

## MODELIZACIÓN Y SIMULACIÓN COMPUTACIONAL DE ACUMULADORES DE CALOR DE LECHO DE PIEDRAS PARA APLICACIONES SOLARES TÉRMICAS

**Alejandro Hernández, Silvina González, José Quiñonez y Silvana Flores Larsen**  
Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO, UNSa – CONICET)  
Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa)  
Av. Bolivia 5150, A4400FVY, Salta, Argentina.  
Tel. 54-0387-4255579 – Fax 54-0387-4255489. E-mail: alejoher65@gmail.com

*Recibido 12/08/13, aceptado 23/09/13*

**RESUMEN:** El objetivo del presente trabajo es analizar la influencia de distintos parámetros sobre el comportamiento termo-energético de un acumulador de calor de lecho de piedras mediante el desarrollo de una herramienta computacional basada en el modelo matemático de Schumann. Partiendo de los balances locales de energía se obtuvieron las ecuaciones algebraicas y diferenciales que describen la distribución de temperaturas en su interior y las cantidades de energía acumulada y extraída del lecho. Estas ecuaciones fueron discretizadas y transformadas en algoritmos computacionales con los que se desarrolló el software PETRA y se evaluó la influencia del tipo de roca, la longitud del acumulador y el sentido de giro del ventilador sobre la energía extraíble del acumulador. Se evaluó también la diferencia de presión a lo largo del lecho. Los resultados indican que se puede extraer más energía del acumulador utilizando un ventilador de sentido de giro inversible, resultando mayor la eficiencia global del sistema colector-acumulador.

**Palabras clave:** colector solar, acumulación térmica, lecho de piedras.

### INTRODUCCION

En muchas aplicaciones solares térmicas la demanda energética de la carga es una función dependiente del tiempo cuya distribución temporal no coincide con la de la radiación solar. Ejemplos de ello son la demanda energética nocturna de calefacción en un edificio, la necesidad de continuar produciendo electricidad durante la noche en las usinas solares térmicas y la extensión del período de secado de productos agrícolas después del ocaso. Por otra parte, la radiación solar es un recurso de gran variabilidad en intensidad debido a la presencia de la nubosidad que conduce a la alternancia de días soleados con días seminublados o nublados.

Esta falta de acople entre el horario de disponibilidad del recurso solar y la demanda energética y la alta variabilidad del recurso en sí hacen necesario incorporar en la instalación de calentamiento de agua o aire una unidad de acumulación de calor para satisfacer a la demanda en aquellos períodos de ausencia o insuficiencia del recurso solar. Se puede acumular calor en forma sensible (Bistoni et al., 2000; Nassar et al., 2006) o latente (Halawa and Saman, 2011; Wu et al., 2011) a bajas temperaturas y también a altas temperaturas (Herrmann and Kearney, 2002; Brosseau et al., 2005).

En las aplicaciones de calentamiento solar de aire de baja entalpía, uno de los dispositivos de acumulación más conveniente es el lecho de piedras ya que presenta las siguientes ventajas (Duffie and Beckman, 2006):

- El coeficiente de transferencia de calor entre el aire y las piedras es alto lo cual promueve la estratificación térmica.
- El costo del material de acumulación y el contenedor es bajo.
- La conductividad térmica del lecho es baja cuando no fluye aire en su interior lo cual mantiene la estratificación.
- La caída de presión a través del lecho puede ser baja.

Un lecho de piedras aprovecha la capacidad térmica volumétrica de un conjunto de guijarros empaquetados en un contenedor aislado para acumular energía térmica producida externamente por vía solar o como calor residual de procesos industriales. En este trabajo se analiza, mediante simulación computacional, la influencia del tipo de roca, la longitud del acumulador y el sentido de giro del ventilador sobre la energía extraíble del acumulador cuando trabaja acoplado a un colector solar calentador de aire. El estudio propone una metodología a practicar durante la etapa de diseño de una instalación de colección-acumulación de energía solar a bajas entalpías.

### MODELIZACIÓN MATEMÁTICA DEL LECHO DE PIEDRAS

A fin de disponer de una herramienta computacional de diseño y dimensionamiento de lechos de piedra que trabajen acoplados a colectores solares calentadores de aire se desarrolló un modelo físico-matemático que describe la evolución temporal de las temperaturas en su interior siguiendo los lineamientos del modelo de Schumann descrito por Duffie & Beckmann (2006).

Las hipótesis de trabajo de este modelo son:

- 1) Flujo de fluido caloportador unidimensional tipo tapón.
- 2) No existe conducción o difusión de calor axial o hacia los laterales.
- 3) Propiedades del aire constantes (no dependientes de la temperatura).
- 4) No hay transferencia de masa entre las piedras y el aire (reacciones químicas).
- 5) No hay pérdidas de calor hacia el exterior.
- 6) No hay gradientes de temperatura dentro de las partículas sólidas (piedras).

Las ecuaciones diferenciales de balance local de energía en un medio poroso con flujo másico unidimensional en la coordenada espacial  $x$  resultan:

$$\text{Para el fluido:} \quad (\rho c_p)_f \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} = - \frac{(\dot{m} c_p)_f}{A} \frac{\partial T_f}{\partial x} + h_v (T_s - T_f) \quad (1)$$

$$\text{Para el material sólido:} \quad (\rho c_p)_s (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_s}{\partial t} = h_v (T_f - T_s) \quad (2)$$

donde:

- $(\rho c_p)_f$ : capacidad térmica volumétrica del fluido (densidad por calor específico a  $P$  constante del aire) [ $\text{J m}^{-3} \text{°C}^{-1}$ ].  
 $(\rho c_p)_s$ : capacidad térmica volumétrica del sólido (densidad por calor específico a  $P$  constante de la piedra) [ $\text{J m}^{-3} \text{°C}^{-1}$ ].  
 $\varepsilon$ : factor de huecos o porosidad.  
 $\dot{m}$ : flujo másico del fluido igual al producto de su densidad por el caudal circulante [ $\text{kg s}^{-1}$ ].  
 $A$ : área frontal del lecho, perpendicular a la dirección de flujo [ $\text{m}^2$ ].  
 $h_v$ : coeficiente volumétrico de transferencia de calor por convección [ $\text{W m}^{-3} \text{°C}^{-1}$ ].  
 $T_f$ : Temperatura local del aire [ $\text{°C}$ ].  
 $T_s$ : Temperatura local de la piedra [ $\text{°C}$ ].  
 $x$ : coordenada espacial [ $\text{m}$ ].  
 $t$ : coordenada temporal [ $\text{s}$ ].

