

Fundamentos de Energía Solar
Unidad III: Colectores Planos
versión 1.0

Dr. Gonzalo Abal¹
Instituto de Física – Facultad de Ingeniería
Universidad de la República

versión 1.0

21 de septiembre de 2010

¹correo electrónico: abal@fing.edu.uy

Índice general

3. Colectores Planos	1
3.1. Colectores de placa plana	2
3.1.1. Descripción	3
3.1.2. Análisis térmico	5
3.2. Colectores con tubos evacuados	28

Índice de figuras

3.1. Colector de placa plana	3
3.2. transmitancia del vidrio	4
3.3. eficiencia de CPP	5
3.4. Geometría de placa colectora	8
3.5. Circuito equivalente para placa colectora	9
3.6. Geometría de la placa colectora	16
3.7. Perfil de temperatura en la placa colectora	18
3.8. eficiencia de aleta	19
3.9. Factor de eficiencia	21
3.10. Factor de remoción de calor, F_R	24
3.11. Medidas de eficiencia	25
3.12. Ejemplo colectores	27
3.13. Colectores con tubos evacuados	29

Índice de cuadros

3.1. colectores solares	2
3.2. Valores típicos para algunos de los parámetros que determinan el factor de eficiencia de un colector plano F' , según la Ref. [2].	20
3.3. Parámetros de dos colectores estimados en base a las curvas de eficiencia mostradas en la Fig. 3.1. CPP-1 tiene pintura negra y CPP-2 una superficie selectiva y soldaduras de calidad.	25
3.4. Datos meteorológicos del lugar (irradiación global horaria sobre P.H. y temperatura ambiente) para el día 15 de julio.	28

Capítulo 3

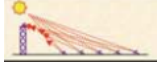
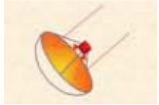


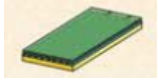
Colectores Planos



Los colectores solares son utilizados desde al menos un siglo y, en este período, han surgido diversos diseños para satisfacer diferentes demandas (Cuadro 3.1). Existen varios diseños de equipos concentradores, con seguimiento del sol, para aplicaciones de alta temperatura. Los paneles planos estáticos convencionales o los que usan tubos evacuados como absorbedor, son muy usados para aplicaciones de baja y media temperatura.

En este capítulo, presentamos el análisis detallado de la eficiencia de un colector solar de placa plana (CPP), estático y no concentrador. Estos colectores son los más sencillos en construcción, se construyen localmente y son adecuados para aplicaciones de baja temperatura, como calentamiento de agua para usos domésticos, clubes y piscinas, entre otras. Se pueden utilizar también para calentamiento de aire para secado de productos agrícolas o para acondicionamiento térmico de viviendas, aunque la transferencia de calor eficiente al aire presenta un desafío considerable y esta aplicación no será discutida aquí en detalle.

En nuestro país el calentamiento de agua para uso doméstico se realiza principalmente usando energía eléctrica y existe por lo tanto un gran potencial para el desarrollo y expansión de este tipo de tecnologías. La generación eléctrica en el Uruguay tiene hoy una componente de generación térmica basada en combustibles fósiles importados. Esta componente de generación térmica es cara y se utiliza como respaldo a la generación hidroléctrica. Como consecuencia, en años más secos el nivel de los embalses cae, hay mayor componente de generación térmica y el costo de la energía tiende a ser más elevado. Esos años secos son los de mayor abundancia de radiación solar, lo

tipo	seguimiento	concentración (áreas)	rango de temperatura	aplicación típica	
heliostatos y torre central	2 ejes	100 – 1500	150 – 2000 °C	potencia eléctrica	
plato parabólico	2 ejes	100–1000	100 – 1500 °C	potencia eléctrica	
parabólico lineal	1 eje	15 – 45	60 – 300 °C	calor para procesos industriales	
tubos evacuados	fijo	1	50 – 200 °C	agua caliente, refrigeración	
panel plano	fijo	1	30 – 80 °C	agua o aire caliente	

Cuadro 3.1: Cuadro comparativo de algunas tecnologías de captación de la energía solar. Datos de la Ref. [3].

cual lo hace de estas tecnologías una alternativa interesante como parte de un paquete de políticas anticíclicas.

Nuestro objetivo es realizar un análisis básico de un colector de placa plana (CPP) que, además de aportar una herramienta de diseño, nos permita comprender la incidencia de los diferentes parámetros en la eficiencia térmica de estos sistemas. Este análisis puede ser luego extenderse a otros casos de interés, como colectores basados en tubos evacuados o aplicaciones de calentamiento de aire, sin mayores dificultades.

3.1. Colectores de placa plana (CPP)

De un buen colector solar se espera que maximice la energía solar absorbida en su placa colectora, minimize las pérdidas térmicas al ambiente y maximice el calor transferido al fluido de trabajo. Además, estos requerimientos deben ser satisfechos minimizando los costos de construcción e instalación, maximizando la vida útil del equipamiento y, en lo posible, utilizando capacidades tecnológicas locales. Esto hace del diseño de colectores y de instalaciones solares un desafío bastante interesante.

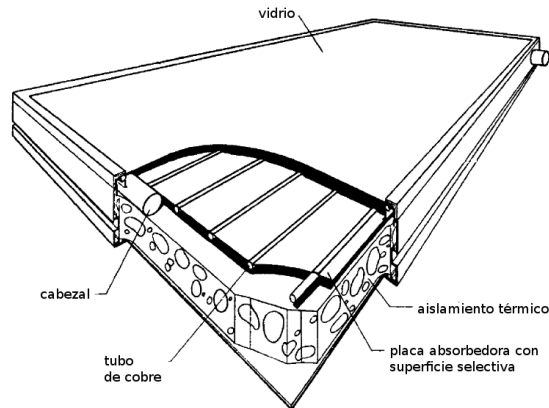


Figura 3.1: Componentes de un colector de placa plana típico.

3.1.1. Descripción

La Fig. 3.1 muestra los componentes de un colector solar típico de placa plana. El funcionamiento general es evidente a partir de la figura. La irradiación solar transmitida por la cubierta transparente es absorbida por la placa absorbidora y el calor es transferido al fluido de trabajo, normalmente agua. El aislamiento posterior busca minimizar las pérdidas térmicas al ambiente.

Cubierta transparente

La cubierta transparente tiene como una de sus funciones transmitir el máximo de radiación incidente en el visible y el UV, bloqueando la radiación IR que le llega de la placa absorbidora. Esta suerte de efecto invernadero reduce las pérdidas por radiación del colector. Además, tiene la función obvia de reducir las pérdidas convectivas de la placa al ambiente. Pueden haber múltiples cubiertas pero en la práctica, el costo y la disminución de la transmitancia, limitan el número a 2 o 3 cubiertas. El material de preferencia para esta cubierta es el vidrio con bajo contenido de hierro, ya que combina una alta transmitancia ($\tau \approx 0,85 - 0,90$ a incidencia normal) en el visible y UV con una baja transmitancia en el IR (5 a 50 μm). Vea la Fig. 3.2. Si bien el vidrio es opaco al IR, absorbe radiación emitida por la placa colectora y se calienta, perdiendo energía por convección y radiación al ambiente. Para minimizar este efecto, se puede agregar más de una placa de vidrio. Debido a la relativa fragilidad del vidrio y para bajar costos, se han usado cubiertas de plástico que también tienen alta transmitancia en el visible y UV. Sin embargo, no son tan opacas al IR y las pérdidas son mayores que con vidrio.

