

**UNIDAD DE APOYO TÉCNICO
PARA EL SANEAMIENTO BÁSICO DEL ÁREA RURAL**

**TEORÍA PARA EL DISEÑO DE
CALENTADORES SOLARES DE AGUA**



Centro Panamericano de Ingeniería Sanitaria y Ciencias del Ambiente
Área de Desarrollo Sostenible y Salud Ambiental
Organización Panamericana de la Salud
Oficina Sanitaria Panamericana – Oficina Regional de la
Organización Mundial de la Salud

Auspiciado por:



Agencia Suiza para el
Desarrollo y la Cooperación

UNIDAD DE APOYO TÉCNICO PARA
EL SANEAMIENTO BÁSICO DEL ÁREA RURAL

TEORÍA PARA EL DISEÑO DE CALENTADORES SOLARES DE AGUA

Sixto Guevara Vásquez
UNATSABAR – OPS/CEPIS



Centro Panamericano de Ingeniería Sanitaria y Ciencias del Ambiente
Área de Desarrollo Sostenible y Salud Ambiental
Organización Panamericana de la Salud
Oficina Sanitaria Panamericana – Oficina Regional de la
Organización Mundial de la Salud

Auspiciado por la Agencia Suiza para el Desarrollo y la Cooperación

Lima, 2003

Tabla de contenido

| | Página |
|---|---------------|
| 1. Introducción | 3 |
| 2. Conceptos previos | 3 |
| 2.1 Radiación solar | 3 |
| 2.2 Balance de energía en el calentador solar | 4 |
| 3. Balance de energía en colector solar | 6 |
| 3.1 Coeficiente total de transferencia de calor | 7 |
| 3.1.1 Conductancia en la parte inferior, Ufo | 8 |
| 3.1.2 Conductancia en la parte superior Usup | 8 |
| 3.1.3 Conductancia en la parte lateral Ul | 10 |
| 3.2 Temperatura a lo largo del tubo y el factor de eficiencia del colector | 11 |
| 3.3 Distribución de la temperatura del agua a lo largo del tubo | 15 |
| 3.4 Factor de remoción de calor | 16 |
| 4. Pérdidas de calor en el depósito de almacenamiento y las conexiones..... | 17 |
| 4.1 Depósito de almacenamiento | 17 |
| 4.2 Conexiones | 17 |
| 5. Circulación natural del agua en el calentador solar | 17 |
| 5.1 Ubicación del depósito de almacenamiento respecto al colector solar | 18 |
| 5.2 Altura de presión de la circulación natural | 18 |
| 5.2.1 Altura de presión debido al cambio de densidad del agua en el colector solar | 18 |
| 5.3 Pérdidas de carga | 19 |
| 6. Desarrollo de la OPS/CEPIS..... | 20 |
| 7. Referencia bibliográfica | 20 |
| Anexo 1. Simbologías empleadas | 21 |

TEORÍA PARA EL DISEÑO DE CALENTADORES SOLARES DE AGUA

1. Introducción

En este documento se presentan brevemente las formulaciones acerca de la teoría de calentadores solares de agua que describen los fenómenos físicos que se producen en el aprovechamiento de la energía solar.

La recopilación de la información presentada está enfocada en un modelo de calentador solar con colector plano tipo rejilla y de circulación natural. Antes, se analizan algunos conceptos previos sobre radiación solar y balance de energía en el calentador solar con el objetivo de ayudar a la comprensión de las formulaciones tratadas en este documento.

El contenido principal del documento gira en torno al análisis de tres puntos: i) balance de energía en el colector solar plano, ii) pérdidas de calor en las conexiones y en el depósito de almacenamiento, y iii) circulación natural del líquido en el calentador solar. En el análisis se tiene en cuenta los parámetros más importantes que influyen en el diseño del calentador solar, tales como: radiación solar, temperatura ambiental, material de los tubos, distancia entre tubos, número de cubiertas de vidrio, material del aislante, espesor del aislante, ubicación del depósito de almacenamiento respecto al colector y volumen del depósito de almacenamiento.

Este es un documento técnico, realizado gracias al apoyo de la Agencia Suiza para el Desarrollo y la Cooperación (COSUDE).

2. Conceptos previos

2.1 Radiación solar

La energía solar, como recurso energético terrestre, está constituida simplemente por la porción de luz que emite el Sol y que es interceptada por la Tierra.

La intensidad de la radiación solar en el borde exterior de la atmósfera, considerando la distancia promedio entre la Tierra y el Sol, se llama constante solar, y su valor medio es 1353 W/m^2 , la cual varía en un 0,2% en un período de 30 años. La intensidad de energía real disponible en la superficie terrestre es menor que la constante solar, siendo alrededor de 1000 W/m^2 , debido a la absorción y a la dispersión de la radiación que origina la interacción de los fotones con la atmósfera. Esta porción de energía se conoce como radiación directa.

Otra parte de la energía solar que llega a la superficie de la tierra se denomina radiación difusa que es aquella energía solar reflejada por la atmósfera terrestre, en especial por las nubes.

Además, a nivel del suelo se tiene la radiación reflejada que es parte de la energía reflejada por los objetos terrestres. Por ejemplo, la proveniente de una pared blanca, un charco de agua o un lago, etc.

Radiación total es la suma de las radiaciones directa, difusa y reflejada que se reciben sobre una superficie.

De otra parte, en el diseño de calentadores solares, la radiación que interesa es la que llega a la parte superior de la superficie horizontal del colector solar. En este caso, se puede considerar la falta de radiación reflejada y por lo tanto, la energía que recibe el colector solar se le denomina como radiación global.

De este modo, la radiación global es la suma de las radiaciones directa y difusa.

Un caso particular, pero de mucho interés en el estudio de calentadores solares, es la radiación total sobre una superficie horizontal expuesto hacia el sol. En este caso puede considerarse que no existe radiación reflejada y se conoce también como radiación global. Por tanto, la radiación global es la suma de la directa más la difusa, esta radiación global es la que se aprovecha en colectores planos.