El gradiente de la temperatura del fluido que se encuentra en el primer término de la derecha de la Ec. (1) proviene de la derivada material o convectiva, respecto al tiempo, de esa variable:

$$\frac{DT_f}{Dt} = \frac{\partial T_f}{\partial t} + v_x \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (3)$$

donde  $v_x$  es la velocidad del fluido en la dirección de flujo.

Si el fluido caloportador es aire se puede despreciar el término que incluye la derivada temporal local  $\partial T/\partial t$  debido a que la capacidad térmica volumétrica del aire es pequeña frente a la de la piedra y el sistema de ecuaciones diferenciales se puede reescribir como:

$$\text{Para el fluido:} \quad \frac{\partial T_f}{\partial(x/L)} = NTU (T_s - T_f) \quad (4)$$

$$\text{Para el material sólido:} \quad \frac{\partial T_s}{\partial \theta} = NTU (T_f - T_s) \quad (5)$$

$$\text{El Número de Unidades de Transferencia es:} \quad NTU = \frac{h_v A L}{(\dot{m} c_p)_f} \quad (6)$$

$$\text{y el tiempo adimensional:} \quad \theta = \frac{t (\dot{m} c_p)_f}{(\rho c_p)_s (1 - \varepsilon) A L} \quad (7)$$

En estas ecuaciones  $L$  es la longitud del lecho en la dirección de flujo en [ $\text{m}$ ].

## DISCRETIZACIÓN NUMÉRICA DE LAS ECUACIONES LOCALES Y MÉTODO DE CÁLCULO

Para resolver este sistema de ecuaciones diferenciales acopladas cuando la condición de borde en la temperatura del fluido a la entrada del acumulador varía con el tiempo (caso del acumulador acoplado a un colector solar) es preciso recurrir a técnicas numéricas de derivación y/o integración de las variables en las coordenadas espaciales y temporales.

Para ello se divide el lecho acumulador en un conjunto de  $N$  nodos de igual tamaño  $\Delta x$  en la dirección del flujo (Figura 1) y se plantean, para cada uno de ellos, las Ecuaciones (4) y (5). Operando con ellas se obtienen  $N$  ecuaciones diferenciales dependientes del tiempo y, al resolverlas en forma numérica, se obtiene la evolución temporal de la temperatura de cada nodo, la energía acumulada durante el período de carga y la energía extraída del lecho durante el período de descarga.

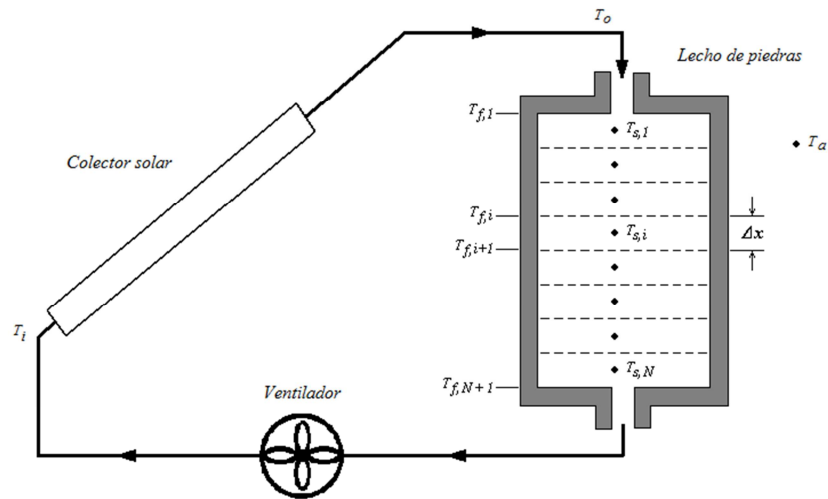


Figura 1: Esquema de discretización de un lecho de piedras con la distribución de temperaturas nodales y del aire.

Integrando la Ec. (4) a lo largo de un elemento de lecho de longitud  $\Delta x$  la temperatura del aire a la salida del  $i$ -ésimo nodo resulta:

$$T_{f,i+1} = T_{s,i} + (T_{f,i} - T_{s,i}) e^{-NTU(\Delta x/L)} \quad (8)$$

Con esta expresión se determina, en cada paso temporal del cálculo, la temperatura de salida del aire de cada nodo en función de la temperatura de entrada al mismo y de la temperatura del sólido contenido en ese nodo. Se observa que la caída de temperatura del aire entre nodos no es lineal sino exponencial. Salvo para el primer nodo, la temperatura de entrada a cada uno de ellos es igual a la de salida del nodo anterior. Para el primer nodo, la temperatura de entrada del aire durante el período de carga del acumulador es igual a la de salida del colector siempre y cuando se desprecien las pérdidas de calor al ambiente desde la tubería que conecta ambos elementos del sistema.

La cantidad de calor que cede el aire a la piedra al pasar por el nodo  $i$  durante el período de carga del acumulador es:

$$q_{f,i} = (\dot{m}c_p)_f (T_{f,i} - T_{f,i+1}) = (\dot{m}c_p)_f (T_{f,i} - T_{s,i})(1 - e^{-NTU/N}) \quad (9)$$

donde se ha reemplazado la expresión de la temperatura de salida del aire dada por la Ec. (8).  $N=L/\Delta x$  es el número de nodos.