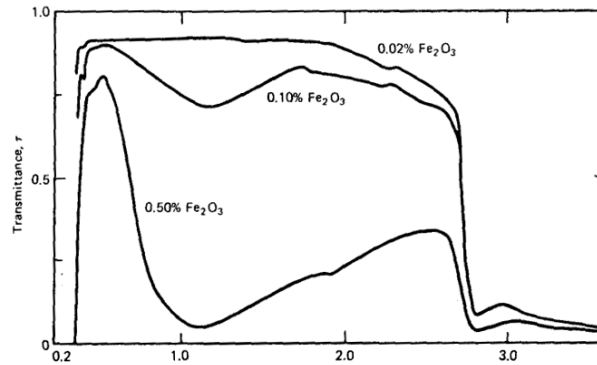


Figura 3.2: Transmitancia espectral del vidrio (6mm) con diversas concentraciones de Fe_2O_3 , de la Ref. [1]. En el eje horizontal, longitud de onda en micrómetros.

Por otra parte, el plástico suele degradarse debido a las altas temperaturas y a los efectos de la radiación UV en tiempos cortos en relación a la vida útil de un colector vidriado.

Placa absorbidora

La placa absorbidora es el componente esencial del CPP ya que es allí donde se capta la energía solar y se transfiere al fluido circulante. Se espera que la placa absorba el máximo de la radiación solar incidente, la convierta a energía térmica y la entregue al fluido de trabajo minimizando pérdidas y costos de construcción. Además, si el fluido es agua, los tubos deben ser resistentes a la corrosión y a la formación de depósitos calcáreos durante la vida útil del colector. Debido a esto, los materiales más usados para placas colectoras son el Cobre, Aluminio o Acero inoxidable. La unión de los caños por los que circula el fluido con la placa es clave para el buen desempeño del colector (vea la Fig. 3.3) ya que se debe minimizar la resistencia térmica de contacto. Debido a su bajo costo, también se utilizan placas colectoras de plástico resistente al UV para aplicaciones de baja temperatura, pese a que su baja conductividad térmica hace necesaria una mayor área de contacto con el fluido.

Para maximizar su absorptancia, la placa se puede pintar de negro, pero esto no limita su emisividad en el IR. Una buena placa colectora debe estar cubierta por una superficie con propiedades selectivas, como se discutió en la Unidad II. Estas superficies combinan una alta absorptancia en el visible y UV con baja emisividad en el IR. Usualmente se deposita una capa fina de un material con buena absorptancia en el UV y transparente en el IR,

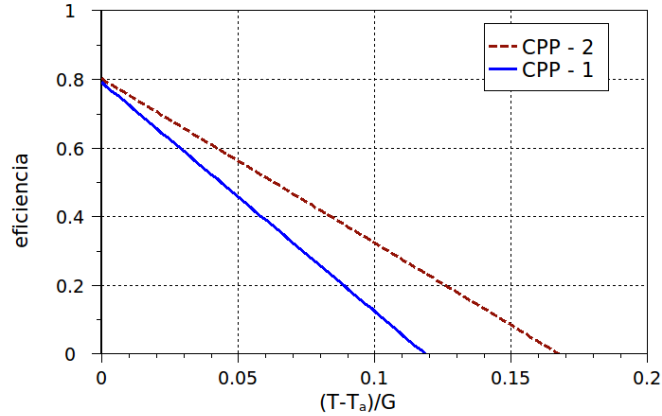


Figura 3.3: Eficiencia térmica de dos colectores de placa plana. Ambos con una cubierta de vidrio bajo en hierro. El colector CPP-1 es común, con placa absorbidora pintada de negro y tubos soldados a la placa absorbidora. El colector CPP-2 tiene una superficie selectiva (basada en Cromo) y los tubos están soldados a la placa con soldaduras de alta calidad [3].

sobre un sustrato reflectivo con baja emitancia en el IR. La importancia de la superficie selectiva crece con la temperatura de operación.

3.1.2. Análisis térmico

El análisis térmico se realiza a nivel de la placa absorbidora. Es necesario evaluar previamente la irradiancia S por unidad de área absorbida en la placa absorbidora. Usualmente, el colector estará orientado al ecuador, y tendrá una inclinación cercana a la latitud local. En la Unidad I se discutieron diferentes métodos para estimar la irradiancia sobre un plano inclinado (en un ángulo β) orientado hacia el ecuador. Si se toma el más simple, el modelo isotrópico, el flujo de energía S absorbido en la placa absorbidora será

$$S = G_b R_b (\tau\alpha)_b + G_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g G (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right), \quad (3.1)$$

donde se supone que se han separado las componentes directa y difusa de la irradiancia, $G = G_b + G_d$, usando alguno de los métodos indicados en la Unidad I. Esta expresión supone, además que el absorbedor solo recibe radiación reflejada del suelo, y este es tratado como un reflector difuso con reflectividad ρ_g . Los productos $(\tau\alpha)$ para cada componente de S representan en forma efectiva la transmisión por la cobertura transparente y la posterior

absorción en la placa de la irradiancia incidente. Son funciones del ángulo de incidencia y del tipo de irradiancia (directa, difusa, reflejada) y se pueden estimar usando los métodos discutidos en la Unidad II. Todas estas suposiciones pueden refinarse y se llegará a una expresión diferente para S , el flujo de radiación absorbido por la placa. Para el análisis térmico, S se supone conocido.

El balance térmico en la placa absorbidora es

$$SA_c = Q_u + Q_p + \frac{dE_c}{dt}, \quad (3.2)$$

donde Q_u es la potencia (útil) transferida al fluido, Q_p representa las pérdidas al ambiente y dE_c/dt es la tasa de almacenamiento de energía en el colector. Durante el transitorio, con el colector frío, este término puede reducir considerablemente potencia transferida al fluido. La eficiencia instantánea del colector es la potencia útil transferida al fluido por Watt de energía solar absorbida en la placa,

$$\eta_c = \frac{Q_u}{SA_c}. \quad (3.3)$$

La cantidad que efectivamente se mide es la eficiencia media en cierto intervalo de tiempo T

$$\eta_c = \frac{\int_0^T Q_u dt}{\int_0^T SA_c dt}. \quad (3.4)$$

Los intervalos de medida en un test estándar son de 15 o 20 minutos, con el colector termalizado. Por otro lado, los datos disponibles de irradiancia suelen estar en base horaria (I_T) y esta es la base mas usada en simulaciones que muestran el comportamiento del colector a lo largo de un día típico¹.

Para tratar analíticamente el problema de la eficiencia y modelar el desempeño térmico de un colector se realizan una serie de **hipótesis simplificadas**, que acotan el problema y que resumimos a continuación:

1. colector en régimen estacionario.
2. la caída de temperatura a través del espesor de la placa colectora es despreciable.

¹El pasaje de las ecuaciones instantáneas (en kW²) a base horaria (en kJ/m²) requiere incluir un factor trivial $3600s/hr$ para expresar Q_u como una energía. Siguiendo la práctica usual [1], no usamos símbolos diferentes para potencia \dot{Q} y energía Q , ya que el significado queda claro del contexto. En estas notas, el análisis de eficiencia será hecho en términos instantáneos.