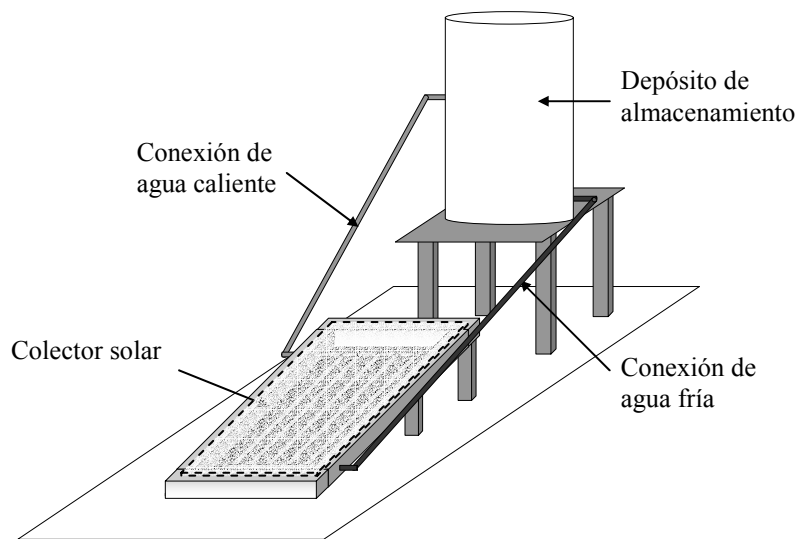


Figura 1. Partes del calentador solar

2.2 Balance de energía en el calentador solar

El balance de energía tiene como objetivo determinar el calor útil transmitido al agua para establecer la eficiencia del calentador solar. El calor útil q_{util} , empleado para calentar el agua del depósito de almacenamiento, es una parte de la radiación global incidente sobre el colector solar H_{TA_e} ; la otra parte es calor disipado al ambiente: i) por el colector solar q_{cs} , ii) por el depósito de almacenamiento q_{da} y iii) por las conexiones q_{cx} . En la figura 1 se presentan las partes del calentador solar y en la figura 2 se muestra un diagrama del balance de energía.

Este balance de energía se expresa analíticamente como:

$$H_T A_e = q_{\text{útil}} + q_{cs} + q_{da} + q_{cx} \quad (1)$$

El calor útil introducido en la ecuación 1 está representado por el flujo de agua m' en el calentador y las temperaturas de entrada y salida del depósito de almacenamiento T_{fe} , T_{fs} .

$$q_{\text{útil}} = m C_p (T_{fe} - T_{fs}) \quad (2)$$

Donde: C_p = capacidad calorífica del agua

La eficiencia del calentador se define, entonces, como el porcentaje de la radiación solar global incidente sobre la superficie efectiva del colector y que es aprovechado como calor útil.

$$\eta_c = \frac{\text{calor aprovechado}}{\text{radiación solar incidente}}$$

$$\eta_c = \frac{q_{\text{útil}}}{H_T A_e} \quad (3)$$

En la práctica la eficiencia se determina experimentalmente en un intervalo finito de tiempo; para fines de diseño el período de evaluación t puede ser de un día o un tiempo mayor. Así, los valores puntuales obtenidos durante el periodo de evaluación son integrados mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \frac{\int_0^t q_{\text{útil}} dt}{\int_0^t H_T A_e dt} \quad (4)$$

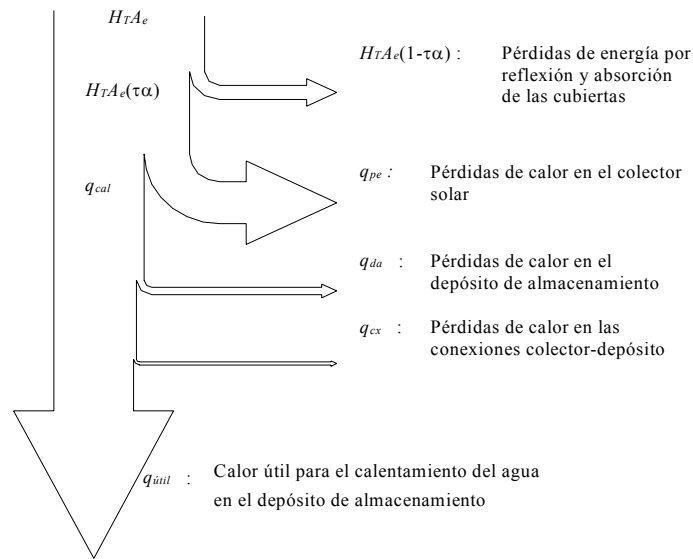


Figura 2.-Diagrama del balance de energía en el calentador solar

3. Balance de energía en el colector solar

La radiación global que incide sobre el colector solar $H_T A_e$, disminuye su valor como resultado de las características propias de reflexión y absorción de la cubierta del colector; de ahí que, este valor, es corregido por un factor $(\tau \alpha)$. Parte de esta radiación, $H_T A_e (\tau \alpha)$, es empleada como calor para calentar el agua q_{cal} ; la parte restante constituye el almacenamiento de energía en el colector mismo dU/dt , que usualmente es despreciable; así como, las pérdidas de calor hacia el ambiente por conducción, convección y re-radiación q_{pe} .

$$H_T A_e (\tau \alpha) = q_{cal} + q_{pe} + \frac{dU}{dt} \quad (5)$$

Donde :

$$dU/dt \approx 0$$

Por lo que, la ecuación 5 se transforma en:

$$H_T A_e (\tau \alpha) = q_{cal} + q_{pe} \quad (6)$$

Relacionando las ecuaciones 6 y 1, se obtiene:

$$q_{cs} (\tau \alpha) = q_{pe} \quad (7)$$

$$\frac{q_{cal}}{(\tau \alpha)} = q_{util} + q_{da} + q_{cx} \quad (8)$$

Para la determinación del calor de calentamiento del agua en el colector solar es necesario determinar las pérdidas de calor en el colector mediante la siguiente ecuación:

$$q_{pe} = U_L A_{cs} (T_p - T_a) \quad (9)$$

Donde :

- U_L = coeficiente total de transferencia de calor
- A_{cs} = área del colector solar
- T_p = temperatura promedio de la placa de absorción
- T_a = temperatura ambiental

El coeficiente total de transferencia de calor U_L se determina a partir de la temperatura promedio de la placa de absorción, la cual a su vez, requiere la determinación de la temperatura del tubo y del agua a lo largo de todo el tubo y del factor de remoción de calor.