La cantidad total de calor cedida por el aire al material sólido del acumulador en cada paso temporal se obtiene como:

$$Q_f = \sum_{i=1}^N q_{f,i} \quad (10)$$

Planteando el balance de energía en la piedra contenida en un volumen de control de tamaño  $\Delta x$  se obtiene el siguiente sistema de  $N$  ecuaciones diferenciales con  $N$  incógnitas que permite determinar la evolución temporal de las  $N$  temperaturas del material sólido de los nodos.

$$\frac{dT_{s,i}}{d\theta} = N(1 - e^{-NTU/N})(T_{f,i} - T_{s,i}) - \frac{U \Delta A_i}{(\dot{m}c_p)_f} (T_{s,i} - T_a) \quad \forall i = 1, 2, \dots, N \quad (11)$$

donde se ha incluido la pérdida de calor desde el lecho hacia el ambiente a través de las paredes del contenedor, siendo:

$U$ : coeficiente global de transferencia de calor entre el interior del lecho y el ambiente exterior [ $\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ].

$\Delta A_i$ : área lateral del volumen de control de altura  $\Delta x$  [ $\text{m}^2$ ].

$T_a$ : Temperatura ambiente exterior [ $^\circ\text{C}$ ].

Definiendo el parámetro  $\Omega = 1 - e^{-NTU/N}$  y reacomodando términos en las Ec. (8) y (11) se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones algebraicas y diferenciales a resolver simultáneamente, indicándose explícitamente la dependencia temporal de todas las temperaturas:

$$T_{f,i+1}(\theta) = (1 - \Omega) T_{f,i}(\theta) + \Omega T_{s,i}(\theta) \quad \forall i = 1, 2, \dots, N \quad (12)$$

$$\frac{dT_{s,i}(\theta)}{d\theta} = \left[ \Omega N + \frac{U \Delta A_i}{(\dot{m}c_p)_f} \frac{T_a(\theta)}{T_{f,i}(\theta)} \right] T_{f,i}(\theta) - \left[ \Omega N + \frac{U \Delta A_i}{(\dot{m}c_p)_f} \right] T_{s,i}(\theta) \quad \forall i = 1, 2, \dots, N \quad (13)$$

$$\text{Condición de borde:} \quad T_{f,1}(\theta) = T_o(\theta) \quad (14)$$

$$\text{Condición inicial:} \quad T_{s,i}(0) = T_a(0) \quad \forall i = 1, 2, \dots, N \quad (15)$$

La condición de borde establece que, en cualquier instante durante el período de carga del acumulador, la temperatura del aire a la entrada del nodo 1 es igual a la temperatura de salida del colector  $T_o$  mientras que la condición inicial asigna, al momento del inicio del período de carga, una misma temperatura del sólido para todos los nodos del acumulador la cual, eventualmente, puede ser la temperatura ambiente.

Aplicando el método de discretización numérica de Crank-Nicholson, la derivada temporal de la Ec. (13) resulta:

$$\frac{dT_{s,i}(\theta)}{d\theta} \approx \frac{T_{s,i}^n - T_{s,i}^{n-1}}{\Delta\theta} \quad (16)$$

donde el supraíndice  $n$  indica el paso de avance temporal del cálculo para un intervalo  $\Delta t$ . En este método, la temperatura del sólido de cada nodo que figura en el lado derecho de las Ec. (12) y (13) debe ser reemplazada por su promedio en el paso  $n$ :

$$T_{s,i}(\theta) = \frac{T_{s,i}^n + T_{s,i}^{n-1}}{2} \quad (17)$$

Lo mismo debe hacerse con la temperatura ambiente. Reemplazando las expresiones (16) y (17) en la Eq. (13) se obtiene la temperatura del sólido de cada nodo en el paso  $n$ :

$$T_{s,i}^n = \frac{a_i^n}{(1+b_i)} + \frac{(1-b_i)}{(1+b_i)} T_{s,i}^{n-1} \quad (18)$$

siendo

$$a_i^n = \Delta\theta \left[ \Omega N T_{f,i}^n + \frac{U \Delta A_i}{(\dot{m}c_p)_f} T_a^n \right] \quad (19)$$

$$b_i = \frac{\Delta\theta}{2} \left[ \Omega N + \frac{U \Delta A_i}{(\dot{m}c_p)_f} \right] \quad (20)$$

$$\Delta\theta = \frac{\Delta t (\dot{m}c_p)_f}{(\rho c_p)_s (1-\varepsilon) A L} \quad (21)$$

Dado que el método de Crank Nicholson conduce a un esquema de discretización explícito es necesario que se cumpla el criterio de estabilidad para que la solución numérica converja. Según este criterio, el coeficiente que multiplica a  $T_{s,i}^{n-1}$  en la Ec. (18) debe ser mayor o igual que 0. Igualando este coeficiente a 0 se obtiene el intervalo temporal crítico:

$$\Delta t_{\text{crítico}} = \frac{2 (\rho c_p)_s (1-\varepsilon) A L}{\Omega N (\dot{m}c_p)_f + U \Delta A_i} \quad (22)$$

El intervalo de tiempo a emplear en los cálculos deberá ser inferior a este valor. Para asegurar la convergencia se recomienda emplear un intervalo de tiempo igual a 1/6 de  $\Delta t_{\text{crítico}}$  para el avance temporal del cálculo (Duffie and Beckman, 2006).

Según la Ec. (22), el intervalo de tiempo crítico aumenta con el aumento de la masa térmica volumétrica de la piedra, del volumen del contenedor, del espesor de la aislación térmica del contenedor y del tamaño del nodo y disminuye con el aumento de la porosidad y del flujo másico del aire. Por lo tanto, para un dado prototipo de acumulador y condiciones de flujo del aire, cuanto más pequeño se elija el tamaño del nodo para mejorar la precisión en la determinación del perfil térmico a lo largo del acumulador, menor deberá ser el paso temporal a emplear en el cálculo. Por otra parte, si se incluye la dependencia de las propiedades físicas del aire con la temperatura, el intervalo de tiempo crítico aumenta al aumentar la temperatura. Por lo tanto se debe calcular este intervalo crítico cuando el lecho está más frío, es decir, al inicio del período de carga del acumulador.