3. la transferencia de calor a través de la cubierta y de la aislación posterior del colector es unidimensional.
4. los cabezales ocupan un área despreciable del colector y proveen un flujo uniforme a los tubos.
5. la bóveda celeste actúa como un radiador ideal (cuerpo negro) con pico en el infrarrojo a cierta temperatura efectiva, T_{sky} .
6. la irradiación solar se distribuye uniformemente sobre la placa colectora.
7. todas las pérdidas térmicas son referidas a la misma temperatura ambiente, T_a .
8. la geometría de la placa colectora es del tipo lámina con ductos o tubos adosados. Los gradientes de temperatura en la placa colectora entre los ductos y a lo largo de los mismos, se pueden tratar en forma independiente.

Coeficiente global de pérdidas, U_L

En régimen $dE_c/dt = 0$ y el balance (3.2) se reduce a $Q_u = SA_c - Q_p$. La tasa de pérdidas Q_p es la cantidad crucial para estimar la potencia útil al fluido. La misma se representa en términos de un **coeficiente global de pérdidas** U_L^2 ,

$$Q_p \equiv U_L A_c (\bar{T}_c - T_a), \quad (3.5)$$

donde T_c representa la *temperatura media* de la placa colectora y T_a la temperatura ambiente. El coeficiente de transferencia de calor (o conductancia térmica), U_L , tiene unidades $W/^\circ C m^2$ y su inverso define una resistencia térmica global asociada a las pérdidas térmicas del colector. En términos de U_L la eficiencia (instantánea) del colector es

$$\eta_c = 1 - U_L \frac{\bar{T}_c - T_a}{S} \quad (3.6)$$

una expresión de utilidad limitada, ya que la temperatura media de la placa depende del diseño del colector, de la irradiancia y de las condiciones de entrada del fluido. De todas formas, la ec. (3.6) es indicativa del comportamiento de la eficiencia en función de la diferencia de temperatura colector–ambiente por unidad de radiación absorbida en la placa, $\Delta T/S$. En términos de esta

²La notación tradicional U_L , que mantenemos en estas notas, refiere al término inglés “lumped” ya que el coeficiente describe las pérdidas agrupadas del colector.

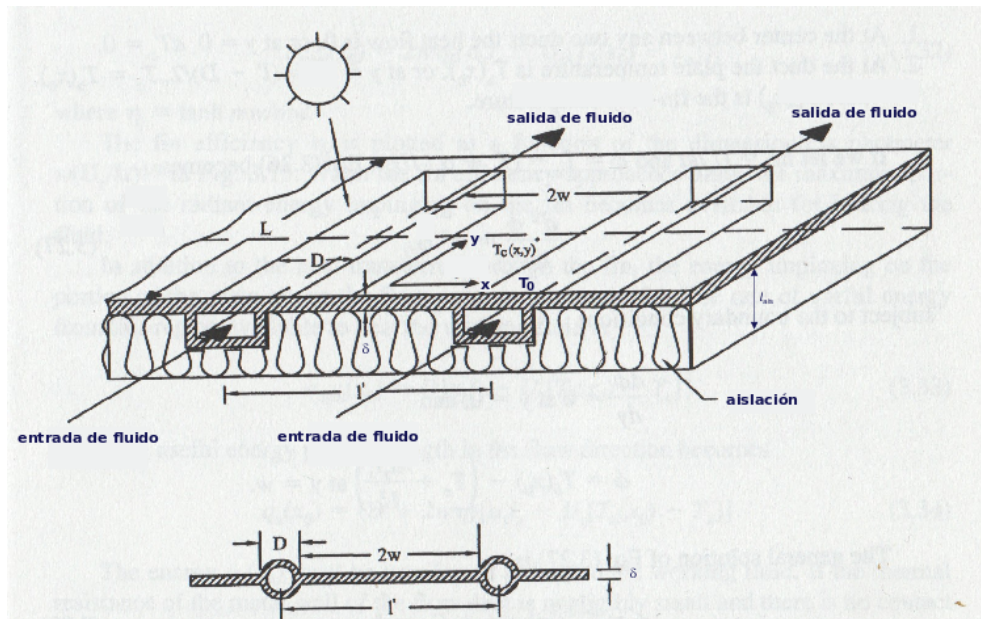


Figura 3.4: Geometría y nomenclatura para la placa colectora. Figura adaptada de [2].

cantidad, para U_L constante, η decrece linealmente con pendiente $-U_L$, vea la Figura 3.3.

Un análisis detallado de la transferencia de calor y de la distribución de temperaturas en la placa absorbidora nos permitirá expresar la eq. (3.6) en términos de la temperatura de entrada (o de salida) del fluido, un parámetro fácil de medir y relevante al diseño de una instalación. La Fig. 3.4 muestra la geometría básica de la placa absorbidora. Intuitivamente se puede ver que la distribución de temperaturas en la placa, $T(x, y)$, debe tener las siguientes características. Dado que el fluido se lleva el calor, en una sección $y = y_0$ se espera que la distribución $T(x, y_0)$ tenga un pico en el punto medio entre los dos tubos colectores y un mínimo sobre los tubos colectores. El fluido recibe calor a medida que avanza en la dirección longitudinal y de la placa y aumenta su temperatura, de modo que se espera que $T(x_0, y)$ sea una función creciente de y . Para obtener expresiones para estas distribuciones de temperatura es necesario analizar en forma detallada los mecanismos por los cuales la placa transfiere calor al ambiente y al fluido.

Circuito térmico

La transferencia de calor de la placa (T_c) al ambiente (T_a) involucra los tres mecanismos: conducción, convección y radiación. Como se muestra en

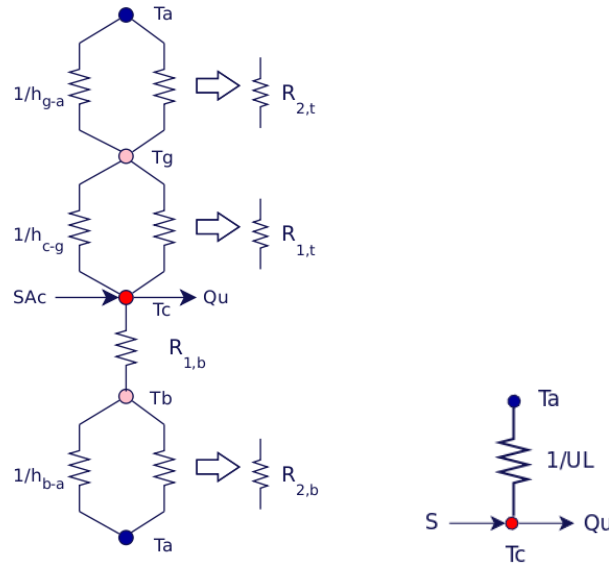


Figura 3.5: Izq.: Circuito térmico para la transferencia de calor entre la placa colectora y el ambiente. Der.: Circuito equivalente basado en el coeficiente global de pérdidas.

la Fig. 3.5, distinguimos la ruta hacia arriba, con intercambio radiante y convectivo entre placa y cobertura, pasando por la cobertura de vidrio a T_g (supuesta uniforme a través de la cobertura) e intercambio radiante y convectivo con el ambiente. Hacia abajo, conducción a través de la aislación térmica hasta la temperatura T_b en la base del colector y convección y radiación desde la base al ambiente.

Si indicamos las resistencias térmicas³ por el camino superior como $R_t = R_{1t} + R_{2t}$ y por el camino inferior como $R_b = R_{1b} + R_{2b}$, el factor global de pérdidas se expresa

$$U_L \equiv \frac{1}{R_L} = \frac{1}{R_{1t} + R_{2t}} + \frac{1}{R_{1b} + R_{2b}} = U_t + U_b. \quad (3.7)$$

donde U_t y U_b son factores asociados a las pérdidas térmicas al ambiente hacia arriba o hacia abajo de la placa colectora, respectivamente.

