

MODELO UNIDIMENSIONAL ESTACIONARIO DE UN COLECTOR SOLAR DE AIRE. SIMULACION POR DIFERENCIAS FINITAS

Gonzalo J. Durán, Miguel A. Condorí

Instituto de Investigación en Energías No Convencionales, INENCO, Universidad Nacional de Salta, Avda Bolivia 5150, Salta, Argentina, gonzalo.jose.duran@gmail.com, <http://www.inenco.net>

Palabras clave: Colector solar de aire, modelo unidimensional, diferencias finitas, prediseño.

Resumen. Un colector solar de aire opera como un intercambiador que transforma en calor la energía radiante proveniente del sol. Sus aplicaciones son vastas, utilizándose en el secado de productos agrícolas y como fuente de energía a baja temperatura en calefacción de edificios.

El calentamiento de aire con colectores solares de baja eficiencia es un proceso tecnológicamente simple y de bajo costo operativo. Sin embargo la baja densidad, baja capacidad calorífica y escasa conductividad térmica del aire limitan la eficiencia térmica de los colectores solares. Por ello, es deseable optimizar la transferencia de calor entre el absorbedor y el aire mediante la circulación de flujo turbulento, o por el incremento del área de intercambio entre el fluido y el absorbedor. Para ello se pueden utilizar absorbedores ondulados, o forzar la circulación del aire por arriba y debajo del absorbedor.

Se presenta en este trabajo la realización de un software para el prediseño estacional de colectores solares de aire. Para ello se incluye una implementación del método de estimación de irradiación solar diaria media mensual en cielo anisotrópico de Liu y Jordan, permitiendo obtener para una determinada localidad geográfica la estimación del recurso solar sobre plano horizontal, y sobre plano inclinado; además de estimar la temperatura diaria media mensual, la temperatura media nocturna y la hora de salida y puesta del sol, siendo estos parámetros necesarios en la cuantificación del recurso solar.

El software considera un modelo de colector solar estacionario, con circulación unidimensional forzada de aire. Se resuelve mediante diferencias finitas el sistema de ecuaciones diferenciales resultante del balance de energía en la cubierta transparente, el balance de energía sobre el fluido, y el balance de energía sobre la placa absorbedora. Se consideran además las pérdidas de calor hacia el ambiente, por viento, el intercambio radiativo a cielo abierto, y las pérdidas por conducción hacia el ambiente localizadas en el cuerpo del colector. Además, se contempla la circulación de aire por arriba del absorbedor, por debajo del mismo, y la circulación del aire a través (por arriba y debajo) del absorbedor.

Como resultado de la simulación se obtienen valores a lo largo del colector de temperatura de flujo de aire, temperatura de la cubierta del colector, y temperatura de la placa absorbedora, además de la eficiencia térmica del colector.

1 INTRODUCCIÓN

Un colector solar plano es, esencialmente, un tipo de intercambiador que transforma la radiación solar incidente en calor. A diferencia de los intercambiadores usuales, en un colector solar la transferencia de energía se realiza desde una fuente distante que emite energía radiante, hacia un fluido portador de calor. Usualmente se presentan grandes transferencias convectivas de calor, con una importante emisión de calor por radiación hacia el ambiente. El flujo de radiación solar incidente máximo es 1150 W/m^2 , variando con el tiempo, con longitudes de onda entre $0,3$ a $3 \mu\text{m}$, siendo más pequeño que el rango de radiación emitido por la mayoría de las superficies que absorben energía dentro del colector (Duffie y Beckmann 2003).

El uso principal de los colectores solares planos se presenta en aplicaciones que requieran energía a baja temperatura, hasta $100 \text{ }^\circ\text{C}$ por arriba de la temperatura ambiente. Presentan varias ventajas, entre ellas, el uso de radiación normal y difusa, permitiendo su operación en días soleados o parcialmente nublados; no requieren seguimiento solar, y requieren de escaso mantenimiento; además de ser mecánicamente simples. Como es de suponer, la naturaleza del fluido caloportador es decisiva, distinguiéndose dos grandes grupos: los colectores solares de aire, y los colectores solares de agua. Las aplicaciones más relevantes de los colectores solares de aire se encuentran en la calefacción de edificios (Leon y Kumar, 2006; Pfafferott et al., 2004) y en procesos industriales de baja temperatura, especialmente en secado solar, (Murthy et al., 2009; Madhlopa et al, 2002). Los edificios con calentamiento pasivo pueden analizarse como casos especiales de colectores solares planos, considerando a las habitaciones, o muros de acumulación como absorbedores de la radiación solar.

Aunque los calentadores solares de aire ofrecen numerosas ventajas, se encuentran limitados en eficiencia térmica debido a la baja capacidad calorífica, baja densidad y escasa conductividad térmica del aire. Por ello, para operar en altas eficiencias, debe transferirse apropiadamente el calor desde la placa absorbidora al aire circulante. Las estrategias usuales son favorecer la presencia de flujo turbulento, mediante la presencia de obstáculos a la circulación de flujo; o aumentar el área de intercambio de energía. Sin embargo, en la misma forma que se incrementa la transferencia de calor, también lo hace la caída de presión en el colector, y con ella se incrementa la potencia del ventilador a utilizar (Kolb, et al, 1999; Karsli, 2006).

Un colector solar de placa plana está formado por los siguientes elementos:

1.1 Cubierta

Como cubierta se utilizan materiales transparentes a la radiación solar. Es común el uso de vidrio, en paneles simples o dobles, y policarbonatos transparentes, sólidos o alveolares. La eficiencia del colector se incrementa notoriamente mediante el uso de cubiertas selectivas, que permitan el paso de la radiación solar e impidan la transferencia hacia el ambiente de la radiación infrarroja de onda corta, generando efecto invernadero.

1.2 Absorbedor

Entre los conductores térmicos, es frecuente el uso de placas metálicas, o metal de descarte (latas recicladas, virutas y desechos, etc), piedras y arena. Como es de suponer, el uso de un material con capacidad calorífica alta favorecerá la acumulación de energía, presentando el colector un retardo en la respuesta, debido a su inercia térmica. Por último, para favorecer la absorción de calor, suele pintarse el absorbedor en color negro mate, o con recubrimientos con propiedades ópticas selectivas.

1.3 Cuerpo

Independientemente de la elección de materiales, es preferible que el cuerpo del colector posea una aislación térmica adecuada, disminuyendo las pérdidas de calor hacia el ambiente, incrementando la temperatura de salida del aire, y con ello la eficiencia térmica del colector.

La [Figura 1](#) muestra un esquema de sección transversal de un colector solar con absorbedor plano, distinguiéndose sus elementos principales.

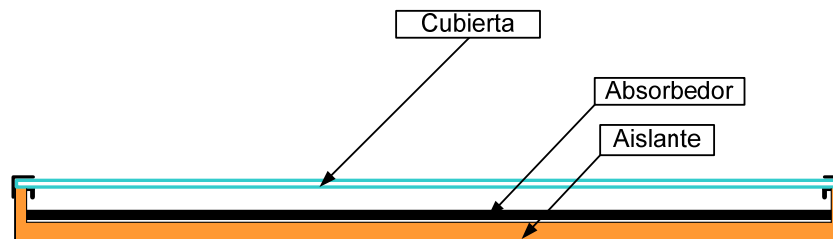


Figura 1: Esquema de sección transversal de un colector solar de aire con absorbedor plano. Elementos característicos.

2 MODELO UNIDIMENSIONAL DE COLECTOR SOLAR DE AIRE. ECUACIONES DE BALANCE:

Según lo visto en el apartado anterior, un colector solar de aire típico consiste en una cubierta transparente, sostenida por una estructura sencilla con aislación térmica por el fondo y los costados, y un absorbedor plano, generalmente metálico, pintado de negro.