Reemplazando la Ec. (17) en la Ec. (12), la temperatura del aire a la salida del nodo  $i$  en el nuevo paso  $n$  resulta:

$$T_{f,i+1}^n = (1 - \Omega) T_{f,i}^n + \Omega \frac{(T_{s,i}^n + T_{s,i}^{n-1})}{2} \quad (23)$$

La cantidad de energía acumulada en el nodo  $i$  en el nuevo paso  $n$  se obtiene mediante:

$$q_{ac,i}^n = A \Delta x (1 - \varepsilon) (\rho c_p)_s (T_{s,i}^n - T_{s,i}^{n-1}) \quad [\text{Joule}] \quad (24)$$

y la cantidad total de energía acumulada en todo el lecho en el paso  $n$  como:

$$Q_{ac}^n = \sum_{i=1}^N q_{ac,i}^n \quad (25)$$

El cálculo comienza en el nodo 1 con todas las temperaturas del sólido del lecho y del ambiente exterior conocidas y con la temperatura del aire de entrada igual a la de salida del colector. Con las Ec. (18) a (21) se calcula la nueva temperatura del nodo 1 y con la (23) la temperatura de salida del aire de este nodo que se usa como temperatura de entrada al nodo 2. Se repiten estos cálculos para cada nodo y se reinicia el ciclo, avanzando un  $\Delta t$ , con los nuevos valores de temperatura de salida del colector y de temperatura ambiente. Y así sucesivamente hasta culminar el período de carga del acumulador.

Durante el proceso de descarga siguen siendo válidas las Ec. (18) a (23) y el proceso de avance temporal descrito en el párrafo anterior. Las diferencias en este caso son que la distribución inicial de temperaturas nodales es la que fue calculada en el último paso del proceso de carga y que la temperatura de entrada al nodo 1 puede ser un valor constante o bien una función discreta del tiempo determinada por la aplicación que se esté simulando.

La cantidad de energía extraída del nodo  $i$  en el paso  $n$  se obtiene mediante:

$$q_{des,i}^n = (\dot{m}c_p)_f (T_{f,i+1}^n - T_{f,i}^n) \Delta t \quad [\text{Joule}] \quad (26)$$

mientras que la cantidad total de energía extraída de todo el lecho en el paso  $n$  se calcula como:

$$Q_{des}^n = \sum_{i=1}^N q_{des,i}^n \quad (27)$$

Para el cálculo del coeficiente volumétrico de transferencia de calor por convección se puede emplear la correlación propuesta por Sweden (citado por Duffie & Beckman, 2006):

$$h_v = 650 \left( \frac{G_0}{D} \right)^{0,7} \quad (28)$$

donde  $G_0 = \dot{m}/A$  es la velocidad másica del aire y  $D$  el diámetro promedio de las piedras que se determina experimentalmente a partir de una muestra del canto rodado a emplear en la construcción del lecho.

La diferencia de presión a lo largo del acumulador se puede estimar mediante la correlación de Mc Corquodale et al. (citados por Duffie and Beckman, 2006):

$$\Delta P = \frac{L G_0^2 (1-\varepsilon) \alpha}{\rho_f D \varepsilon^{3/2}} \left[ 4,74 + 166 \frac{(1-\varepsilon) \alpha \mu_f}{\varepsilon^{3/2} G_0 D} \right] \quad (29)$$

donde  $\alpha$  es el factor de forma superficial de las piedras y  $\mu_f$  la viscosidad dinámica del aire a la temperatura media del lecho.

## RESULTADOS OBTENIDOS APLICANDO EL MODELO

Las Ec. (18) a (29) fueron transformadas en algoritmos computacionales con los que se desarrolló un programa de software en lenguaje Visual Basic denominado PETRA. Los gráficos presentados a continuación fueron obtenidos con este software empleando los datos meteorológicos correspondientes al mes de julio en la ciudad de Salta (24,7 ° de latitud S; 65,5 ° de longitud O y 1.200 m de altura sobre el nivel del mar) que se muestran en la Figura 2.

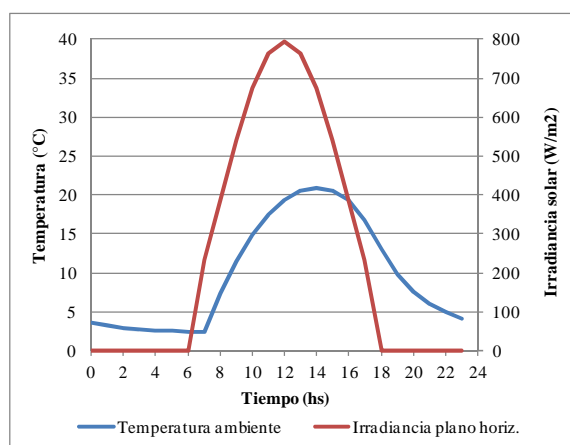


Figura 2: Temperatura ambiente e irradiancia solar sobre plano horizontal para el mes de julio en la ciudad de Salta.

La irradiación solar diaria sobre plano horizontal es de 16 MJ/m<sup>2</sup> y fue estimada con GEOSOL (Hernández, 2003) mediante el método de Hottel para día claro. La temperatura ambiente media es de 10 °C, con una mínima de 2,5 °C y una máxima de 21 °C de acuerdo a los valores diarios medios mensuales de julio obtenidos en el aeropuerto de la ciudad de Salta.

La simulación de la temperatura del aire a la salida del colector se realizó mediante su curva de eficiencia instantánea que puede obtenerse experimentalmente o bien mediante algún software desarrollado para tal fin. En este trabajo se empleó la siguiente curva de eficiencia correspondiente a un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente de 2 m<sup>2</sup> de área de colección, evaluado experimentalmente durante el invierno de 2012 (Quiñonez *et al.*, 2012):

$$\eta_i = 0,51 - 8,01 \left( \frac{T_i - T_a}{G_p} \right) \quad (30)$$

donde:

$T_i$ : temperatura del aire a la entrada del colector [°C],

$G_p$ : irradiancia solar sobre el plano inclinado del colector [W m<sup>-2</sup>].

Los parámetros del acumulador empleados en estas simulaciones figuran en la Tabla 1:

$\varepsilon$	$D$ [m]	$\alpha$	$A$ [m <sup>2</sup> ]	$\Delta x$ [m]	Caudal [m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]	$U$ [W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
0,42	0,02	1,5	1	0,02	0,024	1,53

Tabla 1: Parámetros del modelo empleados en los cálculos.