Camino inferior: Analizamos primero el camino térmico por la base del colector. El primer tramo $R_{1,b}$ corresponde a conducción a través de la aislación

³Utilizamos aquí resistencias térmicas definidas como el *flujo de energía* por $^{\circ}\text{C}$ de diferencia de temperatura, $R(Q/A) = \Delta T$ con unidades $[\text{m}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}/\text{W}]$. De este modo, $R = 1/h$ para convección o radiación y $R = \ell/k$ para conducción, donde k es la conductividad térmica $[\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}]$ y ℓ el espesor del material.

térmica

$$R_{1,b} = \frac{\ell_{ais}}{k_{ais}} \quad (3.8)$$

donde ℓ_{ais} es el espesor de la aislación y k_{ais} su conductividad térmica. Si el espesor y el material aislante en los laterales del panel es el mismo, se puede utilizar esta resistencia térmica sobre un área algo mayor $A_c + A_e$, donde $A_e \ll A_c$ es el área lateral del colector, para tener en cuenta en forma efectiva la potencia perdida por los laterales⁴, de modo que la ec. (3.7) se modifica a

$$U_L = \frac{1}{R_L} = \frac{1}{R_{1t} + R_{2t}} + \frac{1}{R_{1b} + R_{2b}} \left(1 + \frac{A_e}{A_c}\right). \quad (3.9)$$

Si la aislación fuera perfecta, $T_b = T_a$ y no habría pérdidas por la base. Para un colector bien aislado, T_b no estará muy por encima de T_a y las pérdidas por la base (y los laterales) serán pequeñas y principalmente asociadas a la convección. De modo que despreciamos un eventual intercambio radiante entre la base y el ambiente y $R_{2,b} = 1/h_{c,b}$, donde $h_{c,b}$ es el coeficiente de convección entre la base del colector y el aire circundante. Por ejemplo, en la Ref. [4] se recomienda usar valores de $h_{c,b} \simeq 12,5$ a 25 W/m²K. La incerteza en este número no es importante, ya que para cualquier colector con una base razonablemente aislada la resistencia térmica del aislante es la dominante. De este modo se llega a estimar el coeficientes de pérdidas por debajo como

$$U_b = \frac{Q_{p,b}/A_c}{T_c - T_a} = \frac{1 + A_e/A_c}{\frac{\ell_{ais}}{k_{ais}} + \frac{1}{h_{c,b}}}. \quad (3.10)$$

donde el factor A_e/A_c en el numerador esta asociado a las pérdidas efectivas por los laterales del colector.

Camino superior: El camino térmico por la parte superior del colector es algo más complejo, ya que involucra el intercambio radiante y convectivo entre la placa y la cobertura (representado por $R_{1,t}$) y el intercambio radiante y convectivo entre la cobertura y el ambiente, representado por $R_{2,t}$ en la Fig. 3.5. Las resistencias térmicas involucradas son

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_{1t}} &= \frac{1}{R_{r,1}} + \frac{1}{R_{c,1}} = h_{r,1} + h_{c,1} \\ \frac{1}{R_{2t}} &= \frac{1}{R_{r,2}} + \frac{1}{R_{c,2}} = h_{r,\infty} + h_{c,\infty}. \end{aligned} \quad (3.11)$$

⁴La alternativa es agregar una tercer vía convectiva al tramo entre T_b y T_a (ver Fig. 3.5) con una resistencia térmica $R_e = 1/h_{c,e}$ adecuada. Por ejemplo, en [4] se menciona un coeficiente de convección “típico” de $h_{c,e} \simeq 0,5$ W/m² K para las pérdidas laterales.

El caso del intercambio radiante entre dos superficies grises paralelas (placa y cubierta), fue discutido en detalle en la Unidad II. La transferencia de calor es proporcional a la diferencia de la cuarta potencia las temperaturas y se trabaja con un coeficiente efectivo que depende de las temperaturas,

$$\begin{aligned} Q_{r,c\leftrightarrow g} &= \sigma A_c \frac{(T_c^4 - T_g^4)}{\epsilon_{p,i}^{-1} + \epsilon_{g,i}^{-1} - 1} \equiv A_c h_{r,1} (T_c - T_g) \\ h_{r,1} &= \sigma \frac{(T_c + T_g)(T_c^2 + T_g^2)}{\epsilon_{s,i}^{-1} + \epsilon_{g,i}^{-1} - 1}, \end{aligned} \quad (3.12)$$

donde $\epsilon_{s,i}$ y $\epsilon_{g,i}$ son las emisividades en el infrarrojo de la parte superior de la placa absorbidora (determinada por la superficie selectiva o la pintura negra) y de la cobertura, respectivamente.

El intercambio radiante entre la cobertura y el la bóveda celeste (considerada como un radiador ideal en el infrarrojo, a cierta temperatura efectiva T_{sky}) se trata de forma similar, pero simplificada ya que el intercambio es con un cuerpo negro,

$$\begin{aligned} Q_{r,c\leftrightarrow sky} &= \epsilon_{g,i} \sigma A_c (T_g^4 - T_{sky}^4) \equiv A_c h_{r,\infty} (T_g - T_{sky}) \\ h_{r,\infty} &= \sigma (T_g + T_{sky})(T_g^2 + T_{sky}^2). \end{aligned} \quad (3.13)$$

Los coeficientes convectivos $h_{c,1}$ y $h_{c,\infty}$ son difíciles de estimar y para un trabajo cuidadoso deben medirse. En la Unidad II se discutió el caso del intercambio convectivo entre dos placas paralelas con aire diluído entre ellas y separadas por una distancia l . Para este caso, el coeficiente $h_{c,1}$ puede estimarse a partir del número de Nusselt, $Nu = h_{c,1}l/k$, donde k es la conductividad térmica del gas entre las placas (usualmente aire). A su vez, este número es función de la inclinación del panel β y del número de Rayleigh,

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{\varphi} \sin^{1,6}(1,8\beta) \right] \left(1 - \frac{1708}{\varphi} \right)^+ + \left[\left(\frac{\varphi}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^+ \quad (3.14)$$

donde $[X]^+$ indica que X se debe tomar como cero en caso que sea negativo, $\varphi \equiv Ra \cos \beta$, la inclinación esta en grados y $0 \leq \beta \leq 75^\circ$. El número de Rayleigh para un gas diluido es

$$Ra = \frac{gl^3 \Delta T}{\nu \alpha T} \quad (3.15)$$

siendo $g = 9,8 \text{ m/s}^2$ la aceleración de la gravedad, l la distancia entre las placas, ΔT la diferencia de temperatura entre ellas y T la temperatura media del aire entre las placas. Los parámetros ν y α son la viscosidad cinemática

y la difusividad térmica, tabulados en la Ref. [1]. Para el aire a 60°C , $\alpha = 2,69 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ y $\nu = 1,88 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$. El coeficiente de convección $h_{c,2}$ depende de la velocidad del viento sobre el colector, por lo que en cada caso deberá estimarse un valor razonable para esta pérdida. Para velocidades de viento moderadas ($V \lesssim 10 \text{ m/s}$ o 36 km/h), se puede usar la función lineal de la velocidad del viento recomendada por Mc Adams y Klein [4, 5]

$$h_{c,\infty} = 5,7 + 3,8 V \quad (3.16)$$

donde V es la velocidad del viento en m/s y $h_{c,\infty}$ esta en $\text{W/m}^2\text{K}$.