Considerando los elementos descritos, pueden plantearse tres alternativas de diseño para un colector solar, definidas por la posición relativa del flujo de aire respecto al absorbedor. Así, se puede tener un colector solar con circulación de aire por arriba del absorbedor, como se observa en la [Figura 1](#), siendo esta configuración la más habitual.

De la misma forma, se puede colocar el absorbedor a una distancia intermedia entre la cubierta y el cuerpo del colector, lo que permite la circulación del flujo de aire por arriba y por debajo del absorbedor. Esta configuración, conocida como doble circulación, ([Sopian, et al. 2009](#)) permite obtener una mayor eficiencia térmica para el sistema, ya que se produce un mayor contacto del fluido con la superficie absorbadora, incrementando así la transferencia de energía, y con ello, la temperatura de salida del flujo de aire.

La tercera configuración posible implica la circulación de flujo forzado por debajo de la placa absorbadora. De esta manera, en el canal superior formado por el absorbedor, los laterales y la cubierta transparente, se encuentra una masa de aire en convección natural. El uso de esta configuración es infrecuente, y se obtienen temperaturas de flujo y eficiencias de térmicas mayores a los observados en el diseño más habitual, pero inferiores a los que se obtienen con la doble circulación de flujo. ([Karsli, 2006](#))

A continuación se plantean los balances de energía correspondientes a un elemento de volumen infinitesimal del absorbedor, la cubierta superior y el flujo de aire en el colector, para cada una de las tres configuraciones posibles.

Siguiendo a [Condori, \(2003\)](#), en el modelo estacionario de colector solar se va a considerar variación unidimensional de temperatura para las distintas superficies del colector. Además, se considerará que no existe acumulación de calor en ninguna superficie.

2.1 Colector con circulación de aire por arriba del absorbedor.

La [Figura 2](#) muestra un esquema de sección transversal de un colector de circulación por

arriba del absorbedor, en el que se aprecian las transferencias de calor entre las diversas superficies, junto a los coeficientes que intervienen en cada una. Además se observa un esquema del circuito térmico equivalente, donde se representan las transferencias de energía que intervienen en una forma análoga a la Ley de Ohm. En este circuito térmico la temperatura equivale a un potencial eléctrico, el flujo de calor por radiación solar es análogo a una corriente eléctrica, y los términos asociados a los coeficientes convectivos y radiativos son similares a resistencias eléctricas.

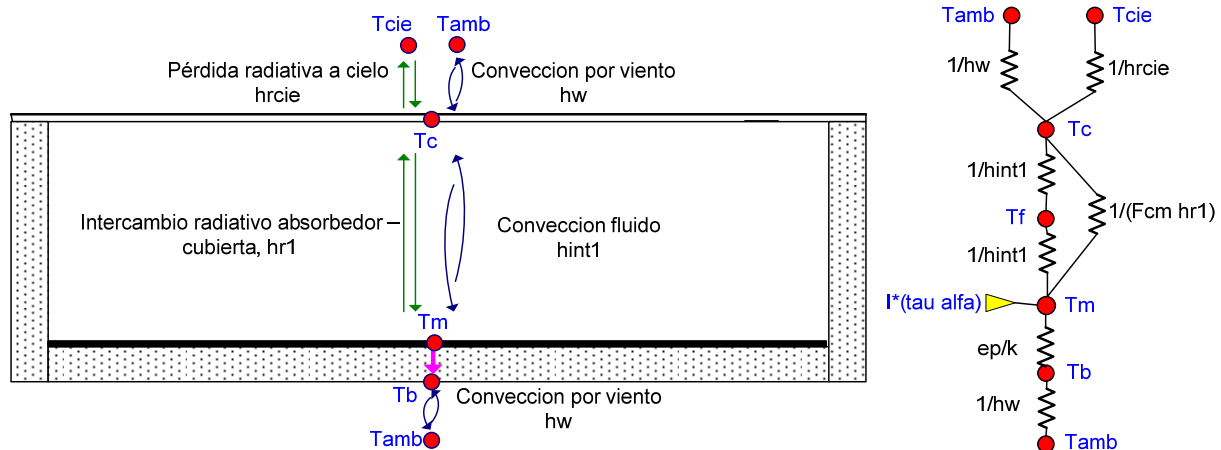


Figura 2: Esquema de las transferencias de energía en colector de flujo superior, y circuito térmico equivalente.

Sea un elemento diferencial de volumen del colector ($an_2 * dx * alto$), donde an_2 representa el ancho del absorbedor, dx un elemento diferencial de longitud en la dirección del flujo, y $alto$ es igual a la distancia entre el absorbedor y la cubierta. En este elemento diferencial se presentan las siguientes ecuaciones de balance:

Absorbedor:

$$I(\tau_{cub} \alpha_{abs}) - h_{int1}(T_m - T_f) - F_{mc} h_{r1}(T_m - T_c) - \frac{k_b}{e_p}(T_m - T_b) = 0 \quad (1)$$

El primer término representa la ganancia de radiación efectiva en el absorbedor. Esta ganancia depende de la radiación incidente en la cubierta, I , de la transmitancia de la cubierta, τ_{cub} y de la absorptancia del absorbedor, α_{abs} . Los términos siguientes representan las pérdidas de calor: por convección hacia el flujo de aire, según el coeficiente convectivo h_{int1} ; por radiación hacia la cubierta según h_{r1} ; por conducción hacia el fondo mediante k_b/e_p . Además, el factor de vista F_{mc} entre la cubierta y el absorbedor se define por la relación de reciprocidad (Incropera y De Witt, 1996).

Cubierta:

$$I\alpha_{cub} + h_{int1}(T_f - T_c) + F_{mc} h_{r1}(T_m - T_c) - h_{rcie}(T_c - T_{cie}) - h_w(T_c - T_{amb}) = 0 \quad (2)$$

Para la cubierta se considerará una sola superficie transparente, sin conducción de calor interna, debido a su pequeño espesor.

El primer término corresponde a la absorción de radiación, que es determinada mediante la absorptancia de la cubierta, α_{cub} . Este término suele ser pequeño en cubiertas de policarbonato, pero adquiere relevancia en cubiertas de vidrio. El término siguiente se refiere a la ganancia

de calor por convección del aire a temperatura T_f , gobernado por el coeficiente convectivo interno h_{int1} . El tercer término indica la ganancia de energía debido al intercambio radiativo entre la cubierta a temperatura T_c y el absorbedor a temperatura T_m , y está determinado por el factor de forma entre la cubierta y el absorbedor, junto al coeficiente de pérdidas radiativas h_{r1} . Los dos últimos términos son las pérdidas de calor por radiación hacia el cielo a temperatura T_{cie} y por acción del viento hacia el ambiente, a temperatura T_{amb} .

Fluido:

$$\frac{\dot{m}_f C_f}{an_2 dx} (T_{f*} - T_f) + h_{int1} (T_m - T_f) - \frac{h_{int1}}{F_{mc}} (T_f - T_c) = 0 \quad (3)$$

En el flujo de aire se desprecia la acumulación de calor, debido a su baja capacidad calorífica. En cambio, si se considera la variación de la temperatura del flujo con la posición, ya que el flujo de aire en el volumen de análisis se encuentra vinculado con el flujo del volumen anterior. Ello se ve descrito mediante el primer término de la ecuación (3), que depende del flujo de aire circulante, m_f , de la temperatura de aire en el nodo de fluido anterior, T_{f*} y de la temperatura del aire en el nodo de fluido, T_f .

Como los balances de energía se planearon en elementos de área unitaria, el término de calentamiento sensible queda expresado en función del área del elemento de absorbedor, ($an_2 dx$). Se considera el coeficiente convectivo entre la cubierta y el fluido tiene el mismo valor que el coeficiente entre el absorbedor y el fluido, h_{int1} .