La densidad, el calor específico y la viscosidad dinámica del aire son funciones de la temperatura y, a diferencia del modelo de Schumann, han sido incluidas en este software. La densidad, además, es función de la presión atmosférica del lugar. En consecuencia, el flujo másico y el  $\Delta P$  dependen de la temperatura y la presión atmosférica y deben recalcularse en cada paso temporal al variar la temperatura de salida del colector.

En primer lugar se evaluó la dependencia de la energía extraíble del acumulador por día en función de la longitud del contenedor en la dirección del flujo y del tipo de piedra empleado. La temperatura de entrada al acumulador durante el período de descarga se fijó en 18 °C. Las propiedades térmicas de las rocas estudiadas figuran en la Tabla 2 (Incropera and DeWitt, 1990).

Material	Conductividad [W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]	Densidad [kg m <sup>-3</sup> ]	Calor específico [J kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]	Difusividad [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
Roca Caliza	2,15	2.320	810	1,1441 x 10 <sup>-6</sup>
Granito	2,79	2.630	775	1,3688 x 10 <sup>-6</sup>
Cuarcita	5,38	2.640	1.105	1,8442 x 10 <sup>-6</sup>

Tabla 2: Propiedades térmicas de las rocas ensayadas.

En la Figura 3 se grafica la cantidad de energía extraída por día en función de la longitud del lecho en la dirección de flujo para los tres materiales pétreos considerados. La gráfica de la izquierda corresponde al funcionamiento con un ventilador de giro inversible y la de la derecha al funcionamiento con un ventilador de giro único. Dado que el área frontal del lecho es 1 m<sup>2</sup>, los ejes de abscisas representan también al volumen del contenedor. El  $\Delta t$  resultante del criterio de estabilidad fue 5 min.

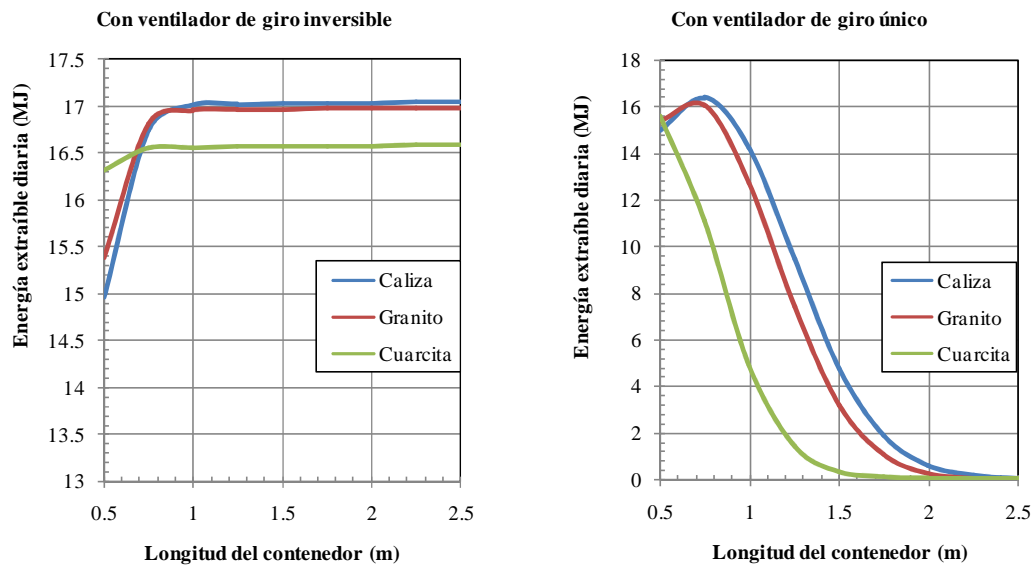


Figura 3: Energía extraída del lecho por día en función de su longitud para tres tipos de roca y dos sentidos de flujo.

Según se observa en la figura, la energía extraíble es siempre mayor cuando se emplea un ventilador de giro inversible. En este caso, para las tres clases de roca, la energía extraíble aumenta con la longitud del lecho hasta alcanzar los 0,8 m y a partir de ahí el valor se estaciona en 17 MJ diarios para la caliza y el granito y en 16,6 MJ para la cuarcita. Esto indica que, para un

acumulador de  $1 \text{ m}^2$  de área frontal acoplado a un colector solar calentador de aire de  $2 \text{ m}^2$  de área colectora y bajo estas condiciones de funcionamiento, no se justifica extender la longitud del lecho más allá de  $0,8 \text{ m}$ .

Si el ventilador es de sentido de giro único, la Figura 3 muestra que la energía extraíble por día es máxima para la cuarcita cuando la longitud del lecho es de  $0,5 \text{ m}$  mientras que, para las otras dos rocas, el máximo de energía extraíble corresponde a una longitud entre  $0,7$  y  $0,8 \text{ m}$ . En los tres casos, superados estos valores, la energía extraíble disminuye asintóticamente a  $0$  a una longitud del orden de  $2,5 \text{ m}$ . Esto se debe a que la energía acumulada en la porción superior del lecho es transferida durante la descarga a la porción central del mismo, saliendo siempre del acumulador aire frío según se observa en la Figura 4.

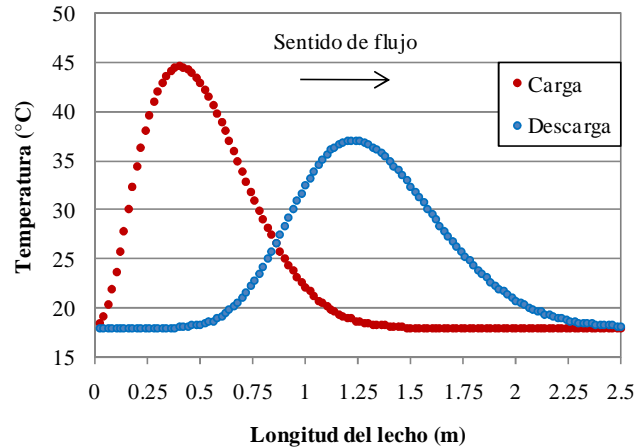


Figura 4: Perfiles de temperatura dentro del acumulador al final de los períodos de carga (rojo) y descarga (azul) diaria con un ventilador de sentido de giro único. El aire ingresa por la posición  $x = 0 \text{ m}$  y sale por la posición  $x = 2,5 \text{ m}$ .