En principio, el coeficiente global de pérdidas $U_L = U_t + U_b$ debe ser estimado en forma iterativa, ya que depende de las temperaturas en la placa y la cobertura que deben ser inicialmente estimadas. Con estos estimativos se calculan las resistencias térmicas necesarias para evaluar U_L usando la ec. (3.7), con este coeficiente se determinan los nuevos valores de las temperaturas y el proceso se itera hasta converger. En la Ref. [1], se cuenta con un ejemplo explícito de este procedimiento y se da una idea de los valores característicos de los parámetros involucrados.

El proceso iterativo es algo tedioso, por lo que se utiliza una expresión fenomenológica debida a Klein [4] que permite estimar $Q_{p,t}$, la potencia que se pierde por la parte superior, con una incerteza estimada en $0,14 \text{ W/m}^2$. Con la relación empírica de Klein, el coeficiente de pérdidas por la parte superior, U_t , puede obtenerse directamente a partir de su definición, $U_t = Q_{p,t}/A_c(T_c - T_a)$, como

$$U_t = \left[\frac{NT_c}{C} \left(\frac{T_c - T_a}{N + f} \right)^{-\frac{1}{3}} + \frac{1}{h_{c,\infty}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_c + T_a)(T_c^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\epsilon'_{s,i}} + \frac{2N+f-1}{\epsilon_{g,i}} - N} \quad (3.17)$$

donde

$$\begin{aligned} f &= (1 - 0,04 h_{c,\infty} + 0,0005 h_{c,\infty}^2) (1 + 0,091N) \\ C &= 366 \times (1 - 0,0088 \beta + 0,00013 \beta^2) \text{ de la Ref. [4].} \\ \epsilon'_{s,i} &= \epsilon_{s,i} + 0,05N(1 - \epsilon_{s,i}) \end{aligned}$$

y además esta expresión puede usarse con hasta 3 cubiertas del mismo material. La expresión empírica (3.17) fué validada con 972 observaciones dentro de las siguientes condiciones:

- el número de cubiertas es N , con $1 \leq N \leq 3$.
- el ángulo β es la inclinación en grados, $\beta \in [0, 90]$.

- el coeficiente de convección $h_{c,\infty}$ es dado por la ec. (3.16), para velocidades de viento moderadas, $V \lesssim 10$ m/s.
- $\epsilon_{s,i}$ y $\epsilon_{g,i}$ son las emisividades infrarrojas del absorbedor y de la(s) cubierta(s). Emisividades de placa $\epsilon_{s,i} \in [0,10,0,95]$.
- temperaturas de placa $T_c \in [320, 420K]$ o $[47, 147^\circ C]$.
- temperaturas ambiente $T_c \in [260, 310K]$ o $[-13, 37^\circ C]$.

Bajo estas condiciones, la desviación estándar en la estimación de $U_t = Q_t/A_c\Delta T$ entre la ec. (3.17) y la resolución por el método iterativo, es de $\sigma_U = 0,14$ W/m²K [4]. Esto permite tener una idea de la incerteza asociada al uso de la relación empírica (3.17). Presentamos un ejemplo, que ayuda a dar una idea de los valores típicos involucrados el cálculo de U_L . En el siguiente ejemplo, ilustramos la utilidad del modelado evaluando el impacto de reemplazar la pintura negra de la placa colectora por una buena superficie selectiva.

Ejemplo 1

Se considera un array de colectores contiguos con una sola cubierta de vidrio y con las siguientes características:

- espacio entre la placa y el colector, $l = 25$ mm
- emisividad infrarroja de la placa, $\epsilon_{s,i} = 0,95$ (pésimo) y la emisividad infrarroja del vidrio $\epsilon_{g,i} = 0,90$
- temperatura ambiente, $T_a = 10$ °C
- temperatura media de la placa colectora, $T_c = 80$ °C
- inclinación $\beta = 35^\circ$
- velocidad del viento, $V = 5$ km/h.
- espesor del aislamiento posterior, $\ell_{ais} = 50$ mm
- conductividad térmica del aislamiento, $k_{ais} = 0,045$ W/m K
- dimensiones del area colectora: $3\text{ m} \times 10\text{ m}$, o sea $A_c = 30\text{ m}^2$
- espesor total del colector, 75 mm

a) Se desea determinar el coeficiente global de pérdidas para este conjunto de colectores.

b) Suponga que la placa absorbidora se recubre con una superficie selectiva con emisividad infrarroja $\epsilon_{s,i} = 0,15$. Si todo lo demás queda igual, en cuanto se reduce el coeficiente global de perdida ?

Recomendamos realizar los cálculos y presentamos nuestros resultados:

$$U_b \approx k_{ais}/\ell_{ais} = 0,9 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$f = 0,62; \quad C = 311,6 \text{ en todos los casos.}$$

a) **Pintura negra**, $\epsilon_{s,i} = 0,95$; $T_c = 80$ °C = 353 K

resulta en $U_t = 3,1 + 2,9 = 6,0$ W/m²K

$$U_L = U_t + U_b = 6,0 + 0,9 = 6,9 \text{ W/K m}^2$$

b) **Superficie selectiva**, $\epsilon_{s,i} = 0,15$; $T_c = 80$ °C = 353 K

resulta en $U_t = 3,1 + 0,9 = 4,0$ W/m²K

$$U_L = U_t + U_b = 4,0 + 0,9 = 4,9 \text{ W/K m}^2$$

una reducción de pérdidas de 29%

Factor de eficiencia F'

Las pérdidas al ambiente, caracterizadas por el coeficiente global U_L , son uno de los factores que determinan la eficiencia del colector. Otro factor tiene que ver con el flujo de calor del colector al fluido de trabajo. Para analizar este flujo será necesario determinar la distribución de temperatura en la placa colectora.

Perfil de Temperatura

En esta sección realizamos un balance térmico a un elemento diferencial de la placa colectora, determinamos el perfil de temperatura, el calor transferido al fluido y definimos el factor de eficiencia del colector.

En la Fig. 3.6 se muestra la geometría del problema. Desde un punto de vista cualitativo, el perfil de temperaturas debe tener un máximo ($dT/dx = 0$) en el punto medio entre dos ductos y ser mínimo sobre los ductos, donde el calor es removido de la placa por el fluido. Si la placa es un buen conductor térmico, es razonable asumir que T_c no depende de x sobre los ductos, donde el calor fluye hacia el fluido en forma más o menos eficiente. Este perfil en x se ilustra en la parte inferior de la Fig. 3.6. Además, a medida que el fluido avanza por los ductos (dirección y) absorbe calor y va elevando su temperatura. Es de esperar que este gradiente de temperatura (creciente con y) se reproduzca en alguna medida sobre la placa, pero⁵ $\partial T_c/\partial y \ll \partial T_c/\partial x$, de modo que es razonable suponer variaciones independientes en ambas direcciones.