Cuerpo del colector:

$$\frac{k_b}{e_p} (T_m - T_b) - h_w (T_b - T_{amb}) = 0 \quad (4)$$

La ecuación (4) representa el balance de energía en el cuerpo del colector, cuya cara interna se encuentra a temperatura T_m , por el contacto con el absorbedor, y con temperatura T_b en su cara exterior. El primer término indica la transferencia de energía por conducción en el cuerpo del colector, de espesor e_p , y conductividad térmica k_b , en tanto que el segundo término muestra la pérdida de calor hacia el ambiente debido a la acción del viento.

2.2 Colector con circulación de aire por arriba y debajo del absorbedor.

La **Figura 3** muestra un esquema de sección transversal de un colector de doble circulación de aire, en el que se aprecian las transferencias de calor entre las diversas superficies, junto a los coeficientes que intervienen en cada una. Además se presenta un esquema del circuito térmico equivalente.

En esta configuración debe remarcarse que la superficie del absorbedor puede no ser plana, lo que se puede observar en el esquema de la **Figura 3**. De esta forma, la presencia de ondulaciones y aletas en el absorbedor incrementan el área eficaz de contacto con el fluido, lo que se traduce en mayores incrementos de temperatura de flujo.

De acuerdo a los flujos de calor presentes en el circuito térmico, los balances de energía a difieren respecto al caso anterior, ya que debe considerarse un balance extra para el flujo de aire por debajo del absorbedor, y otro para el cuerpo del colector.

Absorbedor:

$$I(\tau_{cub} \alpha_{abs}) - h_{int1} (T_m - T_{f1}) - F_{mc} h_{r1} (T_m - T_c) - F_{mb} h_{r2} (T_m - T_b) - h_{int2} (T_m - T_{f2}) = 0 \quad (5)$$

La ecuación (5) muestra el balance de energía en el absorbedor, a temperatura T_m . La expresión es similar a la ecuación (1), pero se consideran dos términos extras. El primero representa el intercambio radiativo entre el absorbedor y el cuerpo del colector, mediante el coeficiente h_{r2} y el factor de vista F_{mb} ; el segundo término extra representa la pérdida de calor por convección desde el absorbedor hacia el flujo que circula por debajo, mediante h_{int2} .

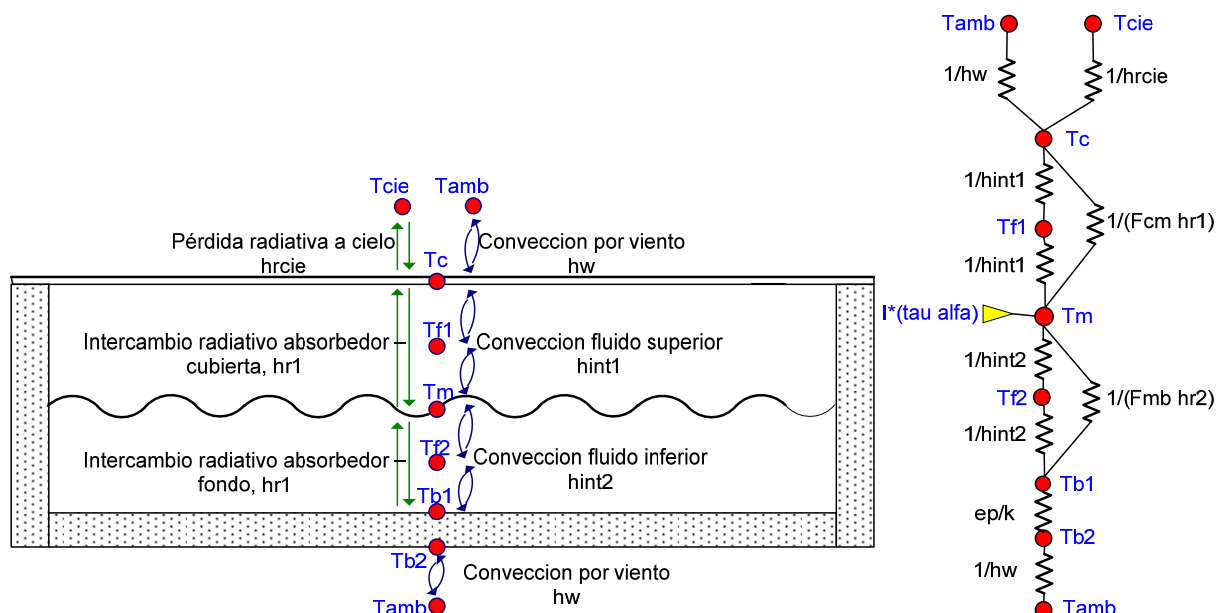


Figura 3: Transferencias de energía en un colector de doble circulación, y circuito térmico equivalente.

Cubierta:

De igual manera que en la ecuación (2), se considera que la cubierta tiene un grosor pequeño, y absorbe calor mediante el primer término de la ecuación.

$$I\alpha_{cub} + h_{int1}(T_{f1} - T_c) + F_{mc}h_{r1}(T_m - T_c) - h_{rcie}(T_c - T_{cie}) - h_w(T_c - T_{amb}) = 0 \quad (6)$$

Flujo de aire por arriba (T_{f1}) y debajo del absorbedor (T_{f2}):

Las ecuaciones (7) y (8) representan el balance de energía en el flujo de aire. Se observa que la estructura de los balances es similar a la del balance del caso anterior, ecuación (3), aunque se presentan dos caudales de aire, m_{f1} y m_{f2} , a temperaturas T_{f1} y T_{f2} , respectivamente.

$$\text{Arriba: } \frac{\dot{m}_{f1}C_f}{an_2 dx}(T_{f1*} - T_{f1}) + h_{int1}(T_m - T_{f1}) - \frac{h_{int1}}{F_{mc}}(T_{f1} - T_c) = 0 \quad (7)$$

$$\text{Abajo: } \frac{\dot{m}_{f2}C_f}{an_2 dx}(T_{f2*} - T_{f2}) + h_{int2}(T_m - T_{f2}) - \frac{h_{int2}}{F_{mb}}(T_{f2} - T_{b1}) = 0 \quad (8)$$

Cuerpo del colector:

La ecuación (9) representa el balance de energía en el cuerpo del colector, cuya cara interna se encuentra a temperatura T_{b1} , y con temperatura T_{b2} en su cara exterior.

$$h_{int2}(T_{f2} - T_{b1}) + F_{mb}h_{r2}(T_m - T_{b1}) - \frac{k_b}{e_p}(T_{b1} - T_{b2}) - h_w(T_{b2} - T_{amb}) = 0 \quad (9)$$

El primer término indica la ganancia de energía por convección del flujo circulante, en tanto que el segundo término representa la ganancia de energía por intercambio radiativo con el absorbedor. Los términos tercero y cuarto muestran las pérdidas de calor, el tercero por la conducción en el cuerpo del colector, de espesor e_p , y conductividad térmica k_b , mientras que el cuarto término muestra la pérdida de calor hacia el ambiente debido a la acción del viento.

2.3 Colector con circulación del aire por debajo del absorbedor:

El colector con circulación de aire por debajo del absorbedor presenta los mismos balances que el colector de doble circulación. Sin embargo, existe una diferencia, pues se considera que en el canal superior (formado por la cubierta, la cara superior del absorbedor y las paredes del colector) el aire circula por convección natural, con un comportamiento equiparable al de un recinto rectangular calentado en su base, gobernado por h_{int1} .

En el canal inferior (formado por el cuerpo del colector y el absorbedor) circula el flujo forzado, determinado mediante h_{int2} .

