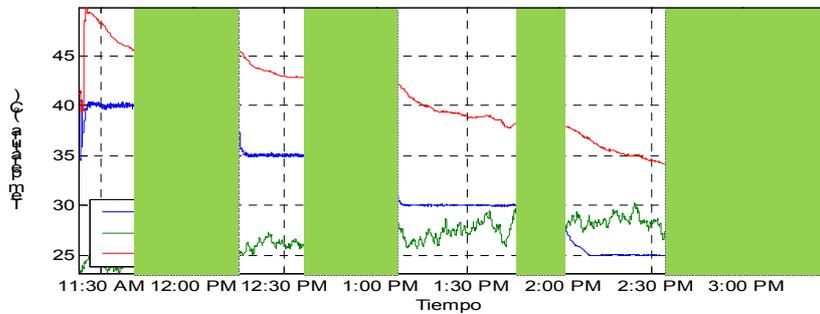
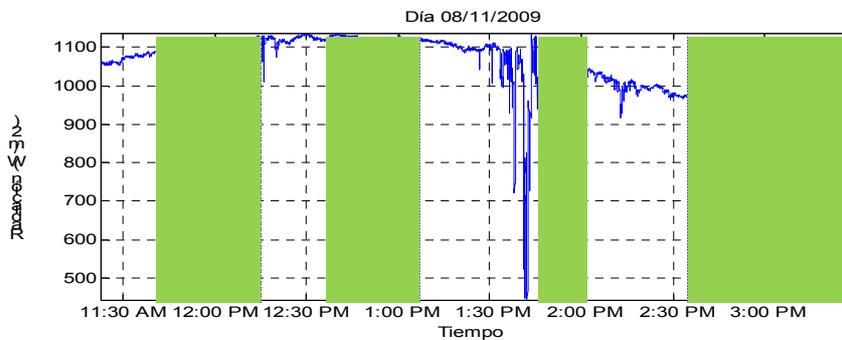


Figura 6: Datos correspondientes al régimen permanente utilizados para generar la curva de eficiencia del sistema. Mediciones del día 08/11/2009

Las diferencias entre las distribuciones de los dos días (figura 7) pueden tener su origen en los errores de medición y en su propagación a través de las expresiones mediante las cuales se calcula la eficiencia sumado al hecho de que, a medida que transcurren los días hacia el 21 de Diciembre, el ángulo de incidencia de la radiación directa sobre el plano horizontal varía levemente acercándose al cenit (al mediodía solar).

Se observa en las figuras 5 y 6 que al iniciarse las mediciones la temperatura de salida ronda los 50 °C o 55 °C. Esto se debe a la energía acumulada en las baldosas durante las primeras horas de sol del día. Por otro lado, en la figura 7, los valores de eficiencia superiores a 0,63 corresponden al período en que la temperatura ambiente superaba a la temperatura del fluido a la entrada del colector (según se aprecia en la figura 6 entre las 14:30 y las 15:30 hs) y, por ende, la variable $(T_e - T_a)/G$ resulta negativa. Durante este período, la temperatura media del fluido a lo largo del colector resultó muy próxima a la del aire exterior y la pérdida de calor desde el fluido hacia el ambiente se transformó en una ganancia de calor que aumentó la eficiencia por encima del valor F_{Ra} .