Consideramos la dependencia de la temperatura en x , dejando y como un parámetro. Fijamos la atención en un elemento diferencial de la placa absorbadora, sombreado en azul en la Fig. 3.6. Este elemento recibe un flujo de calor S del sol, entrega un flujo $U_L(T_c(x, y) - T_a)$ por pérdidas al ambiente. Además, debido al gradiente de temperatura en x recibe⁶ por la izquierda un calor $q_x = -k\delta dy (\partial T_c/\partial x)_x$ y entrega por la derecha un calor $q_{x+dx} = -k\delta dy (\partial T_c/\partial x)_{x+dx}$. El aporte neto de calor por los laterales es

$$q_x - q_{x+dx} = k\delta dy \left(\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+dx} - \frac{\partial T_c}{\partial x} \Big|_x \right) = k\delta \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} dx dy.$$

Por lo tanto, el balance térmico para el elemento sombreado es,

$$S dx dy + k\delta \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} dx dy - U_L(T_c(x, y) - T_a) dx dy = 0 \quad (3.18)$$

⁵Se asume que la separación entre dos ductos vecinos es mucho menor que el largo L del colector, $2w/L \ll 1$.

⁶Ley de Fourier: la conductividad térmica de la placa es k , su espesor es δ y el área transversal a este flujo es δdy .

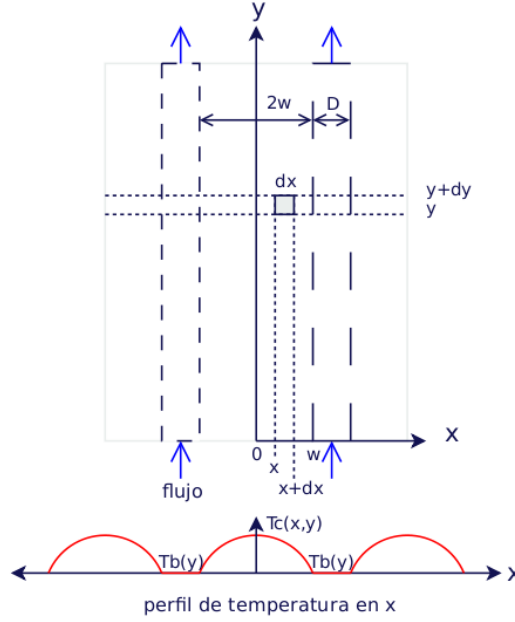


Figura 3.6: Arriba: Se muestra la geometría de una sección de la placa colectora con dos ductos. Abajo: Perfil de temperatura según x en la placa colectora.

Esta es una expresión del balance global (3.2) aplicada a un elemento diferencial ubicado en (x, y) y con área $dx dy$. Considerando y como un parámetro, la misma implica una ecuación diferencial de segundo orden para $T_c(x, y)$,

$$\frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left[T_c(x, y) - T_a - \frac{S}{U_L} \right] \quad (3.19)$$

Es conveniente trabajar con la función lineal de T_c ,

$$\Phi(x, y) \equiv T_c(x, y) - T_a - S/U_L \quad (3.20)$$

que satisface la ecuación

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + m^2 \Phi(x) = 0 \quad (3.21)$$

con

$$m \equiv \sqrt{U_C/k\delta}. \quad (3.22)$$

La ecuación diferencial (3.21) admite soluciones de la forma $e^{\pm mx}$. En problemas de transferencia de calor es más práctico construir una solución general con la combinación lineal de funciones hiperbólicas

$$\Phi(x) = C_1 \sinh(mx) + C_2 \cosh(mx).$$

Las condiciones de contorno del problema son $\partial T_c/\partial x|_{x=0} = 0$ y $T(w, y) = T_b(y)$. La primera presupone que el perfil de temperatura tiene un máximo entre dos ductos y por lo tanto el flujo de calor en dirección x es nulo en ese punto. La segunda ya se mencionó y tiene que ver con suponer que sobre el ducto el calor fluye hacia el fluido y el perfil de temperatura permanece constante en un valor T_b que acompaña la variación de temperatura en el fluido y depende del parámetro y . Dado que $\partial\Phi/\partial x = \partial T_c/\partial x$, estas condiciones se traducen en

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial\Phi}{\partial x} \right|_{x=0} &= 0 \quad \forall y \\ \Phi_w \equiv \Phi(x=w) &= T_b(y) - T_a - \frac{S}{U_L}. \end{aligned} \quad (3.23)$$

Imponiendo estas condiciones resulta $C_1 = 0$ y $C_2 = \Phi_w/\cosh(mw)$, por lo que

$$\Phi(x, y) = \Phi_w \frac{\cosh(mx)}{\cosh(mw)}. \quad (3.24)$$

De esta expresión se obtiene fácilmente el perfil de temperatura $T_c(x, y)$ para un dado valor de y . En la Fig. 3.7 graficamos este perfil de forma adimensionalada,

$$f(x) = \frac{T_c(x, y) - T_b(y)}{T_a - T_b(y) + S/U_L} = 1 - \frac{\cosh(mx)}{\cosh(mw)} \quad (3.25)$$

para una separación particular entre ductos que satisface $w = 2m$. Esta función depende linealmente de $T_c(x, y)$ y tiene la forma indicada en la Fig. 3.7.

Calor transferido a los ductos

Una vez determinado el perfil de temperatura en x , estamos en condiciones de hallar una expresión para el calor transferido a los ductos. El flujo de calor que llega al ducto en $x = w$ es, teniendo en cuenta la ec. (3.23) y que $\partial T_c/\partial x|_w = \partial\Phi/\partial x|_w = m\Phi_w \tanh(mw)$,

$$q_w dy = -2k\delta dy \left. \frac{\partial T_c}{\partial x} \right|_{x=w} = -2k\delta dy m\Phi_w \tanh(mw) \quad (3.26)$$

donde el factor de 2 tiene en cuenta la contribución desde la derecha del ducto y q_w es el calor por unidad de longitud en y que llega al ducto. En realidad, hemos resuelto un problema de aleta disipadora estándar (si bien el flujo de calor en este caso *entra* por la aleta). Podemos pensar que a cada ducto le corresponde una porción de placa colectora (de ancho $2w$ y largo L) que conduce calor hacia el fluido en el ducto. La eficiencia estándar de

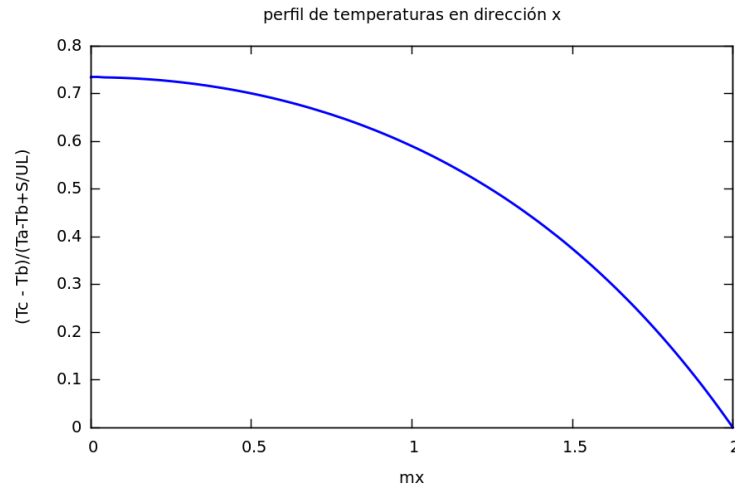


Figura 3.7: Se muestra la dependencia en mx de la función adimensionada definida en la eq. (3.25) para $w = 2m$. Esta función representa la variación en x de la temperatura en la placa colectora en la región entre dos ductos. Compare con el perfil indicado en la parte inferior de la Fig. 3.6

una aleta se define como la cantidad de calor disipada en relación a la que disiparía la aleta si estuviera a la temperatura base. Para aletas rectas de largo w , la eficiencia es

$$\eta_f = \frac{\tanh(mw)}{mw} \quad (3.27)$$

una función decreciente de mw , como se muestra en la Fig. 3.8. En términos de η_f , la cantidad de calor, por unidad de longitud en y , que llega a la región sobre el ducto es

$$q_w(y) = 2w\eta_f [S - U_L(T_b(y) - T_a)].$$

A esta cantidad debe agregarse el calor por unidad de longitud q_d captado por la placa en la región de ancho D sobre el ducto,

$$q_d(y) = D [S - U_L(T_b(y) - T_a)].$$

Por lo tanto, el calor por unidad de longitud en y que llega al ducto (calor útil) es

$$q_u(y) = q_w + q_d = (2w\eta_f + D) [S - U_L(T_b(y) - T_a)]. \quad (3.28)$$

Es decir que en una “franja” de colector de altura Δy se transfiere un calor $q_u(y) \Delta y$ a cada uno de los ductos⁷. Este calor debe ser transferido al

⁷Este análisis supone que a cada ducto le corresponde un ancho de placa $2w$. Esto puede no ser cierto cerca del borde de la placa para un colector particular.