3.1 Coeficiente total de transferencia de calor U_L

La evaluación numérica del coeficiente total de transferencia de calor U_L requiere determinar las conductancias inferior, superior y lateral en el colector solar.

En la figura 3 se muestra el circuito térmico de un colector solar plano que ayuda a visualizar los fenómenos físicos que se producen en el colector solar y así, a partir de este circuito se plantean las ecuaciones de las conductancias.

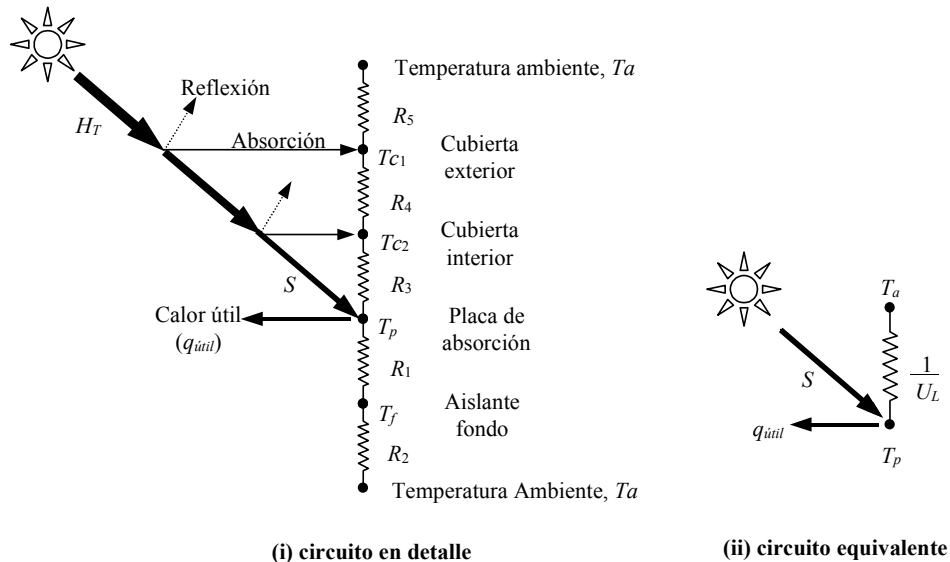


Figura 3. Circuito térmico de un colector solar plano con dos cubiertas

3.1.1 Conductancia en la parte inferior, U_{fo}

La conductancia se evalúa conociendo la resistencia térmica conductiva R_1 y la resistencia térmica convectiva R_2 .

$$U_{fo} = \frac{1}{R_1 + R_2}$$

R_1 está dado por la conductividad del aislante k_a , y la longitud transversal del mismo l ; R_2 está dado por el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre la placa de absorción y el ambiente, el cual en colectores bien aislados es despreciable.

$$R_1 = l/k_a$$

$$R_2 = 1/h_{fo}$$

Si $R_2 \ll R_1$ entonces R_2 se desprecia; por lo que la conductancia en la parte inferior sería:

$$U_{fo} = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{l} \quad (10)$$

3.1.2 Conductancia en la parte superior U_{sup}

Esta conductancia se evalúa determinando las resistencias térmicas R_3 , R_4 , y R_5 , las cuales se muestran en la figura 3. El calor se transfiere entre la placa de absorción y la cubierta interior por convección y radiación en forma paralela; esto mismo, también ocurre entre las dos cubiertas, interior y exterior. Los mismos mecanismos de transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta exterior hacia el ambiente.

$$U_{sup} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} \quad (11)$$

R_3 : Resistencia térmica entre la placa de absorción y la cubierta interior:

$$R_3 = \frac{T_p - T_{C2}}{(\bar{h}_{C2} + h_{R2})(T_p - T_{C1})} \quad (12)$$

Donde:

$$h_{R2} = \frac{\sigma(T_p + T_{C2})(T_p^2 + T_{C2}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{C2}} - 1}$$

- σ = constante de Boltzman
 T_p = temperatura promedio de la placa de absorción
 T_{C1} = temperatura promedio de la cubierta exterior
 T_{C2} = temperatura promedio de la cubierta interior
 \bar{h}_{c2} = coeficiente de transferencia de calor entre la placa de absorción y la cubierta interior
 h_{R2} = coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa de absorción y la cubierta interior
 ε_{C2} = emitancia de la cubierta interior
 ε_p = emitancia de la placa de absorción en el infrarrojo

R₄: Resistencia térmica entre la *cubierta* exterior y la cubierta interior:

$$R_4 = \frac{T_{C2} - T_{C1}}{(\bar{h}_{C1} + h_{R1})(T_{C2} - T_{C1})} \quad (13)$$

Donde :

$$h_{R1} = \frac{\sigma(T_{C1} + T_{C2})(T_{C1}^2 + T_{C2}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{C2}} + \frac{1}{\varepsilon_{C1}} - 1}$$

- ε_{C1} = emitancia de la cubierta exterior
 \bar{h}_{C1} = coeficiente de transferencia de calor entre las cubiertas exterior e interior
 h_{R1} = coeficiente de transferencia de calor por radiación entre las cubiertas exterior e interior

R₅: Resistencia térmica entre la cubierta exterior y el ambiente:

$$R_5 = \frac{T_{C1} - T_a}{(h_{c\infty} + h_{fir})(T_{C1} - T_a)} \quad (14)$$

Donde:

- $h_{fir} = \sigma\varepsilon_{C1}(T_{C1} + T_a)(T_{C1}^2 + T_a^2)$
 T_a = temperatura ambiental
 $h_{c\infty}$ = coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente
 h_{fir} = coeficiente de transferencia de calor por radiación entre las cubiertas exterior e interior.