3 SOLUCIÓN COMPUTACIONAL.

Los balances de energía en cubierta, absorbedor y fluido, expresados en el apartado anterior, serán utilizados en la simulación de un colector de perfil similar al representado en la Figura 4. Como ya se mencionó, el flujo de aire puede circular por arriba, por debajo del absorbedor, o en doble paso por arriba y debajo del absorbedor. Para el caso del colector con circulación de flujo por arriba del absorbedor, la separación absorbedor – fondo de la Figura 4 es igual nula, cabiendo la posibilidad de elegir absorbedores ondulados o planos.

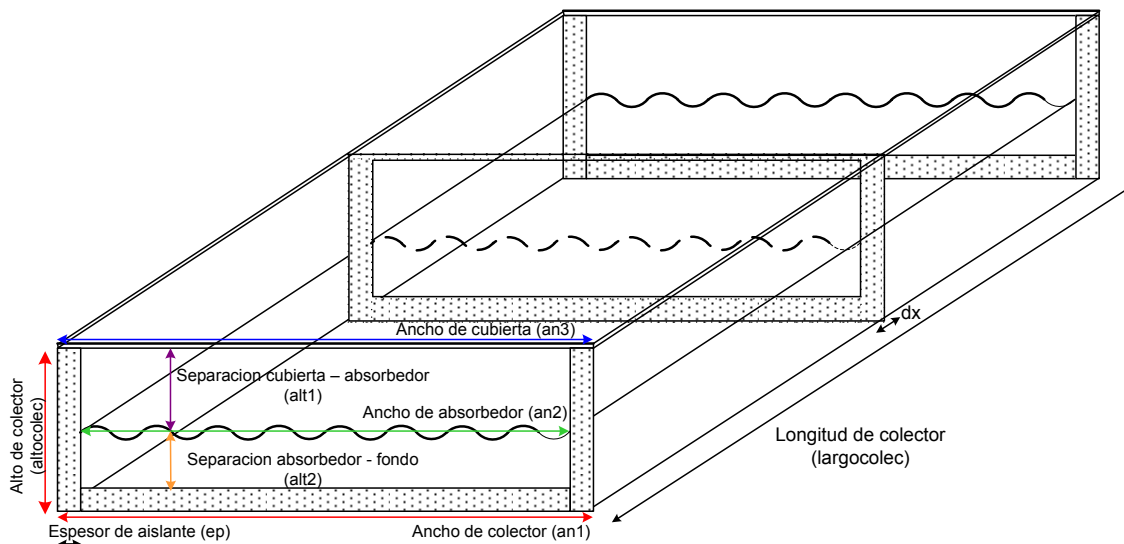


Figura 4: Esquema del colector simulado, con sus longitudes características.

3.1 Ecuaciones de balance:

Para un i -ésimo elemento de volumen, en cualquiera de las configuraciones, el balance de energía en la cubierta, ecuaciones (2) o (6), lleva a:

$$T_{c,i} = \frac{I\alpha_{cub} + h_{int1}T_{f,i} + h_w T_{amb,i} + h_{rcie} T_{cie,i} + F_{mc} h_{r1} T_{m,i}}{h_{int1} + h_w + h_{rcie} + F_{mc} h_{r1}} \quad (10)$$

Aunque el balance de energía en el absorbedor varía según la circulación de flujo, las ecuaciones (1) y (5) tienen un núcleo común. Por ello, la temperatura del absorbedor en el caso de flujo por arriba y debajo del absorbedor lleva a la siguiente expresión:

$$T_{m,i} = \frac{(\tau_c \alpha_a) I + h_{int1} T_{f1,i} + F_{mc} h_{r1} T_{c,i} + F_{mb} h_{r2} T_{b1,i} + h_{int2} T_{f2,i}}{h_{int1} + h_{int2} + F_{mc} h_{r1} + F_{mb} h_{r2}} \quad (11)$$

Esta expresión, derivada para flujo doble o flujo por debajo del absorbedor, también puede usarse en el caso del colector simple, donde el flujo de aire circula por arriba del absorbedor. Para ello deben anularse los coeficientes que representan la transferencia de energía entre el absorbedor y el fondo de colector, h_{int2} , h_{r2} .

A partir del balance del fluido por arriba del absorbedor, ecuaciones (3) y (7) se llega a la siguiente expresión para circulación por arriba del absorbedor:

$$T_{f1,i} = \frac{(\dot{m}_f C_f / an_2 dx) T_{f1,i-1} + h_{int1} T_{m,i} - h_{int1} T_{c,i}}{\dot{m}_f C_f / an_2 h_2 dx + h_{int1} + (h_{int1} / F_{mc})} \quad (12)$$

La expresión para la temperatura de flujo por abajo del absorbedor es similar a la ecuación (12), pero se deben reemplazar los términos que indican la interacción con cubierta por aquellos que representan la interacción con el cuerpo del colector. Para ello, se necesita intercambiar h_{int1} por h_{int2} , y F_{mc} por el factor de vista absorbedor – cuerpo, F_{mb} .

3.2 Coeficientes convectivos y radiativos:

Siguiendo a [Incropera et al., \(1996\)](#), el cálculo del coeficiente convectivo global para flujo forzado, h_1 se realiza a partir de la expresión:

$$Nu = 0.0239734 Re_{Dh}^{0.8} \left(\frac{\mu|_{T_f} \mu}{\mu|_{T_m}} \right)^{0.14} \quad (13)$$

En donde Re_{Dh} indica el número característico de Reynolds, evaluado en el diámetro hidráulico del ducto por el que circula el aire. Este diámetro hidráulico varía según el fluido circule por arriba, debajo, o por ambas caras del absorbedor.

En el caso en que el flujo de aire circule de manera forzada por debajo del absorbedor, se establece transferencia de calor por medio de convección natural para la masa de aire ubicada entre el absorbedor y la cubierta. De esta forma, el coeficiente de convección natural h_2 , es determinado por [Sopian, et al \(2009\)](#):

$$Nu = 0.061 Ra_y^{1/3} \quad (14)$$

Donde $Ra_y^{1/3}$ representa el número adimensionalizado de Raleigh, evaluado a la altura y (en el caso en mencionado, es alt_1). Recordando que Ra se calcula como:

$$Ra_y = \frac{g \beta (T_m - T_c) y^3}{\nu^2} Pr \quad (15)$$

Donde β es igual a $1/T_f$, expresado en K^{-1} , Pr indica el número de Prandtl para flujo de aire, asumido igual a 0.71, y ν representa la viscosidad cinemática del fluido.

De las expresiones 13 y 14, se encuentran los coeficientes convectivos correspondientes, de acuerdo a:

$$Nu_y = \frac{hk}{\nu}$$

De esta forma, el coeficiente convectivo para flujo forzado (ya sea por circulación del aire por arriba, debajo o por ambas caras del absorbedor) es:

$$h_{\text{int}} = 0.0239734 \text{Re}^{0.8} \left(\frac{\mu|_{T_f}}{\mu|_{T_m}} \right) \left(\frac{k_{\text{aire}}|_{T_f}}{D_h} \right) \quad (16)$$

Y el coeficiente convectivo para circulación natural en el recinto superior de un colector con flujo forzado por debajo del absorbedor, es:

$$h_{\text{int natural}} = 0.061 \text{Ra}^{0.8} \left(\frac{k_{\text{aire}}|_{T_f}}{\text{alt}2} \right) \quad (17)$$

Los coeficientes de intercambio radiativo se determinan según:

h_{r1} , que representa el intercambio radiativo cubierta – absorbedor, determinado a partir de:

$$h_{r1} = \frac{\sigma(T_m^2 + T_c^2)(T_m + T_c)}{1/\varepsilon_m - 1 + 1/F_{mc} + F_{mc}(1/\varepsilon_c - 1)} \quad (18)$$

En la cual ε_m y ε_c representan las emitancias de absorbedor y de cubierta, respectivamente, y F_{mc} representa el factor de forma absorbedor - cubierta. Los factores de vista F_{mc} y F_{cm} se estiman mediante la relación de reciprocidad, [Incropera et al. \(1996\)](#), utilizando las expresiones:

$$\begin{aligned} A_m F_{mc} &= A_c F_{cm}, \\ F_{mc} + F_{cm} &= 1. \end{aligned} \quad (19)$$

donde A_m representa el área del absorbedor, A_c el área de la cubierta F_{mc} representa el factor de vista absorbedor - cubierta y F_{cm} el factor de vista del cubierta - absorbedor.