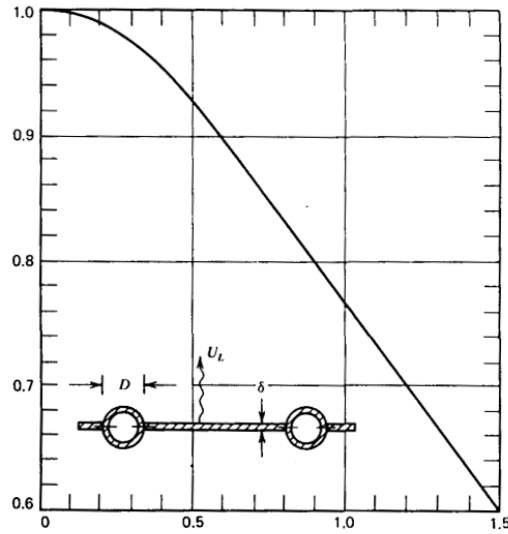


Figura 3.8: Se muestra la eficiencia de aleta, $\eta_f = \frac{\tanh(mw)}{mw}$, como función de $mw = \sqrt{U_L/k\delta}w$. En esta expresión $2w$ es la separación entre los bordes externos de los tubos. Figura adaptada de [1].

fluido a $T_f(y)$, a través de una resistencia térmica convectiva $1/h_f$ asociada a la transferencia de calor convectiva en el interior del ducto⁸. Trabajando por unidad de longitud en y ,

$$q_u(y) = Ph_f [T_b(y) - T_f(y)] \quad (3.29)$$

donde P es el perímetro interno del ducto. Se puede eliminar la temperatura de la placa sobre el ducto, $T_b(y)$ usando las ecs. (3.28) y (3.29) y se obtiene una expresión para el calor transferido al fluido por unidad de longitud,

$$q_u(y) = \ell_d F' [S - U_L (T_f(y) - T_a)] \quad (3.30)$$

donde $\ell_d = 2w + D$ es la separación entre los ejes de dos ductos contiguos y el factor de eficiencia del colector, F' ,

$$F' = \frac{1/U_L}{\ell_d \left[\frac{1}{(2w\eta_f + D)U_L} + \frac{1}{Ph_f} \right]}. \quad (3.31)$$

⁸Esto supone que la placa es un buen conductor y que la soldadura del ducto a la placa es de calidad, de modo que la “resistencia de contacto” es mucho menor que la convectiva al fluido. Si esto no es cierto, h_f debe ser recalculado (o medido) para incluir este efecto.

condición	U_L , W/m ² K
2 cubiertas de vidrio	4
1 cubierta de vidrio	8
	$k\delta$, W/K
placa de cobre 1mm	0.38
placa de acero 1mm	0.045
	h_f , W/m ² K
agua, flujo laminar forzado	300
agua, flujo turbulento forzado	1500
aire, flujo turbulento forzado	100

Cuadro 3.2: Valores típicos para algunos de los parámetros que determinan el factor de eficiencia de un colector plano F' , según la Ref. [2].

La ec. (3.31) permite interpretar al factor F' como el cociente entre la energía útil transferida al fluido y la energía disponible si la placa tuviera una temperatura uniforme en la dirección x , igual a la temperatura local del fluido: es decir si fuese $T_c(x, y) = T_f(y)$.

Este factor agrupa la dependencia del calor transferido al fluido en varios de los parámetros del colector y es débilmente dependiente de la temperatura de la placa. Se trata a efectos prácticos como un parámetro de diseño. Al menos para la geometría considerada, es un cociente de resistencias térmicas. En el numerador, la resistencia térmica global $R_L = 1/U_L$ del colector, describe globalmente las pérdidas térmicas por encima de la cobertura y por debajo, a través de la aislación. El denominador puede interpretarse como la resistencia al flujo de calor del fluido al ambiente R_f , de modo que $F' = R_L/R_f$. Normalmente, $R_L \geq R_f$ y $F' \leq 1$, dado que el camino térmico del fluido al ambiente debe ser más largo que desde la placa al ambiente. Un valor típico es $F' \approx 0,85$. La dependencia de este factor con los parámetros del colector se encuentra tabulada (ver la Ref. [1]). Los gráficos son del tipo mostrado en la Fig. 3.9 y pueden utilizarse junto a consideraciones de costos para, por ejemplo, determinar la separación óptima entre ductos. Como se ve en estas figuras, el factor F' aumenta con el producto $k\delta$ y disminuye con al aumentar la distancia entre ductos, ℓ_D o el coef. global de pérdidas U_L . En la Tabla 3.3 se indican algunos valores típicos para los parámetros que determinan el factor de eficiencia.