El proceso de cálculo de R₃, R₄ y R₅ es iterativo, además requiere de datos como las temperaturas de las cubiertas y los coeficientes convectivos de transferencia de calor, que por lo general son difíciles de evaluar; esto hace que el cálculo de estas resistencias térmicas sea complicado.

La ecuación propuesta por Hottel y Wertz para el cálculo de la conductancia por la parte superior, simplifica el procedimiento indicado anteriormente. Esta ecuación se utiliza para temperaturas de la placa de absorción entre 25 y 225 °C, con un margen de error aproximado de $\pm 0,3 \text{ W/m}^2$.

$$U_{\text{sup}} = \left[\frac{N}{\left(\frac{C}{T_p}\right)\left(\frac{T_p - T_a}{N + f}\right)^e} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\varepsilon_p + 0,00591Nh_v]^1 + \frac{(2N + f - 1)}{\varepsilon_c} - N}$$

(15)

Donde :

$$\bar{h}_v = 5,7 + 3,8 \times v_v$$

$$f = (1 - 0,04\bar{h}_v + 0,0005\bar{h}_v^2)(1 + 0,058N)$$

$C = 520(1 - 0,000051\beta^2)$ para $0^\circ < \beta < 70^\circ$; para $70^\circ < \beta < 90^\circ$ usar un valor de $\beta = 70^\circ$

$$e = 0,43 \left(1 - \frac{100}{T_p} \right)$$

β = ángulo de inclinación del colector

N = número de cubiertas

\bar{h}_v = coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire y el colector

ε_c = emitancia de las cubiertas en el infrarrojo

T_p = temperatura promedio de la placa de absorción

3.1.3 Conductancia en la parte lateral U_l .

Las pérdidas de calor a través de los lados del colector se evalúan de manera similar, aplicando la siguiente ecuación:

$$q_{\text{lados}} = U_l A_c (T_p - T_a) = \frac{k_a' h P}{l'} (T_p - T_a) \quad (16)$$

Donde:

$$U_l = \frac{k_a' h P}{l' A_c}$$

P = perímetro del colector solar

h = altura del colector solar

l' = espesor del aislante por los lados

k_a' = conductividad del aislante lateral

Finalmente, la evaluación del coeficiente total de transferencia de calor para todo el colector está representada por la sumatoria de las tres conductancias indicadas anteriormente; es decir, inferior, superior y lateral.

$$U_L = U_{fo} + U_{sup} + U_l \quad (17)$$

3.2 Temperatura a lo largo del tubo y factor de eficiencia del colector

Un balance de energía en la placa de absorción (ver figura 4) muestra que, para un plano perpendicular al flujo, se cumple la siguiente ecuación:

$$(q'' \delta(1))_x - (q'' \delta(1))_{x+\Delta x} + S\Delta x(1) - U_L(T - T_a)\Delta x(1) = 0 \quad (18)$$

Donde :

$$S = H_T (\tau\alpha)$$

H_T = radiación solar global

δ = espesor de la placa de absorción

Δx = elemento del ancho de la placa de absorción

T = temperatura del elemento (Δx)

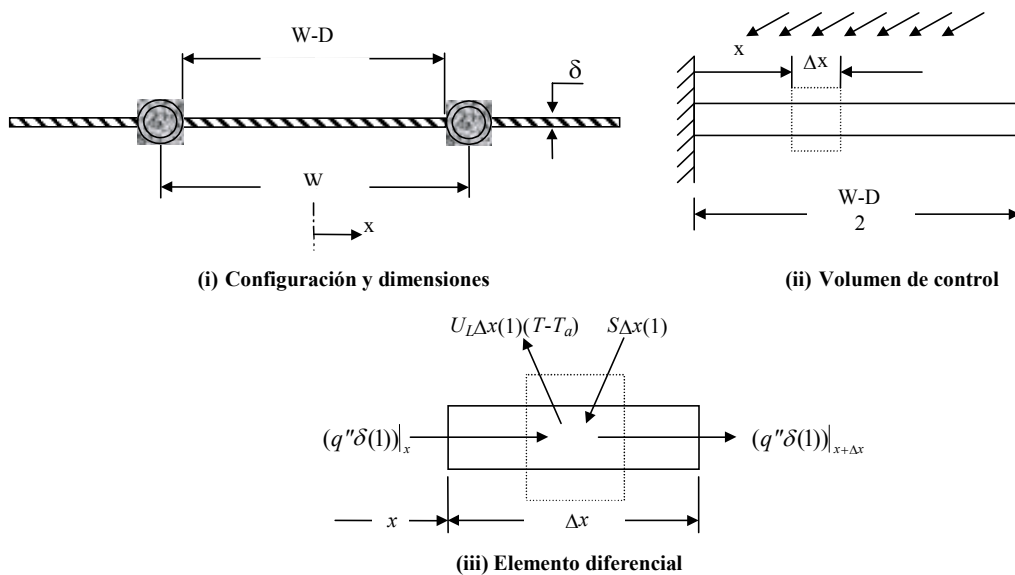


Figura 4.- Balance de energía en la placa absorción

Dividiendo la ecuación 18 entre Δx y haciendo $\Delta x \rightarrow 0$, se obtiene que:

$$-\delta \frac{dq''}{dx} + S - U_L(T - T_a) = 0 \quad (19)$$

Donde :

$$q'' = -k \frac{dT}{dx}$$

k = coeficiente de conductividad térmica de la placa de absorción

q'' = calor por unidad de área que fluye por conducción de la placa de absorción hacia el tubo

Reemplazando el valor de q'' en la ecuación 18, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad (20)$$

Esta ecuación diferencial requiere de dos condiciones de frontera, ver figura 6.

a)

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0 \quad (21)$$

b) Si la temperatura de la placa en la vecindad del tubo es T_b :

$$T = T_b \Big|_{x = \frac{W-D}{2}} \quad (22)$$

Resolviendo la ecuación 20 con las condiciones de frontera establecidas se obtiene que:

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh(cx)}{\cosh[c(W-D)/2]} \quad (23)$$

Donde se define el parámetro c de la siguiente manera:

$$c^2 = \frac{U_L}{k}$$

La ecuación 23 permite conocer la temperatura T en la placa de absorción a lo largo de x para cualquier posición y y a lo largo del flujo. De esta ecuación se concluye que, el máximo de temperatura en la placa ocurre entre los dos tubos, para $x = 0$, tal como se observa en la figura 5.