El coeficiente h_{r2} , que representa el intercambio radiativo cubierta - cielo, se calcula mediante:

$$h_{r2} = \sigma \varepsilon_c (T_c^2 + T_{cie}^2)(T_c + T_{cie}) \quad (20)$$

Donde σ representa la constante de Stefan, ε_c indica la emisividad de la cubierta, T_c es la temperatura de la cubierta, y $T_{cie} = T_{amb} - 10$ °C, se refiere a la temperatura del cielo.

3.3 Condiciones de borde e iniciales:

Se supondrá la condición de borde de flujo constante, esto es, que toda la cara superior del absorbedor se encuentra uniformemente radiada. Además, se determinará la condición inicial de uniformidad de temperatura, con la cual todas las superficies del colector se encuentran a temperatura inicial igual al valor de temperatura ambiente.

Entonces, las condiciones iniciales y de borde del problema planteado son:

$$T_m(i, 0) = T_a \text{ condicion inicial para los } i \text{ nodos del absorbedor}$$

$$T_f(i, 0) = T_a \text{ condicion inicial para los } i \text{ nodos del flujo}$$

$$T_c(i, 0) = T_a \text{ condicion inicial para los } i \text{ nodos de la cubierta}$$

$$T_b(i, 0) = T_a \text{ condicion inicial para los } i \text{ nodos del cuerpo del colector}$$

$$I(\tau\alpha) = k \left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_x \quad \text{condicion de radiación constante en todos los puntos del absorbedor}$$

Mediante la resolución iterativa del conjunto de ecuaciones (10), (11), (12), sujeto a las condiciones de borde, se encuentran las temperaturas de flujo de aire, absorbedor, y cubierta a lo largo del colector.

Una vez determinadas las temperaturas del colector, puede calcularse la eficiencia térmica instantánea, η , para un volumen diferencial del colector, de acuerdo a la expresión:

$$\eta = \frac{Q_{\text{util}}}{Q_{\text{disponible}}} = \frac{\dot{m}_f C_f (T_{f,i} - T_{f,i-1})}{I(an_2 dx)} \quad (21)$$

De esta ecuación se puede ver que el cálculo de la eficiencia depende del flujo de aire que circula por el colector, m_f , de su capacidad calorífica C_f , y de la diferencia de temperaturas de flujo entre el nodo i -ésimo y el nodo anterior. Además, se requiere el valor de la radiación solar I , incidente sobre el elemento diferencial de cubierta, de área superficial ($an_2 dx$)

4 DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA DE PREDISEÑO DE COLECTORES SOLARES PLANOS.

En base al modelo físico descrito en el apartado anterior se programó una herramienta de prediseño de colectores solares de aire, utilizando los lineamientos del método de volúmenes de control (Patankar, 1980), bajo el entorno Visual Basic. Una versión ejecutable de la herramienta ha sido distribuida para uso de los alumnos de la Maestría en Energías Renovables, U.N.Sa, durante el dictado del módulo Energía Solar 1, (cohorte 2011) en la Universidad de Santiago del Estero.

Las variables de entrada que utiliza el programa se distinguen en tres grupos: variables de clima, variables de ubicación, y variables de construcción. Las variables climatológicas a considerar son la temperatura ambiente, la radiación solar media diaria y la velocidad del viento. Las variables de ubicación del prototipo quedan determinadas por la latitud y longitud del lugar, junto a la pendiente y al ángulo acimutal de la superficie de colección. Como variables de construcción se necesitan las dimensiones (alto, ancho y largo) del colector, de la cubierta, y de la placa absorbadora, además de definir los materiales (en función de las propiedades físicas necesarias) de la cubierta, absorbedor, y del cuerpo de colector.

Ya que el programa fue diseñado como una herramienta enfocada al diseño y análisis estacional, se programó una rutina de modelización de la radiación diaria media y radiación diaria horaria para un determinado día del año, basado en el modelo de cielo anisotrópico de Liu Jordan (Duffie et al. 2003). La rutina de Liu – Jordan programada utiliza como datos de entrada la radiación diaria media mensual, y la temperatura ambiente, también en medida diaria media mensual. En base a estos datos, y considerando la latitud y longitud del lugar, permite estimar la temperatura diaria media, la temperatura diaria media de cielo, las horas de sol del día, y la irradiación global, irradiación directa e irradiación difusa, para un determinado plano orientado y en un día cualquiera del año.

De esta forma, el programa de prediseño de colectores puede ser utilizado mediante la entrada de los datos estimados mediante Liu – Jordan, o utilizando datos medidos (temperatura ambiente, velocidad de viento y radiación solar global).

Una vez realizada la evaluación del recurso solar y variables ambientales, se definen las variables de construcción del colector. Con los datos de clima y construcción ya cargados, el programa ingresa en el modelo de cálculo, de acuerdo al diagrama de flujo de la Figura 5.

Por último, una vez realizado el diseño del colector, se realiza la evaluación del modelo,

evaluando los resultados obtenidos según la circulación de aire elegida.