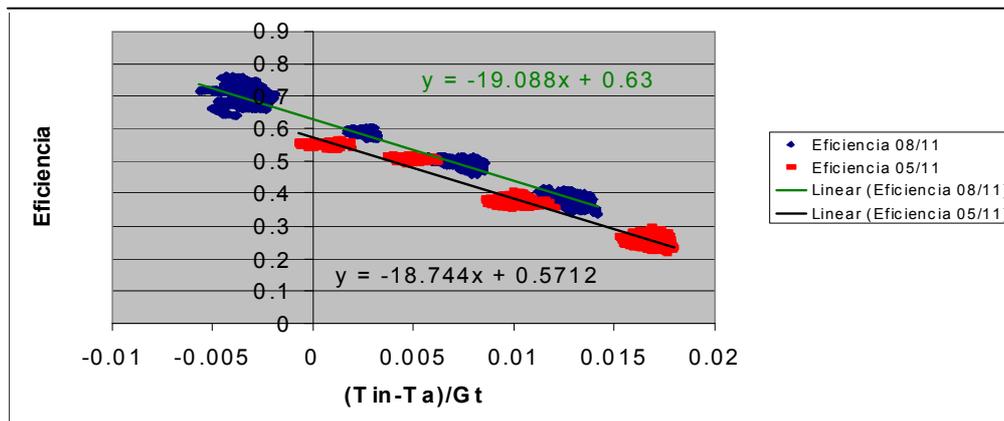


Figura 7: Superposición de las curvas de eficiencia correspondientes a los días 05/11/2009 y 08/11/2009.

IDENTIFICACIÓN DEL MODELO DINÁMICO

La curva de eficiencia puede ser interpretada como la ganancia del sistema en régimen estacionario. Es decir que, conociendo las variables de entrada (T_e , T_a , G y el flujo másico), es posible estimar el valor de la temperatura de salida utilizando la ecuación de la recta que se ajustó por cuadrados mínimos. Sin embargo, esta estimación sólo es válida en régimen estacionario y no representa la dinámica del sistema. En este caso en particular, como se mencionó anteriormente, los tiempos de establecimiento son largos debido a la gran inercia térmica de las baldosas. Es por este motivo que resulta importante identificar un modelo dinámico del sistema. En la figura 8 se presenta el diagrama en bloques del modelo propuesto. Las ecuaciones 1 y 2 permiten caracterizar la parte estática del modelo mientras que la parte dinámica se la representa como una función de transferencia en el plano complejo de Laplace con un modelo de primer orden con retardo. T_p representa la constante de tiempo en segundos, T_d es el retardo, también en segundos, y K es una ganancia adimensional que debe ser igual a la unidad.

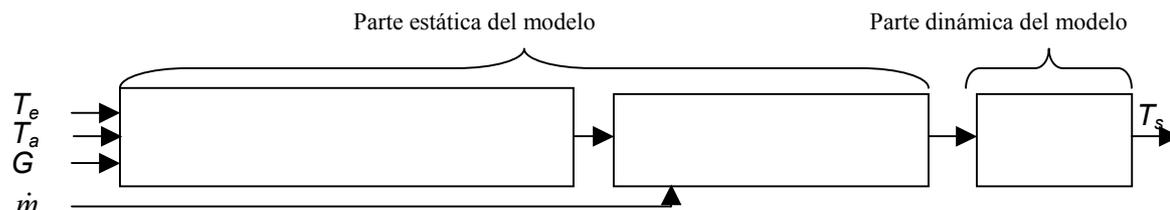


Figura 8: Modelo dinámico.

El proceso de identificación del modelo dinámico se llevó a cabo con el toolbox de identificación de matlab. El modelo dinámico que se obtuvo es el siguiente:

$$G(s) = \frac{1,0035}{1 + 797.s} \quad (3)$$

Vale la pena destacar que la ganancia del modelo es muy cercana a 1 como se esperaba. Por otro lado, el retardo resulta ser despreciable mientras que la constante de tiempo (T_p) es grande (alrededor de 800s o 13,3 min.) como se suponía en un principio. El equivalente discreto de la ecuación 3 según el método Zero Orden Hold propuesto en Franklin et al. (1980) con un paso temporal, Δt , igual a 10s, permite obtener la siguiente serie temporal necesaria para estimar la temperatura de salida del agua del colector (T_s).

$$T_s^{(k+1)} = e^{-\frac{\Delta t}{T_p}} T_s^{(k)} + K \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{T_p}} \right) \left(T_e^{(k)} + \frac{Q_u^{(k)}}{\dot{m}.c} \right) \quad (4)$$

donde se observa que la temperatura de salida en el tiempo k+1 depende de su valor en el tiempo anterior y de la temperatura de entrada y el calor útil registrados también en el tiempo anterior.

DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE COLECCIÓN Y SIMULACIÓN

Para dimensionar el equipo de climatización de una piscina, ya sea solar, a gas o eléctrico, se necesita estimar tanto las pérdidas térmicas de la piscina que se producen a la temperatura de confort como, también, la ganancia solar pasiva producto de la exposición de la piscina a la radiación solar. La diferencia entre las pérdidas térmicas y la ganancia solar pasiva es la potencia que debe proporcionar el sistema de climatización para mantener la temperatura de confort deseada. Los mecanismos por los cuales se producen las pérdidas térmicas son: evaporación del agua, convección en la superficie del agua, conducción hacia el terreno circundante (Mitalas, 1983; Krarti et al., 1985), radiación hacia el cielo y entrada de agua fría para mantener el nivel de agua en la piscina. En orden de realizar el cálculo del requerimiento energético se debe conocer los siguientes datos meteorológicos: temperatura ambiente media mensual; velocidad media mensual del viento; humedad relativa media mensual; irradiación diaria media mensual. Además, es necesario determinar la temperatura de confort del agua y conocer el espejo de agua de la pileta. La figura 9 muestra el requerimiento energético de una pileta de 30m² de

superficie para una temperatura de confort de 27°C ubicada en los alrededores de la ciudad de Buenos Aires. El cálculo fue realizado según el procedimiento descrito en RETScreen international (2005).

Para dimensionar el área de colección según el método de CENSOLAR (2001), cuyos lineamientos se describen en PROGNSA (2002), se debe estimar el requerimiento energético en el peor mes de funcionamiento del equipo en términos de recurso solar para la temperatura de confort deseada. Con este dato, con la curva de eficiencia del colector solar y con información acerca de la irradiación diaria media mensual se realiza el balance energético de modo que el aporte de energía del sistema de colección equipare las pérdidas térmicas, lo cual permite despejar el valor del área de colección necesaria.

Para el mes de septiembre en la ciudad de Buenos Aires y una temperatura de confort menos exigente de 24°C el requerimiento energético ronda los 8,9 MJ/m²día, lo cual, para una pileta de 30m², corresponde a 267 MJ/día. La irradiación diaria media mensual dada por las cartas solares de la Argentina expuestas en Grossi Gallegos y Righini (2007) es de 4 kWh/m²día. Sin embargo, el método de cálculo de CENSOLAR plantea que existe un valor umbral de radiación debajo del cual los sistemas de colección son ineficientes y se estima, entonces, que para obtener la energía aprovechable, E, se debe multiplicar la irradiación por un factor de 0,94.

$$E = 0,94.H = 0,94.4 \text{ kWh/m}^2\text{d} = 3,76 \text{ kWh/m}^2\text{d} \quad (5)$$

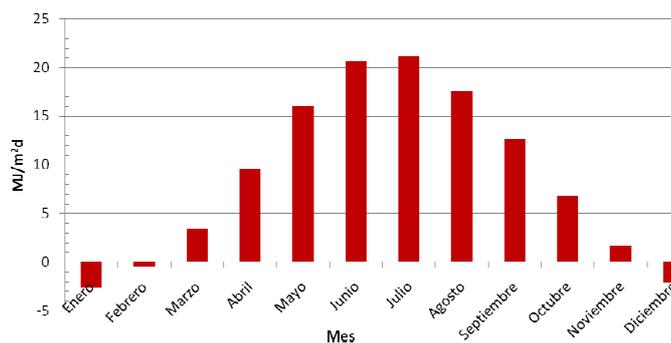


Figura 9: Requerimiento energético de una pileta de 30 m² ubicada en los alrededores de la ciudad de Buenos Aires.