De la ecuación 19 se deduce el calor por unidad de longitud que fluye por conducción a lo largo de la placa de absorción hacia uno de los tubos q'_{cond} , esto es:

$$q'_{cond} = q''\delta\Big|_{\frac{W-D}{2}} - (-q''\delta)\Big|_{\frac{W-D}{2}} = -2k\frac{dT}{dx}\Big|_{\frac{W-D}{2}} \quad (24)$$

Derivando la ecuación (23) se obtiene el dT/dx , con lo cual se obtiene:

$$q'_{cond.} = (W - D)[S - U_L(T_b - T_a)]\frac{\tanh c(W - D)/2}{c(W - D)/2} \quad (25)$$

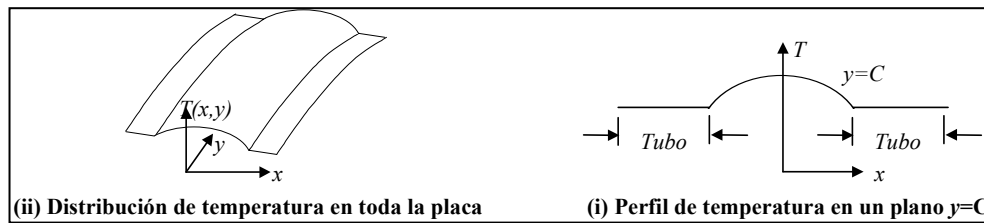


Figura 5.- Distribución de la temperatura en la placa de absorción

Se define F como la eficiencia geométrica de una superficie plana. Así:

$$F = \frac{\tanh [c(W - D) / 2]}{c(W - D) / 2} \quad (26)$$

La eficiencia geométrica F varía de acuerdo al parámetro $c(W-D)/2$, según se muestra en la figura 6.

Haciendo uso de la definición para la eficiencia de una superficie plana, la ecuación 25 se convierte en:

$$q'_{cond} = (W - D)F[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (27)$$

Debido a que el tubo recibe radiación solar por la parte superior.

$$q'_{rad} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (28)$$

Sumando las ecuaciones (27) y (28) se obtiene:

$$q'_{cal} = q'_{cond} + q'_{rad} = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (29)$$

Este calor de calentamiento por unidad de longitud q'_{cal} , es transferido al agua. Así, este calor de calentamiento se presenta en términos de la resistencia térmica de convección que presenta la interfase tubo-agua, mediante la siguiente ecuación.

$$q'_{cal} = \pi D_i h_f (T_b - T_f) \quad (30)$$

Donde:

T_f = temperatura del fluido en cualquier posición
 D_i = diámetro interior del tubo
 h_f = coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfase tubo-fluido

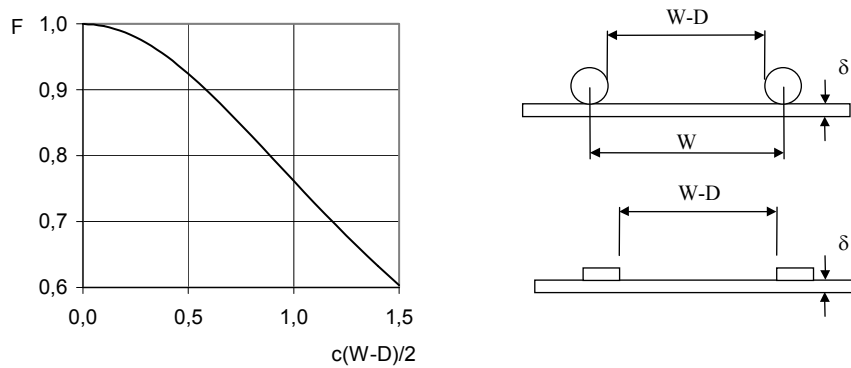


Figura 6.- Variación de la eficiencia geométrica en función del parámetro $c(W-D)/2$

Las ecuaciones 29 y 30 se combinan para determinar el calor de calentamiento del agua en términos de la temperatura ambiente y de la temperatura del agua. Despejando T_b en la ecuación 30 y sustituyendo en la ecuación 29 se obtiene que:

$$q'_{cal} = WF'[S - U_L(T_f - T_a)] \quad (31)$$

F' se conoce como el *factor de eficiencia del colector* y esta dado por la relación:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left\{ \frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right\}} \quad (32)$$

Físicamente, el numerador corresponde a la resistencia térmica entre la superficie del colector y el aire ambiente, mientras que el denominador constituye la resistencia térmica entre el fluido y el ambiente. El factor de eficiencia del colector F' es una función de F , h_f y U_L dependen ligeramente de la temperatura, por ello, F' se considera un parámetro de diseño.

3.3 Distribución de la temperatura del agua a lo largo del tubo

Un balance de energía en un elemento diferencial de agua dentro del tubo, tal como se muestra en la figura 7, indica que:

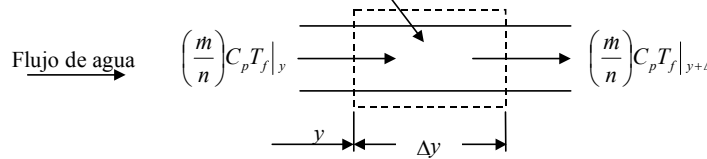
$$\left(\frac{\dot{m}}{n}\right)C_p T_f \Big|_y - \left(\frac{\dot{m}}{n}\right)C_p T_f \Big|_{y+\Delta y} + q'_{cal} \Delta y = 0 \quad (33)$$


Figura 7.- Balance de energía en un elemento diferencial de agua dentro del tubo

m/n es el flujo de masa de agua por cada tubo, haciendo $\Delta y \rightarrow 0$, de la ecuación 33 se obtiene:

$$mC_p \frac{dT_f}{dy} - nWF'[S - U_L(T_f - T_a)] = 0 \quad (34)$$

La ecuación se tiene la siguiente condición de frontera:

$$T_f \Big|_{y=0} = T_{fe}$$

Donde:

T_{fe} = temperatura del fluido a la entrada del colector

C_p = capacidad calorífica del agua

m = flujo de masa de agua en el colector

Resolviendo la ecuación 34 empleando la condición de frontera mencionada:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp(-U_L nWF' y / mC_p) \quad (35)$$

La ecuación 35 permite calcular la temperatura del fluido en cualquier posición “y”.