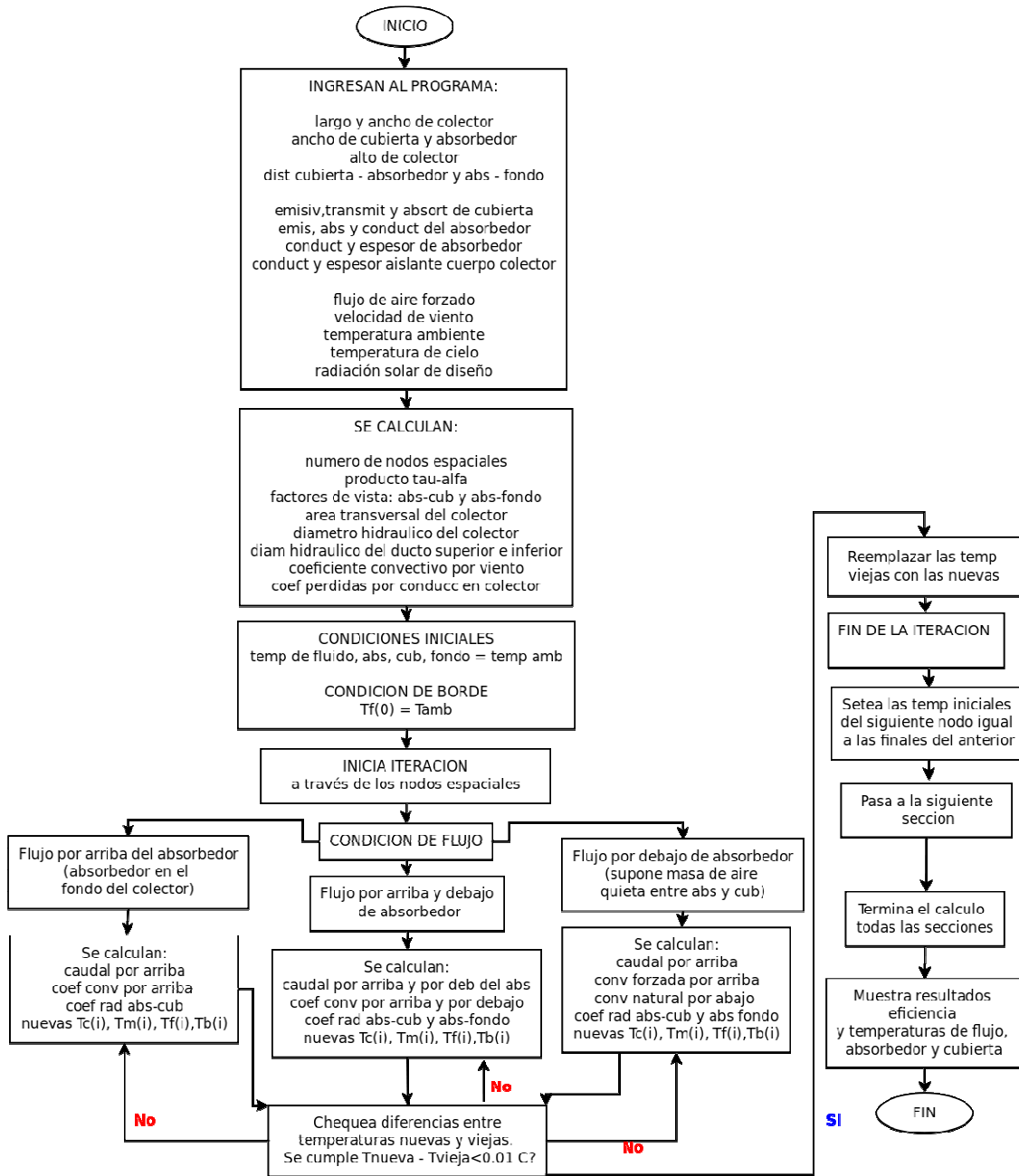


Figura 5: Diagrama de flujo para el modelo de colector.

4.1 Ejemplo de aplicación del programa

Como ejemplo de aplicación se diseñará un colector solar de paso de aire por arriba y abajo del absorbedor a utilizar en la ciudad de San Carlos, Salta, Argentina; con pendiente de 25° para el plano, orientado hacia el norte y diseñado para el día medio del mes de Julio.

Las dimensiones del colector son 10 m de largo, 0.08 m de alto, y 1 m de ancho. La cubierta, de policarbonato alveolar de 0.004 m de espesor, tiene una superficie de 1 m por 10 m, al igual que el absorbedor, que se supone construido en chapa galvanizada de 2 mm, pintada en negro mate. Por último, el cuerpo del colector se supone construido en chapa, con

aislación en lana de vidrio de 0.025 m de espesor.

En la pestaña “Recurso solar”, Figura 6, se realizan los cálculos mediante el modelo de Liu – Jordan: irradiación diaria media mensual, e irradiación horaria para el día de diseño; además de estimar la temperatura diaria y temperatura del cielo. Para ello se entran los datos geográficos del lugar: su latitud y longitud. Además, se definen los datos del plano del colector: pendiente, azimut, y el albedo del suelo. Por último, se ingresan los valores de temperatura diaria media mensual del lugar, y el día juliano en el que se va a simular.

Al evaluar la rutina mediante el botón “Cargar datos para el diseño de colector”, el programa muestra los resultados medios mensuales de radiación total estimada sobre plano horizontal, H , la radiación sobre plano inclinado, H_{plano} , y temperatura ambiente T_{amb} . Además arroja los resultados horarios de H_{total} , $H_{directa}$ y H_{difusa} , junto a la radiación horaria I_{max} , I_{min} y la hora de salida y puesta del sol para el día del año elegido, como muestra la captura de pantalla de la Figura 6. De esta forma, se tiene un primer estimado del recurso disponible, las horas de sol, y temperaturas de cielo y ambiente para el día diseñado, considerando la orientación del plano del colector, y su pendiente.

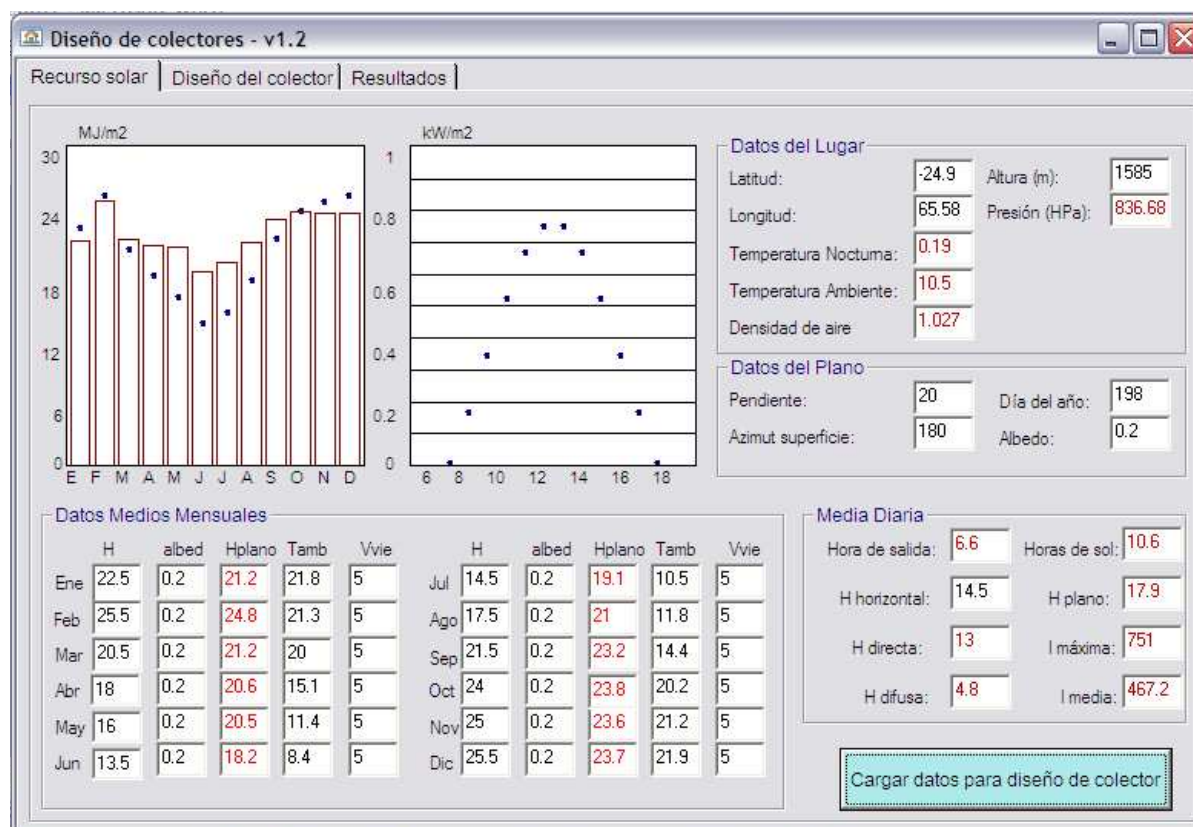


Figura 6: Pantalla de Recurso solar, evaluado en la localidad de San Carlos, Salta, en Julio.

Como es de suponer, la evaluación del recurso solar disponible, de las temperaturas del ambiente y del cielo, y de la velocidad de viento en el lugar de la instalación es de vital importancia, ya que definen la energía disponible y las fuentes de temperatura a las que se dirigen las pérdidas de calor. Además, la variación de la pendiente y acimut del plano modifican los valores de irradiación incidentes, permitiendo analizar el comportamiento estacional del colector a diseñar.