Para determinar la performance termo-energética de una unidad de acumulación de calor es preciso evaluar su comportamiento durante un período de varios días. En la Figura 5 se grafican los valores diarios del calor útil generado por el colector solar ( $Q_{\text{útil}}$ ), de la energía acumulada ( $Q_{\text{acum.}}$ ) y de la energía extraída del acumulador ( $Q_{\text{ext.}}$ ) durante un período de 6 días consecutivos entre el 15 y el 20 de julio (días julianos 196 a 201). Los parámetros del acumulador, de  $1 \text{ m}^3$  de volumen, figuran en la Tabla 1. Los 6 días fueron simulados con los datos meteorológicos graficados en la Figura 2.

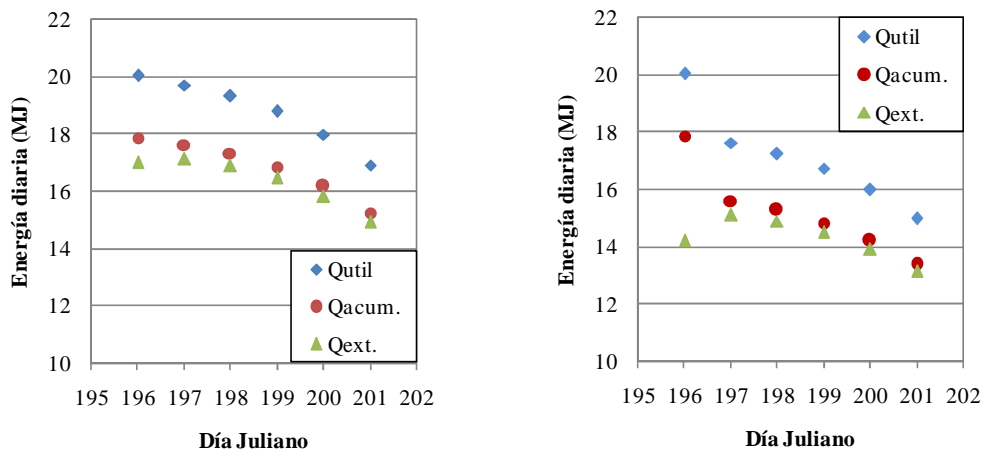


Figura 5: Energía útil del colector y acumulada y extraída del acumulador durante 6 días del mes de julio. Izquierda: con ventilador de giro inversible. Derecha: con ventilador de giro único.

Se observa en esta figura que, día a día, el acumulador que posee un ventilador de giro inversible acumula y entrega más energía térmica que el que posee un ventilador de giro único. La diferencia entre la energía diaria producida por el colector y acumulada en el acumulador corresponde a la pérdida de calor hacia el exterior a través de su envoltente la cual es del orden de  $2 \text{ MJ/día}$  en ambas configuraciones de flujo. La tendencia decreciente en el calor útil generado por el colector se debe, en parte, al cambio de posicionamiento del sol respecto al plano del colector a medida que los días se alejan del 21 de junio (solsticio de invierno) dado que la curva de eficiencia empleada en los cálculos fue obtenida con el colector instalado con pendiente vertical. La otra razón para este descenso es que, al ir cargándose el acumulador día a día, su temperatura de salida durante la carga es mayor a la del día anterior lo que hace que el colector trabaje a mayor temperatura media de placa y, por ende, disminuya su eficiencia. Este fenómeno es más notorio cuando se usa un ventilador con sentido de giro único siendo ésta la principal causa por la cual su rendimiento energético es inferior al obtenido cuando se emplea un ventilador de giro inversible.

En la Tabla 3 se presentan los montos totales de energía producida, acumulada y extraída durante los 6 días. Se observa que con un ventilador de giro inversible se obtuvieron 12,4 MJ (14,4 %) más que con el ventilador de giro no inversible.

	Giro inversible	Giro no inversible	Diferencia
Q útil [MJ]	112,8	102,7	10,1
Q acum. [MJ]	101,1	91,2	9,9
Q ext. [MJ]	98,2	85,8	12,4

Tabla 3: montos totales de energía producida, acumulada y extraída durante los 6 días ensayados.

Definiendo la eficiencia diaria del sistema colector-acumulador como el cociente entre la energía diaria extraída del acumulador y el calor útil diario generado por el colector se obtienen los valores graficados en la Figura 6 para ambas configuraciones de flujo.

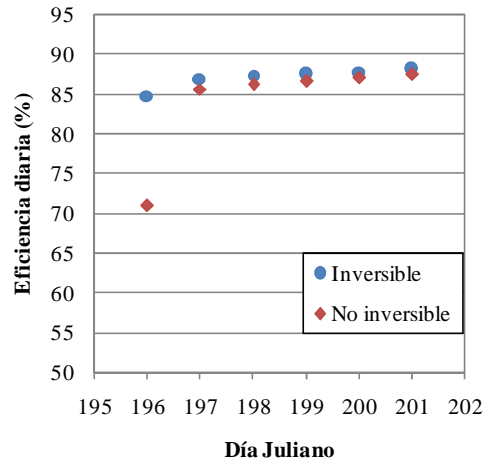


Figura 6: Eficiencias diarias del sistema colector-acumulador con ventiladores de giro inversible y no inversible.

De acuerdo a los valores de la Tabla 3, las eficiencias globales del acumulador con ventilador de giro inversible y de giro único son 87 % y 83,5 % respectivamente. En la Figura 6 se observa que durante el primer día la eficiencia del acumulador con ventilador de giro único es notablemente inferior a la del acumulador con ventilador de giro inversible, diferencia que se observa también en la Figura 5 para los montos energéticos diarios. A medida que el acumulador entra en régimen las diferencias entre las eficiencias de ambos acumuladores se vuelven despreciables alcanzando un valor del orden del 87%.