Si los tubos del colector tienen una longitud L, la ecuación 35 se convierte en:

$$\frac{T_{fs} - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp(-U_L nWF' L / mC_p) \quad (36)$$

Una condición límite de interés es cuando $L \rightarrow \infty$ o bien, $m \rightarrow 0$. En estas condiciones:

$$T_{fs,max} = T_a + S / L \quad (37)$$

Mediante esta ecuación se determina la temperatura máxima que puede alcanzar un colector plano. El valor de la temperatura máxima es importante en la selección de los materiales que constituyen un colector. Si bien es cierto que la eficiencia térmica del colector es igual a cero a esta temperatura, su importancia fundamental radica en el hecho que, en condiciones de estancamiento (o flujo igual a cero), la temperatura que puede alcanzarse en el interior del colector sobrepasaría el límite de operación de algunas de sus partes: aislante, empaques, etc.

3.4 Factor de remoción de calor

Conociendo la distribución de la temperatura en el fluido, se define el factor de remoción de calor F_R como el parámetro que relaciona el calor de calentamiento que se obtiene efectivamente en el colector, con el que se obtendría si toda la superficie del colector se encontrara a la temperatura del fluido a la entrada T_{fe} .

$$F_R = \frac{mC_p (T_{fs} - T_{fe})}{A_e [S - U_L (T_{fe} - T_a)]} \quad (38)$$

El área efectiva del colector A_e , se define como el área de la placa de absorción expuesta a la radiación solar, por lo tanto el área efectiva tiene la siguiente ecuación:

$$A_e = WnL \quad (39)$$

$$F_R = \frac{mC_p}{A_e U_L} \left[1 - \frac{S / U_L - (T_{fs} - T_a)}{S / U_L - (T_{fe} - T_a)} \right] \quad (40)$$

Sustituyendo la ecuación (36) en (40) se obtiene:

$$F_R = \frac{mC_p}{A_e U_L} [1 - \exp(-U_L F' A_e / mC_p)] \quad (41)$$

En consecuencia, el calor útil en términos del factor de remoción de calor es como sigue:

$$q_{útil} = A_e F_R [S - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (42)$$

4. Pérdidas de calor en el depósito de almacenamiento y las conexiones

4.1 Depósito de almacenamiento

Las pérdidas de calor en depósito de almacenamiento se expresan como:

$$q_{da} = U_{da} A_{da} (T_{fda} - T_a) \quad (43)$$

U_{da} = coeficiente global de pérdidas de calor en el depósito de almacenamiento
 A_{da} = área externa del depósito de almacenamiento
 T_{fda} = temperatura promedio del agua dentro del depósito de almacenamiento

4.2 Conexiones

Por otro lado, el balance de energía en las conexiones se divide en pérdidas en la conexión de agua fría y en la conexión de agua caliente, así:

$$q_{cx} = U_{cx} A_{cx} (T_{fcx} - T_a) \quad (44)$$

U_{cx} = coeficiente global de pérdidas de calor en las conexiones
 A_{cx} = área externa de las conexiones
 T_{fcx} = temperatura promedio del agua dentro de las conexiones

5. Circulación natural del agua en el calentador solar

La circulación natural o circulación por termosifón es un fenómeno que se fundamenta en la variación de la densidad del agua, que es inversamente proporcional al incremento de la temperatura, esto quiere decir por ejemplo, que la densidad del agua a 60 °C es menor que la densidad de agua a 20 °C. Si se colocan en un tubo en U dos volúmenes iguales de agua a las temperaturas mencionadas, el nivel de la columna de agua más caliente es mayor respecto a la de agua más fría (ver figura 8), esto se explica porque la columna de agua a 20 °C tiene mayor masa que la columna de agua a 60 °C.

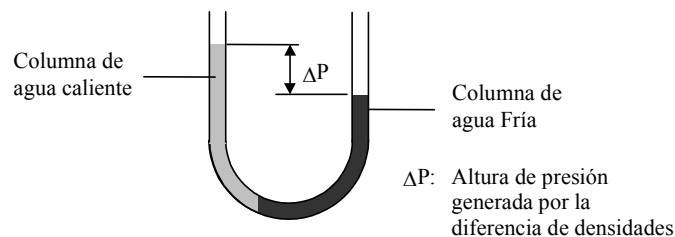


Figura 8. Representación de la altura de presión generada por agua a temperaturas diferentes

Debido a que en estos tipos de calentadores solares se aprovecha la circulación natural de agua, no se necesita de una bomba para la circulación del agua. Un aspecto importante de la circulación natural es la ubicación del depósito de almacenamiento respecto del colector solar.