La siguiente pantalla, Figura 7, muestra la pestaña “Diseño del colector”. Aquí se definen las dimensiones del colector: alto, ancho, largo, y distancia de separación entre la cubierta y el

absorbedor, según lo indicado en el esquema de la [Figura 4](#), y las dimensiones (alto y ancho) de la cubierta y el absorbedor. Además se realiza la definición de los materiales, tanto para la cubierta como para el absorbedor, junto a la aislación del cuerpo del colector. Como ayuda, el programa incluye una selección de cubiertas, aislantes y materiales para absorbedor más usuales, de manera que al elegir alguno de estos, sus propiedades físicas (transmitancia, absorptancia, capacidad calorífica, conductividad) quedan definidas de manera automática.

El programa permite la posibilidad de diseño de colectores con absorbedores ondulados, o con aletas que favorezcan el intercambio de energía al fluido, mediante la definición de áreas distintas para el absorbedor y el cuerpo del colector. También se pueden realizar diseños con cubiertas curvas, muy comunes en invernaderos para almácigos, al modificar la relación entre las áreas de la cubierta y del absorbedor.

Figura 7: Pantalla de Diseño de colector.

Una vez caracterizado el diseño, el programa toma de forma automática los valores ambientales definidos en “Recurso solar”. Sin embargo, se permite variar las condiciones de diseño (que toman por defecto los valores de la pestaña Recurso solar) y el flujo de aire forzado en el colector. Así, se pueden cargar de forma manual, valores medidos in-situ.

En la captura de la [Figura 8](#) se muestra la pantalla de resultados de la simulación. En ella se presenta la elección del paso de flujo de aire, ya sea por arriba, debajo, o por ambos lados del absorbedor. Una vez realizada la elección de flujo, al hacer clic en “Calcular y graficar”, el programa muestra en pantalla los resultados a la salida del colector para las variables de temperatura de flujo (por arriba, abajo o arriba y abajo del absorbedor), temperatura del fondo del colector, caudal y velocidad de aire, además de indicar la eficiencia instantánea del colector, de acuerdo a la ecuación (21). Los resultados del diseño, junto a sus dimensiones y materiales, se almacenan en un archivo de texto plano, a través del botón “Generar reporte”.

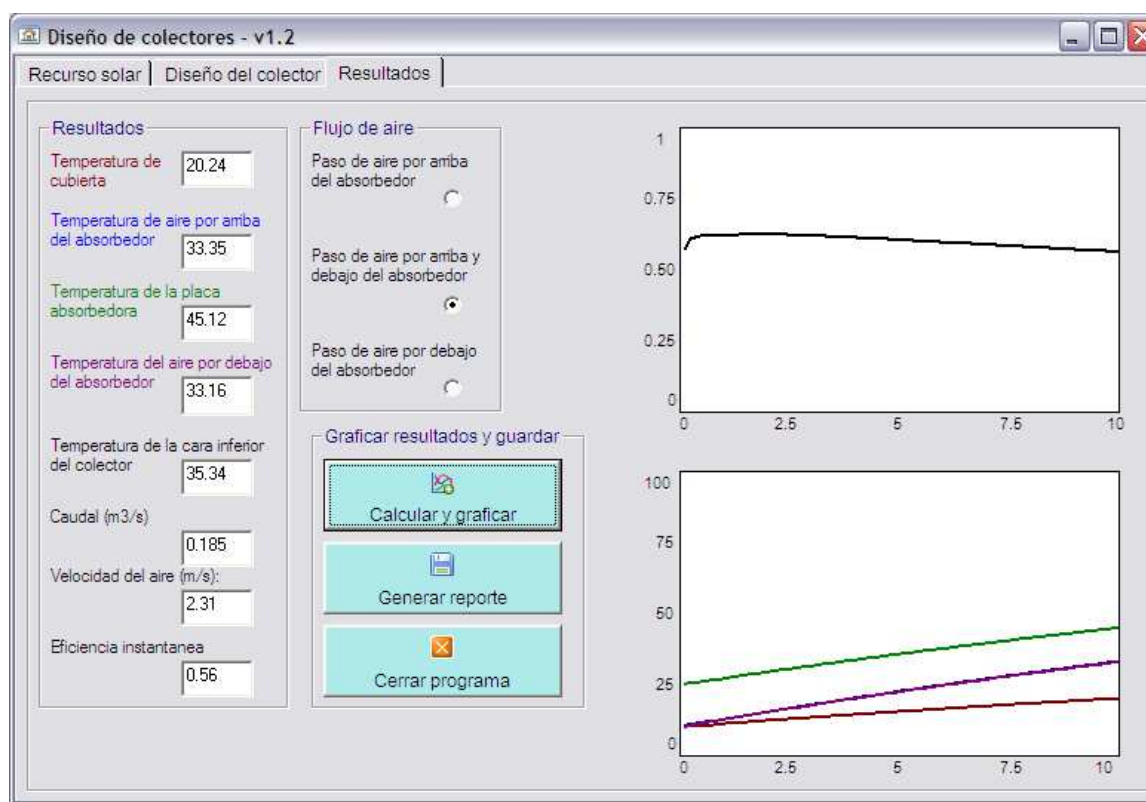


Figura 8: Pantalla de Resultados. Se muestran resultados de temperatura y eficiencia térmica.

4.2 Comparación de resultados simulados con una experiencia.

A continuación se compararán los resultados obtenidos de la simulación del colector dimensionado en el apartado anterior, con los resultados medidos en un colector solar ya construido, con paso doble de aire, cubierta de policarbonato alveolar y absorbedor en chapa galvanizada, construido con las mismas dimensiones y materiales del colector prediseñado, y ubicado en el Valle Calchaquí (San Carlos, Salta).

El colector construido fue ensayado en circuito cerrado, de forma tal que el aire a la salida del colector circula de manera forzada por un ventilador, ingresando en un intercambiador donde cede parte de su energía, y luego es redirigido hacia la entrada del colector, para realizar un nuevo ciclo.

El ensayo se realizó durante el mediodía solar del 21 de Setiembre de 2011, sensándose valores de temperatura de aire en la entrada del colector, y temperatura de aire a la salida (por debajo y arriba del absorbedor), junto a valores de radiación solar sobre el plano del colector, y velocidad de flujo de aire y viento. Los datos se tomaron de forma automatizada, con una frecuencia de un minuto, en un intervalo de cincuenta minutos.

Como el modelo es estacionario, solo se comparan los resultados simulados con las medidas realizadas en un intervalo pequeño, centrado al mediodía solar. De esta forma, los valores medidos de temperatura y radiación se comportan de forma cuasi-estacionaria, observándose diferencias medias menores al 10% entre valores de temperatura y de radiación.

Para llegar al ajuste de los valores simulados respecto a los valores medidos, se cargaron en una hoja de cálculo los resultados simulados, utilizando como entrada del prediseño los valores medidos de temperatura de entrada del aire, velocidad de viento, velocidad de flujo y radiación solar, durante el lapso de una hora.

Aunque los resultados obtenidos no son suficientes para validar el modelo desarrollado, se observa un buen ajuste entre los valores medidos y los simulados. Esto puede reflejarse en la Figura 9, donde se muestran los resultados medidos de temperatura de flujo de aire en la salida del colector de paso doble, junto a los resultados simulados de temperatura de aire y de placa absorbidora, a la entrada y salida del colector prediseñado.