Dado que la heliofanía efectiva ronda las 5.5 h (Grossi Gallegos *et al.*, 2007), la irradiancia media diaria resulta ser 683 W/m². La temperatura ambiente diurna ronda los 16 °C según datos meteorológico de la zona. Finalmente, al reemplazar estos datos en la ecuación 2, se obtiene un rendimiento medio de 0,37. La siguiente expresión muestra como estimar el área de colección.

$$A = \frac{\text{REQUERIMIENTO_ENERGÉTICO}}{\eta.E} = \frac{267 \text{ MJ/m}^2\text{d}}{3,6 \text{ MJ/kWh} \cdot 0,37 \cdot 3,76 \text{ kWh/m}^2\text{d}} = 53 \text{ m}^2 \quad (6)$$

Este mismo cálculo realizado para un sistema de colección solar comercial como el POWERMAT arroja un área de colección del orden de los 48m². A partir del cálculo del área de colección necesaria, de la curva de eficiencia del sistema de colección y su dinámica, de las ecuaciones para el cómputo de las pérdidas térmicas del método de Retscreen y de las ecuaciones de Liu Jordan para el cómputo de la irradiación horaria, se realizó una simulación en Matlab-Simulink de la evolución de la temperatura del agua a lo largo del año. El modelo dinámico de la pileta se construyó a partir de las siguientes ecuaciones.

$$\int (Q_s - Q_{\text{pérdidas}}) dt = C.m.(T_{\text{pileta}} - T_{\text{inicial}}) \quad (7)$$

donde Q_s es la potencia suministrada por el sistema de colección solar y Q_{pérdidas} corresponde a las pérdidas térmicas de la pileta. La constante C es el calor específico del agua y m es la masa del volumen de agua de la pileta (se consideró un pileta de una profundidad promedio de 1,5 m). T_{pileta} es la temperatura del agua de la pileta en función del tiempo, mientras que T_{inicial} es la temperatura inicial del agua el primer día de simulación. El paso de integración utilizado fue de una hora.

La figura 10 muestra los resultados de la simulación para distintos valores de área de colección. Se observa que la diferencia entre utilizar 48 m² y no usar un sistema de colección solar (0 m² de área de colección) radica en la posibilidad de extender la temporada de pileta en 80 días climatizándola a una temperatura superior a 27 °C.

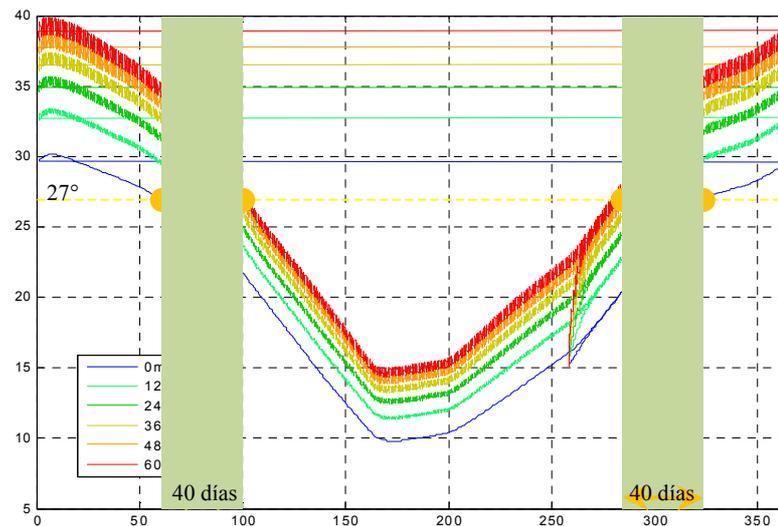


Figura 10: Evolución de la temperatura del agua para distintos valores de área de colección a lo largo del año.