5.1 Ubicación del depósito de almacenamiento respecto al colector solar

En la figura 9 se muestra la disposición de las entradas y salidas de agua tanto en el colector como en el depósito de almacenamiento, así como las alturas o niveles en que se encuentran ubicadas dichas entradas y salidas. A partir de esta figura, se definen los ángulos α_1 y α_2 de la siguiente manera:

$$\alpha_1 = \arctang\left(\frac{h_3 + h_4}{M}\right) \quad (45)$$

$$\alpha_2 = \arctang\left(\frac{h_1}{L \times \cos \beta + M}\right) \quad (46)$$

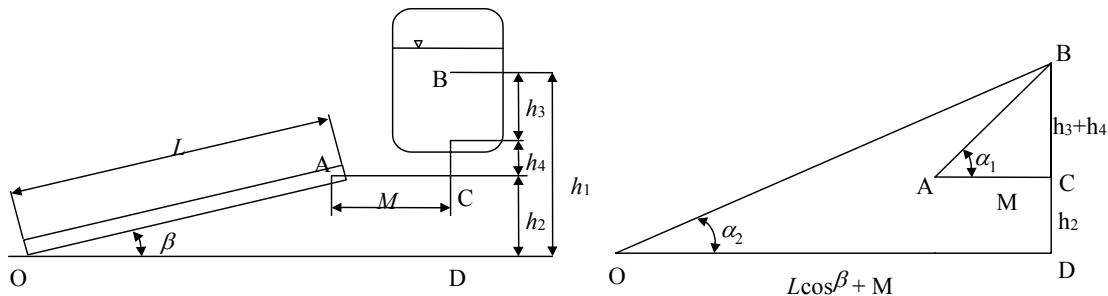


Figura 9. Ubicación del depósito de almacenamiento respecto al colector solar

5.2 Altura de presión de la circulación natural

La altura de presión de circulación natural ΔPCN es la altura resultante de la diferencia de la presión generada por la diferencia de densidades del agua ΔP y la pérdida de carga por fricción en los tubos h_p .

$$\Delta P_{CN} = \Delta P - h_p \quad (47)$$

5.2.1 Altura de presión debido al cambio de densidad del agua en el colector solar

Para calcular la presión generada por el cambio de densidad del agua, el calentador solar se representa como se muestra en la figura 10.

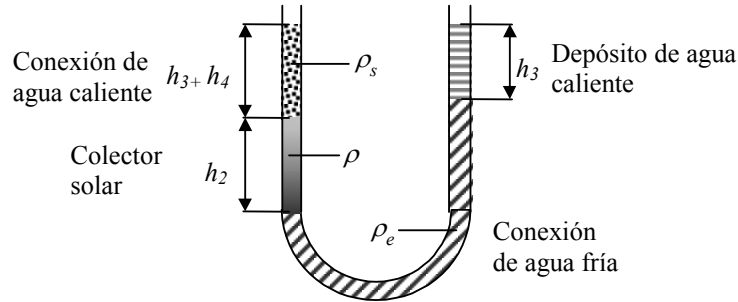


Figura 10. Representación en columnas de agua de diferentes densidades en el calentador solar

La entrada del colector el agua tiene una densidad, ρ_e , mientras que a la salida el agua tiene una densidad ρ_s , además se asume una densidad promedio ρ . Aplicando la ecuación de Bernoulli se obtiene:

$$\Delta P \times \rho_s = \rho(h_3) + \rho_e(h_4 + h_2) - \rho(h_2) - \rho_s(h_4 + h_3) \quad (48)$$

Además,

$$\rho = \frac{\rho_s + \rho_e}{2} \quad (49)$$

Reemplazando la ecuación 49 en la ecuación 48, se obtiene:

$$\Delta P = \frac{(\rho_e - \rho_s) \left(\frac{h_2 + h_3}{2} + h_4 \right)}{\rho_s} \quad (50)$$

5.3 Pérdidas de carga

Para determinar las pérdidas de carga se determinan el régimen del flujo de agua, la longitud de tubos equivalente L_t y el coeficiente de fricción del flujo.

El régimen del flujo se determina con el número de Reynolds:

$$Re = \frac{v_f \times D_h}{\gamma_f} \quad (51)$$

v_f = velocidad del agua dentro de los tubos

D_h = diámetro hidráulico

γ = peso específico del agua

Por lo general, el régimen del flujo de agua es laminar, por lo que el coeficiente de fricción f se determina de la siguiente manera:

$$f = 64 / Re \quad (52)$$

La longitud de tubos equivalentes L_t se determina mediante la siguiente ecuación, ver figura 9:

$$L_t = L + \frac{h_1}{\text{sen } \alpha_2} + \frac{h_3 + h_4}{\text{sen } \alpha_1} \quad (53)$$

Finalmente, las pérdidas de carga se determinan por:

$$h_p = \frac{L_t \times f \times v_f^2}{2 \times D_h \times g} \quad (54)$$

Para determinar la velocidad del agua en un calentador solar de circulación natural se requiere un cálculo iterativo, por lo cual se asume una velocidad del agua en el colector solar, luego, se determina la presión de circulación natural y las pérdidas de carga, finalmente se calcula la velocidad del agua, hasta que el valor asumido coincida con el valor calculado.

6. Desarrollo de la CEPIS/OPS

A partir de estas formulaciones se desarrolló un programa de cálculo el cual nos permitió diseñar dos modelos de colectores solares denominados CS1 y CS2. Ambos modelos son muy similares, variando solamente en el número y material de los tubos que conforman la placa de absorción. La eficiencia global de estos modelos se presenta en el cuadro 1.

Cuadro N° 1. Eficiencias globales en los sistemas puntual y continuo

| | Modelo CS1 | Modelo CS2 |
|--|------------|------------|
| Eficiencia global diaria sistema puntual (η_{gsb}) | 43% | 42% |
| Eficiencia global diaria sistema continuo (η_{gsc}) | 53% | 52% |

7. Referencia bibliográfica

- ✓ ATECYR. *Aplicaciones de la energía solar a baja temperatura*. Editorial Index, 1984
- ✓ BAITSELL George. *Uso directo de la energía solar*". H. Blume ediciones, 1982
- ✓ BECKMAN William A. *Proyecto de sistemas térmico-solares*. Editorial Index, 1984
- ✓ DUFFIE John A. *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons, 1976
- ✓ HUNT Daniel V. *Diccionario de energía*. Publicaciones Marcombo, 1976
- ✓ MANRIQUE J.A. *Energía solar, fundamentos y aplicaciones fototérmicas*. Industria editorial fototérmicas, reg. 723, 1984
- ✓ McCARTNEY Kevin. *Agua saliente solar* H. Blume ediciones, 1980
- ✓ PITTS Donald. *Teoría y problemas de transferencia de calor*. Colección Schaum, 1977
- ✓ RAU Hans. *Energía solar*. Marcombo ediciones, 1977
- ✓ VALERA, Anibal. *Energía solar*. Lima, 1993