### ANÁLISIS DE LA DIFERENCIA DE PRESIÓN A LO LARGO DEL LECHO

La diferencia de presión a lo largo del lecho es una variable a tener en cuenta al momento de dimensionar el ventilador que forzará el flujo del aire entre éste y el colector. Cuanto menor sea la diferencia de presión en todo el circuito, menor será el tamaño del ventilador. Por lo tanto, el análisis de los parámetros que influyen en el valor de esta diferencia es de suma importancia durante el proceso de diseño y dimensionamiento del sistema colector-acumulador completo ya que la eficiencia del colector depende linealmente con la velocidad del aire que circula por él pero la diferencia de presión lo hace con el cuadrado de esta velocidad. En la Figura 7 se analiza la dependencia del  $\Delta P$  (Ec. 29) con el flujo másico y la longitud del lecho.

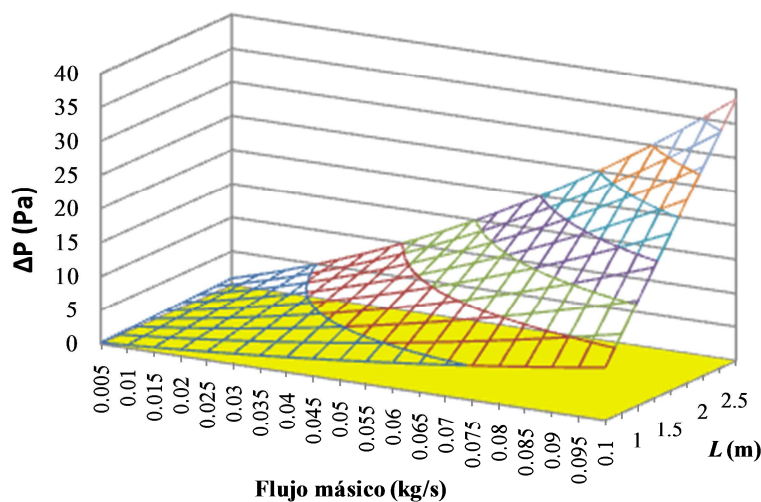


Figura 7: Dependencia de la diferencia de presión con el flujo másico y la longitud del lecho en la dirección de flujo.



En la figura se aprecia que el  $\Delta P$  aumenta linealmente con la longitud del lecho y cuadráticamente con el flujo másico, o sea, con la velocidad del aire dentro del sistema. Duffie & Beckman indican que en las instalaciones reales de colectores-acumuladores el flujo másico varía entre 0,005 y 0,02  $\text{kg s}^{-1}$  por cada  $\text{m}^2$  de área de colección mientras que la longitud del lecho varía entre 1,25 y 2,5 m. Para un colector de  $2 \text{ m}^2$  de área y un acumulador con guijarros de 2 cm de diámetro promedio, el rango de variación de  $\Delta P$  sería de 1,1 a 11 Pa. Es necesario indicar el tamaño promedio de las piedras dado que la diferencia de presión varía también con este parámetro según se aprecia en la Figura 8 correspondiente a  $L = 1 \text{ m}$ .

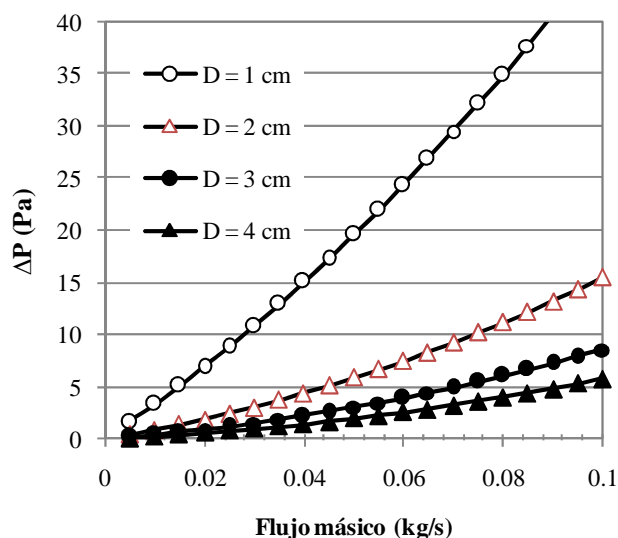


Figura 8: Dependencia de la diferencia de presión con el flujo másico y el diámetro promedio de las piedras.

Según se observa en la figura, la diferencia de presión es mayor cuanto menor es el diámetro equivalente de las piedras y conviene llenar el acumulador con guijarros de un diámetro promedio no inferior a 2 cm.

Si bien estos resultados fueron obtenidos mediante un modelo simplificado unidimensional, tienen un error de ajuste inferior al 10 % según Bistoni et al., (2000) quienes aplicaron el modelo de Schumann a un prototipo de lecho de piedras. Estos autores, a diferencia del modelo presentado en este trabajo, no incluyeron en sus ecuaciones las pérdidas de calor hacia el exterior a través de la envolvente del contenedor. Por lo tanto, el modelo aquí presentado permite disponer de una valiosa herramienta computacional para la etapa de diseño y dimensionamiento de una instalación de colección-acumulación de energía solar térmica. La metodología empleada en las simulaciones realizadas en este trabajo debe aplicarse a cada caso particular a fin de optimizar el diseño del sistema solar completo.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó un modelo físico-matemático que describe el perfil térmico unidimensional dentro de un acumulador de calor de lecho de piedras basado en el modelo simplificado de Schumann. Discretizando mediante el método de Crank-Nicholson las ecuaciones algebraicas y diferenciales obtenidas, se desarrolló en lenguaje Visual Basic un software de simulación del comportamiento térmico de estos acumuladores acoplados a colectores solares calentadores de aire.

Se aplicó este software, denominado PETRA, al análisis de una instalación compuesta por un colector solar calentador de aire de  $2 \text{ m}^2$  de área y un acumulador de lecho de piedras de  $1 \text{ m}^2$  de área frontal y se analizó la influencia del tipo de roca, de la longitud del lecho y del sentido de giro del ventilador durante los procesos de carga y descarga sobre la cantidad de energía extraída por día del acumulador. De este estudio se concluye:

1. En cuanto al tipo de roca y para este tamaño de instalación, los acumuladores construidos con guijarros de menor difusividad térmica entregan mayor cantidad de energía por día cualquiera sea la longitud del contenedor y el sentido de giro del ventilador durante la descarga.
2. En cuanto a la longitud del lecho, para cada tipo de roca existe un valor óptimo más allá del cual no se logra extraer más energía térmica en un ciclo diario. Este límite debe ser determinado por simulación para cada instalación en particular.
3. Cualquiera sea el tipo de roca empleada y la longitud del lecho, se extrae mayor cantidad de energía del acumulador empleando un ventilador de sentido de giro inversible que uno de sentido de giro único.