CONCLUSIONES

Si bien la curva de eficiencia obtenida para el sistema de colección propuesto en este trabajo se encuentra por debajo de las curvas de eficiencias propuestas en la bibliografía o de las curvas de sistemas comerciales tales como los paneles POWERMAT, la diferencia existente es relativamente pequeña. Esto permite decir que las baldosas estudiadas en este trabajo son una solución térmicamente viable al problema de aclimatación de piletas. Los valores de rendimiento relativamente bajos se deben al valor pequeño del factor FR α (0,6) frente a valores de otros colectores solares de la misma especie cercanos a 0,75. Se atribuye esta situación a dos factores. El primero es la baja conductividad térmica del concreto que restringe el flujo de calor entre la superficie de la baldosa y los tubos por los que circula el agua. Si la conductividad fuese mayor, el fluido caloportador podría llevarse el calor más rápidamente evitando que parte de la energía se perdiese al ambiente. El otro factor es la disposición geométrica de los tubos dentro de las baldosas. En orden de no comprometer las características estructurales de las mismas, los tubos deben estar a cierta profundidad mínima de la superficie y a cierta distancia mínima entre ellos. Si se encuentran muy cercanos a la superficie, es probable que el concreto ceda a la presión ejercida, por ejemplo, por el peso de una persona. Sin embargo, si se encuentran muy profundos, disminuye el factor de remoción del calor (FR) y consecuentemente el rendimiento, debido a que se restringe aún más el flujo de calor entre la superficie y los tubos. Por otro lado, si los tubos se encuentran muy cercanos entre sí, las paredes que los separan se vuelven frágiles y nuevamente se corren riesgos de roturas. Pero si la separación es excesiva, el factor de remoción del calor también disminuye y se producen puntos calientes en la superficie de las baldosas (ver figura 3).

De todos modos, se observa que, dependiendo de las condiciones de confort requeridas, el sistema de colección solar es capaz de alargar la temporada de uso de pileta en mayor o menor medida. Si se desea una temperatura de confort de 27 °C, la temporada de pileta podría comenzar 40 días antes y terminar 40 días después (ver figura 10).

REFERENCIAS

- CENSOLAR, 2001, La energía solar. Aplicaciones prácticas, Cuarta edición, España.
- Franklin F. Gene y Powell J. David, 1980, Digital control of dynamic systems. Addison-Wesley, Estados Unidos.
- G. Mitalas, 1983, Calculation of Basement Heat Loss, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Transaction, Vol 89, pp. 420.
- Gieck, 2000, 30ª edición, Manual de fórmulas técnicas. Alfaomega. México.
- Hugo Grossi Gallegos, Raúl Righini, 2007, Atlas de Energía Solar de la República Argentina, SECyT, Argentina.
- J. A. Duffie & W. A. Beckman, 1991, Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley – Interscience Publications, USA
- M. Krarti, D. Claridge and J. Kreider, 1985, Interzone Temperature Profile Estimation – Below Grade Basement Heat Transfer Results, 23 rd American Society of Mechanical Engineers (ASME) Heat Transfer Conference, Denver, CO.
- PROGENSA, 2002, Sexta Edición, Instalaciones de energía solar. Tomo 3: sistemas de aprovechamiento térmico, Sevilla.
- PROGENSA, 2002, Sexta Edición, Instalaciones de energía solar. Tomo 4: sistemas de aprovechamiento térmico II, Sevilla.
- RETScreen international, 2005, tercera edición, Clean energy Project analysis, Retscreen Engineering & Cases textbook. Canada. www.etscreen.net.

ABSTRACT:

This paper proposes an unglazed solar water heating system with the particularity that is integrated into the landscape and the area of the pool. In addition, we present the design, construction and monitoring of a prototype of this system that consists of cementitious tiles equipped with inner pipes for water circulation. These tiles can be installed on the edges of the pool fulfilling the dual function of solar collector and pool edge, without adding discordant elements into the landscape. The analysis of the results shows that this kind of system, with a collecting area similar to the swimming pool area and located in the city of Buenos Aires, extends the period of use of the swimming pool about a month before the beginning and a month after the end of the summer season.

Keywords: **Solar water heating for swimming pools, solar collector, solar energy**