Anexo 1 Simbologías empleadas

| | | |
|----------------|---|--|
| A_{cs} | = | Área del colector |
| A_{cx} | = | Área externa de las conexiones |
| A_e | = | Área efectiva del colector |
| c^2 | = | Constante para determinar el factor de eficiencia geométrico |
| C_p | = | Capacidad calorífica del agua |
| D_i | = | Diámetro interior de los tubos de la rejilla colectora |
| D_h | = | Diámetro hidráulico de los tubos de la rejilla colectora |
| dU/dt | = | Incremento de energía interna |
| F | = | Eficiencia geométrica |
| h | = | Altura del colector |
| $h1$ | = | Distancia vertical de la base del colector a la entrada de agua caliente del depósito |
| $h2$ | = | Distancia vertical de la base del colector a la salida de agua caliente del colector |
| $h3$ | = | Distancia vertical de la salida de agua fría del depósito a la entrada de agua caliente del depósito de almacenamiento |
| $h4$ | = | Distancia vertical de la salida de agua caliente del colector a la salida de agua fría del depósito de almacenamiento |
| $hc\infty$ | = | Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y le aire ambiente |
| h_{C1} | = | Coefficiente de transferencia de calor entre las 2 cubiertas |
| h_f | = | Coefficiente de transferencia de calor por convección en la interfase tubo – fluido |
| h_{fir} | = | Coefficiente de transferencia por radiación entre la primera y la segunda cubierta |
| hfo | = | Coefficiente de transferencia de calor por convección entre el fondo del colector y el ambiente |
| $hR1$ | = | Coefficiente de transferencia por radiación entre la cubierta superior y la cubierta interior |
| $hR2$ | = | Coefficiente de transferencia por radiación entre la placa de absorción y la cubierta interior |
| h_v | = | Coefficiente de transferencia de calor por convección entre aire y el colector |
| \bar{h}_{c2} | = | Coefficiente de transferencia de calor entre la placa y la segunda cubierta |
| H_T | = | Radiación solar total incidente por unidad de área |
| k | = | Conductividad de los tubos |
| k_a | = | Conductividad térmica del aislante |
| l | = | Espesor del aislante en el fondo |
| l' | = | Espesor del aislante por los lados |
| L_t | = | Longitud de los tubos del calentador solar |
| m | = | Flujo de masa de agua en el colector |
| m_t | = | Flujo de masa por cada tubo |
| M | = | Distancia horizontal entre la salida de agua fría del depósito de almacenamiento y la salida de agua caliente del colector |
| n | = | Número de tubos de la placa de absorción |
| N | = | Número de cubiertas |
| P | = | Perímetro del marco del colector |

| | | |
|--------------------|---|---|
| q_{cal} | = | Calor entregado al agua en el colector solar |
| q_{cs} | = | Calor disipado al ambiente por el colector |
| q_{cx} | = | Calor disipado al ambiente por las conexiones |
| q_{da} | = | Calor disipado al ambiente por el depósito de almacenamiento |
| $q_{pérd}$ | = | Pérdidas de calor en el colector |
| $q_{útil}$ | = | Calor útil entregado al agua en el calentador solar |
| R_1 | = | Resistencia a la conducción a través del aislante |
| R_2 | = | Resistencia a la convección hacia el ambiente |
| Re | = | Número de Reynolds |
| S | = | Radiación solar incidente sobre la placa de absorción |
| T_a | = | Temperatura ambiente |
| T_b | = | Temperatura de la placa en la vecindad del tubo |
| T_{C1} | = | Temperatura de la cubierta exterior |
| T_{C2} | = | Temperatura de la cubierta interior |
| T_f | = | Temperatura de fluido en cualquier posición |
| T_{fex} | = | Temperatura promedio del agua dentro de las conexiones |
| T_{fe} | = | Temperatura del fluido a la entrada del colector |
| T_{fs} | = | Temperatura del fluido a la salida del colector |
| T_p | = | Temperatura promedio de la placa de absorción |
| U_{cx} | = | Coefficiente global de pérdidas de calor en las conexiones |
| U_{da} | = | Coefficiente global de pérdidas de calor en el depósito de almacenamiento |
| U_{fo} | = | Coefficiente de pérdidas de calor inferior |
| U_L | = | Coefficiente de pérdidas de calor global |
| U_l | = | Coefficiente de pérdidas de calor lateral |
| U_{sup} | = | Coefficiente de pérdidas de calor superior |
| v_f | = | Velocidad del fluido en el calentador solar |
| v_v | = | Velocidad del viento |
| α_1 | = | Ángulo de elevación relativa del depósito de almacenamiento, respecto de la salida de agua caliente del colector y la entrada de agua caliente del depósito |
| α_2 | = | Ángulo de elevación relativa del depósito de almacenamiento, respecto de la entrada de agua fría del colector y la entrada de agua caliente del depósito |
| β | = | Ángulo de inclinación del colector |
| δ | = | Espesor de la placa de absorción |
| ΔP | = | Diferencia de presión por termosifón |
| ΔP_{CN} | = | Diferencia de presión de circulación natural |
| ε_{C1} | = | Emitancia de la cubierta exterior en el infrarrojo |
| ε_{C2} | = | Emitancia de la cubierta interior en el infrarrojo |
| ε_p | = | Emitancia de la placa de absorción en el infrarrojo |
| γ_f | = | Peso específico del fluido |
| η_c | = | Eficiencia del calentador solar |
| σ | = | Constante de Boltzman |
| ρ | = | Promedio de densidades del fluido |
| ρ_e | = | Densidad del fluido a la entrada del colector |
| ρ_s | = | Densidad del fluido a la salida del colector |
| $\tau\alpha$ | = | Producto transmitancia – absortancia |