Al evaluar la performance termo-energética de un acumulador de lecho de piedras de  $1 \text{ m}^3$  de volumen acoplado al colector solar de  $2 \text{ m}^2$  de área colectora durante 6 días de funcionamiento continuo bajo condiciones meteorológicas estables se comprobó que la energía total extraída utilizando un ventilador de giro inversible superó a la extraída con un ventilador de sentido de giro único en un 14,4 %. Día a día, la cantidad de energía generada por el colector solar, la acumulada y la extraída del acumulador fueron también mayores en el primer caso. Se concluye entonces que, para el forzado del aire, es conveniente incluir en la instalación un ventilador con sentido de giro inversible cuya conmutación sea preferentemente automática a fin de liberar al usuario de las tareas de operación del sistema.

La eficiencia diaria del sistema colector-acumulador aumenta paulatinamente a medida que el acumulador entra en régimen. La mayor diferencia entre las eficiencias diarias correspondientes a un ventilador de giro inversible y otro de giro único se presenta el primer día de funcionamiento ya que en el segundo caso, debido a la alta estratificación térmica alcanzada al final del período de carga observada en la Figura 4, la energía acumulada en la porción superior del lecho es transferida al resto de la masa del acumulador durante el período de descarga, recuperándose sólo una pequeña fracción de la energía acumulada. Esta diferencia tiende a hacerse despreciable a medida que se suceden los ciclos de carga y descarga, alcanzándose una eficiencia diaria del orden del 87 % con ambos tipos de ventiladores al final del período ensayado.

Del análisis de la diferencia de presión a lo largo del lecho se concluye que el diámetro promedio de las piedras no debe ser inferior a 2 cm y que, para un dado volumen del acumulador, es preferible construir un contenedor con mayor área frontal y menor longitud ya que la diferencia de presión aumenta linealmente con este parámetro. De esta forma, además, se disminuye el área lateral del contenedor y con ello la cantidad de energía perdida hacia el exterior. En cualquier caso, la longitud del acumulador no debe superar al valor óptimo referido en el ítem 2) de estas conclusiones. En cuanto al flujo másico del aire, la diferencia de presión aumenta con el cuadrado de este parámetro, pudiendo llegar a 11 Pa para un flujo de  $0,04 \text{ kg s}^{-1}$  correspondiente a un colector solar de  $2 \text{ m}^2$  y una longitud del acumulador de 2,5 m según el rango de instalaciones reales indicado por Duffie and Beckman (2006).

Según los datos publicados por Bistoni et al. en 2000, el error de ajuste entre valores de temperatura medidos y simulados con el modelo de Schumann es inferior al 10 % por lo que el software desarrollado en este trabajo constituye una valiosa herramienta computacional para el diseño y dimensionamiento de acumuladores de calor de lecho de piedras.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo brindado por la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica (ANPCyT), el Ente Nacional de Regulación del Gas (ENARGAS) y el Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSa) por la financiación de este trabajo a través de los Proyectos PICTO ENARGAS-2009-0192 de ANPCyT y ENARGAS y 2025 de CIUNSa.

## REFERENCIAS

- Bistoni, S., Iriarte, A., Luque, V., Saravia, L. (2000). Caracterización de un acumulador de piedra con flujo de aire no reversible. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 4(2), 29-34.
- Brosseau, D., Kelton, J.W., Ray, D., Edgar, M., Chisman, K., and Emms, B. (2005). Testing of thermocline filler materials and molten-salt heat transfer fluids for thermal energy storage systems in parabolic trough power plants, *Journal of Solar Energy Engineering*, 127(1), 109–116.
- Duffie J. A. & Beckman W. A. (2006). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd edition. John Wiley & Sons, New Jersey
- Halawa, E., Saman, W., (2011). Thermal performance analysis of a phase change thermal storage unit for space heating, *Renewable Energy* 36, 259-264.
- Hernández, A.L. (2003). Geosol: Una herramienta computacional para el cálculo de coordenadas solares y la estimación de irradiación solar horaria. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 7(2), 19-24.
- Herrmann, U., Kearney, D.W. (2002). Survey of thermal energy storage for parabolic trough power plants, *Journal of Solar Energy Engineering*, 124(2), 145–152.
- Incropera F. & DeWitt D. (1990). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd edition. John Wiley & Sons, New York.
- Nassar, Y., El Noaman, A., Abutaima, A., Yousif, A., Salem, A., (2006). Evaluation of the underground soil thermal storage properties in Libya, *Renewable Energy* 31(5), 593-598.
- Quiñonez, J.; Hernández, A.; Flores Larsen, S. (2012). Evaluación termoenergética de un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente diseñado para la calefacción de edificios. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 16, 55-62.
- Wu, S.M., Fang, G.Y., Liu, X. (2011). Dynamic discharging characteristics simulation on solar heat storage system with spherical capsules using paraffin as heat storage material. *Renewable Energy* 36, 1190-1195.

## ABSTRACT

The aim of this paper is to analyze the influence of different parameters on the thermo-energetic behaviour of a heat storage packed bed through the development of a computational tool based on the mathematical model of Schumann. Starting from the local energy balances, algebraic and differential equations that describe the temperature distribution inside it and the amounts of energy stored and extracted from the bed were obtained. These equations were discretized and transformed into computational algorithms with which the PETRA software was developed and the influence of rock type, bed length and the direction of rotation of the fan on the extractable energy from the accumulator were evaluated. The pressure difference along the bed was also evaluated. The results indicate that more energy can be extracted from the accumulator using an invertible rotation fan, being higher the overall efficiency of the collector-accumulator system.

**Keywords:** solar collector, heat storage, packed bed