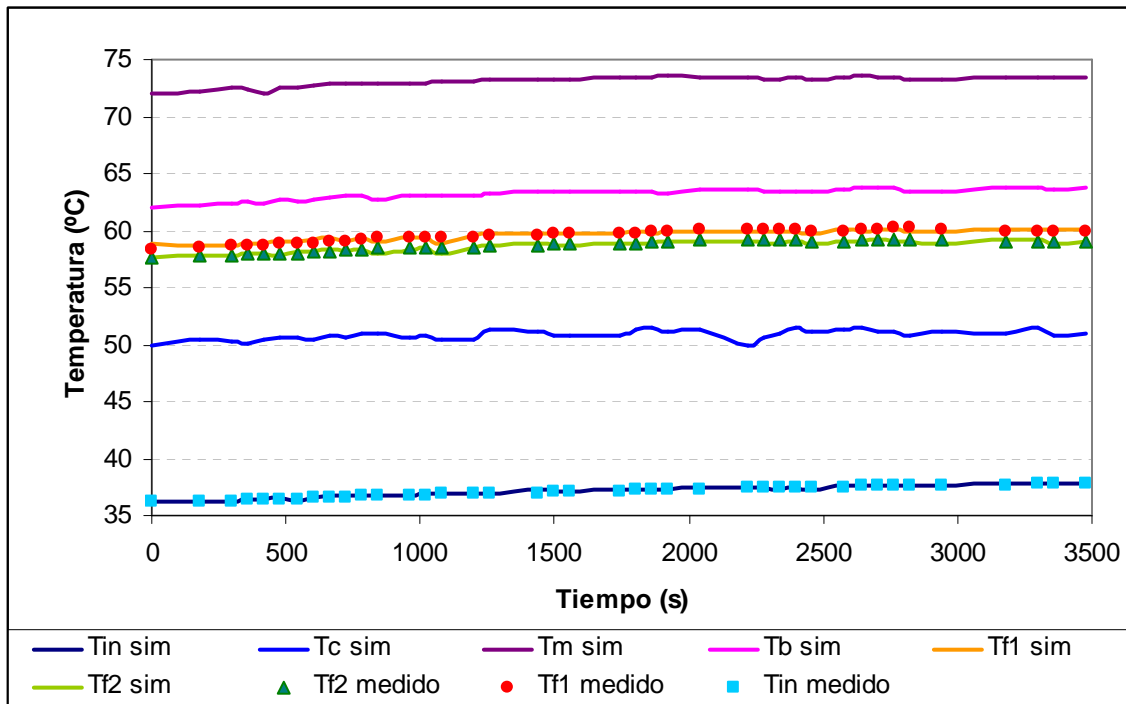


Figura 9: Comparación entre valores de temperatura de flujo de aire simulados y medidos a la salida del colector. Se muestran valores simulados de temperatura de absorbedor, cubierta y cuerpo de colector, simulados a la salida del colector.

5 CONCLUSIONES

En este trabajo se ha mostrado un modelo físico estacionario de colector solar de aire. La aplicación de balances de energía en las superficies que forman al colector solar lleva a un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias acopladas. Para la resolución del conjunto de ecuaciones diferenciales se ha aplicado el método de volúmenes de control, discretizando la longitud del colector en volúmenes de 20 cm de longitud.

Se desarrolló un programa de prediseño de colectores solares de aire, que permite realizar el diseño estacional de un prototipo, considerando como entrada las variables geográficas (latitud, longitud, acimut, pendiente y albedo), variables ambientales (temperatura ambiente, velocidad de viento, radiación solar), y variables constructivas del colector (dimensiones y materiales, caracterizados mediante sus propiedades termofísicas). Además, se ha incorporado al programa una rutina de estimación de la radiación solar mediante el método de cielo anisotrópico de Liu y Jordan, lo que permite estimar los datos de radiación solar diaria media mensual sobre plano de colector, radiación horaria, y temperatura ambiente diaria y nocturna.

Como aplicación de la herramienta, se ha realizado un prediseño de un colector solar de doble circulación de aire, de 10 metros de largo, 1 m de ancho y 0,1 m de alto, con circulación de flujo de aire por arriba y debajo del absorbedor, localizado en los Valles Calchaquíes, San Carlos, Salta.

Se considera que la herramienta de prediseño es adecuada, y que permite identificar y analizar las variables de importancia en el diseño estacional de un colector solar de aire, permitiendo realizar toma de decisiones respecto a la factibilidad del diseño realizado. A tal fin, la integración de la herramienta en el dictado del módulo Energía Solar 1 de la Maestría en Energías Renovables, ha resultado ser útil, pues permite que los alumnos se familiaricen con el análisis de las variables que afectan el rendimiento de un colector solar (temperatura de entrada, pendiente, flujo de aire, radiación solar disponible, etc.)

Los resultados de la simulación han sido comparados con las medidas realizadas en un colector de dimensiones y materiales iguales a las del colector simulado, ubicado en la localidad de San Carlos, Salta. El colector fue ensayado en circuito cerrado, sensándose valores de temperatura de aire a la entrada, temperatura del aire a la salida del colector (por debajo y arriba del absorbedor), radiación solar sobre el plano del colector, y velocidad de viento. De esta forma, los valores de temperatura de entrada, radiación solar, y velocidad de viento se utilizaron como entrada del prediseño, obteniéndose valores simulados de temperatura de aire por arriba y debajo del absorbedor, temperatura de cubierta, temperatura de placa absorbedora, y la temperatura del cuerpo del colector.

Los resultados obtenidos en la simulación muestran un acuerdo aceptable con los valores medidos. Sin embargo, no se considera validado al modelo de colector, para lo cual deben realizarse más ensayos.

Por último, como trabajo futuro se planea ampliar el comportamiento del modelo a un modelo transitorio, que permita encontrar resultados diarios variables con el tiempo.

Nomenclatura:

h_{int1} coeficiente convección absorbedor – flujo (flujo de aire por arriba del absorbedor).

h_{int2} coeficiente convección absorbedor – flujo (flujo de aire por debajo del absorbedor).

h_w coeficiente de convección debido al viento.

T_{amb} temperatura ambiente.

h_{r1} coeficiente de intercambio radiativo absorbedor – cubierta.

h_{r2} coeficiente de intercambio radiativo radiación – fondo del colector.

h_{rcie} coeficiente de intercambio radiativo cubierta - cielo

I intensidad de la radiación solar.

$(\tau_{cub} \alpha_{abs})$ producto efectivo transmitancia (cubierta) – absortancia (absorbedor).

$(an_2 dx)$ área superficial de elemento diferencial en el colector.

m_f flujo másico del aire.

$T_{m,i}$ temperatura de un nodo i-esimo del absorbedor.

$T_{f,i}$ temperatura de flujo de un nodo i-esimo.

$T_{c,i}$ temperatura de un nodo i-esimo de la cubierta.

REFERENCIAS

- Condorí, M., Modelo estacionario de un colector solar con acumulación en el absorbedor. *Avances en Energías Renovables y Ambientales*. 15: 237-245. 2003.
- Duffie J, Beckman R., *Solar Engineering of Thermal Processes*. McGraw Hill. 2003.
- Incropera F., De Witt, D., *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Prentice Hall. 1999.
- Karsli, S. Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. *Renewable Energy* 32: 1645–1660. 2006.
- Kolb, A., Winter, E. R., Viskanta, R. Experimental studies on a solar air collector with metal

- matrix absorber. *Solar Energy* 65: 91–98. 1999.
- Leon M, Kumar S,. Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors. *Solar Energy*, 81:62-75. 2006.
- Murty M. A review of new technologies, models and experimental investigations of solar driers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 13: 835-844. 2009.
- Madhlopa A., A solar air heater with composite–absorber systems for food dehydration. *Renewable Energy*. 27: 27-37. 2002.
- Patankar, S. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw Hill. 1980.
- Pfaffertot J., Herkel S., Thermal building behaviour in summer: long-term data evaluation using simplified models. *Energy and Buildings*. 37:844-852. 2005
- Sopian K., Alghoul M.A, Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–nonporous media. *Renewable Energy* 34: 640–645. 2009.