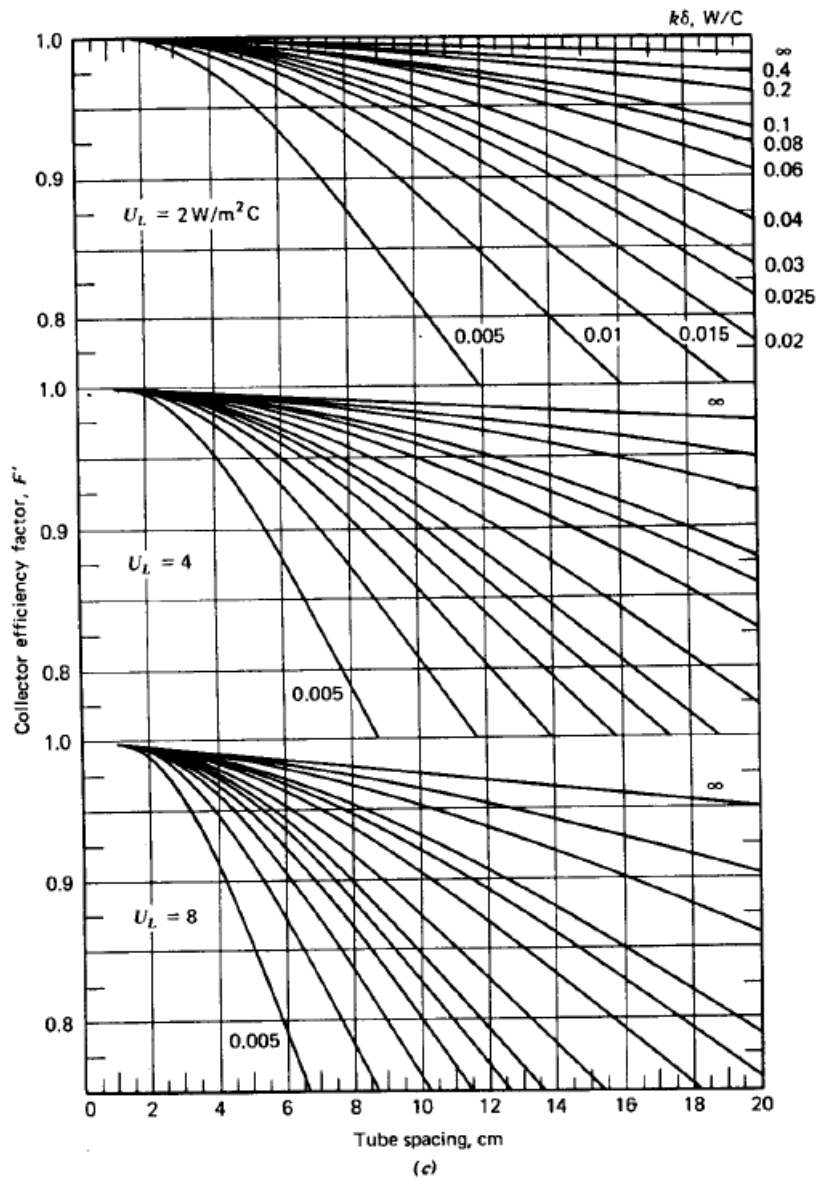


Figura 3.9: Curvas para el factor de eficiencia F' dado por la ec. (eq:Fp), para tres valores del coeficiente global de pérdidas, U_L . En cada caso se parametrizan por el valor de $k\delta$ en $W/^\circ C$. En el eje horizontal se indica la separación entre ductos, $\ell_D = 2w + D$ en cm. En la Ref. [1] se encuentran curvas para otros valores de U_L .

Factor de remoción de calor, F_R

Hasta ahora hemos trabajado calculando el calor por unidad de longitud, para una franja de la placa colectora, ubicada a cierta altura y . Para calcular el calor útil transferido al fluido a lo largo de todo el colector, resta determinar la dependencia de la temperatura de la placa con y .

El calor útil que llega al fluido en la franja $y, y + dy$ es absorbido en el mismo,

$$q_u(y) dy = \dot{m}' c_P [T_f(y + dy) - T_f(y)] \quad (3.32)$$

donde \dot{m}' es el flujo másico en kg/s *por un ducto* y c_P el calor específico del fluido. Si hay N_d ductos y un flujo másico total \dot{m} equidistribuido entre ellos, resulta $\dot{m}' = \dot{m}/N_d$. Usando la ec. (3.30) para $q_u(y)$ resulta,

$$\frac{dT_f}{dy} + \frac{N_d \ell_d F' U_L}{\dot{m} c_P} \left[T_f(y) - T_a - \frac{S}{U_L} \right] = 0. \quad (3.33)$$

Si ignoramos la débil dependencia con la temperatura de los parámetros F' y U_L , esta ecuación de primer orden determina una dependencia exponencial para $T_f(y)$. En efecto, definiendo

$$\begin{aligned} \varphi(y) &= T_f(y) - T_a - \frac{S}{U_L} \\ \alpha &= \frac{A_c F' U_L}{L \dot{m} c_P} > 0 \end{aligned} \quad (3.34)$$

donde hemos usado la relación $A_c = N_d \ell_d \times L$. Con estas definiciones la ec. (3.33) resulta $d\varphi/dy + \alpha\varphi = 0$ y

$$\varphi(y) = \varphi(0)e^{-\alpha y} \quad (3.35)$$

Usando la definición (3.34) se obtiene la temperatura en el fluido,

$$T_f(y) = T_a + (T_{f,in} - T_a)e^{-\alpha y} + \frac{S}{U_L} (1 - e^{-\alpha y}) \quad (3.36)$$

en términos de $T_{f,in}$ la temperatura del fluido a la entrada. Si tomamos el caso en que el fluido ingresa a temperatura ambiente, $T_{f,in} = T_a$, la relación (3.36) se simplifica a

$$T_f(y) = T_{f,in} + \frac{S}{U_L} (1 - e^{-\alpha y}) \quad (3.37)$$

con lo cual, luego de recorrer una distancia $1/\alpha$ por los tubos el fluido alcanza una temperatura máxima del orden de S/U_L . Tomando la radiación absorbida

en la placa como $S = 500 \text{ W/m}^2$ (un valor alto, a mediodía) y $U_L = 7 \text{ W/m}^2\text{K}$, resulta un incremento máximo de temperatura del fluido de $\sim 70^\circ\text{C}$.

En general, la ec. (3.36) puede evaluarse en $y = L$ para obtener la temperatura de salida del fluido,

$$T_{f,out} = T_a + \frac{S}{U_L} \left(1 - e^{-\frac{A_c F' U_L}{\dot{m} c_P}} \right) + (T_{f,in} - T_a) e^{-\frac{A_c F' U_L}{\dot{m} c_P}} \quad (3.38)$$

Un colector solar no es otra cosa que un intercambiador de calor especializado para absorber el calor incidente del sol y transferirlo al fluido minimizando pérdidas en el proceso. El factor de remoción de calor, F_R , compara el desempeño del colector con el óptimo termodinámico, que se alcanza cuando la temperatura de placa permanece en el mínimo posible (lo cual minimiza las pérdidas al ambiente). Si $T_c < T_{f,in}$ se invierte el flujo de calor y el colector enfría al fluido, de modo que la menor temperatura de placa a partir de la cual se transfiere calor al fluido es $T_c = T_{f,in}$. Se define por lo tanto,

$$F_R = \frac{\text{calor transferido al fluido}}{\text{calor transferido si } T_c = T_{f,in}} = \frac{\dot{m} c_P (T_{f,out} - T_{f,in})}{A_c [S - U_L (T_{f,in} - T_a)]}. \quad (3.39)$$

Se podría sustituir la ec. (3.38) y operar para llegar a una expresión útil para F_R . Es más conveniente reescribir la ec. (3.40) de modo de poder usar la ec. (3.35)

$$\begin{aligned} F_R &= \frac{\dot{m} c_P}{A_c U_L} \times \frac{T_{f,in} - T_a - \frac{S}{U_L} - \left(T_{f,out} - T_a - \frac{S}{U_L} \right)}{T_{f,in} - T_a - \frac{S}{U_L}} \\ &= \frac{\dot{m} c_P}{A_c U_L} \left[1 - \frac{\varphi(L)}{\varphi(0)} \right] = \frac{F'}{\alpha L} (1 - e^{-\alpha L}) \end{aligned}$$

de modo que el factor de remoción de calor se expresa en términos de los parámetros como,

$$F_R = \frac{\dot{m} c_P}{A_c U_L} \left[1 - e^{-\frac{A_c U_L F'}{\dot{m} c_P}} \right]. \quad (3.40)$$

Para visualizar la variación de F_R es conveniente escalarlo con F' , de modo que

$$\frac{F_R}{F'} = g(\alpha L) = \frac{1}{\alpha L} (1 - e^{-\alpha L}) \quad (3.41)$$

con $\alpha L = \dot{m} c_P / A_c U_L$. Esta función se muestra en la Fig. 3.10. Si $\alpha L \ll 1$ entonces $F_R \rightarrow F'$. Es claro que, al ser $F' < 1$ debe ser también $F_R < 1$, como se espera de una eficiencia termodinámica. Como veremos, este factor es determinante para la eficiencia del colector.

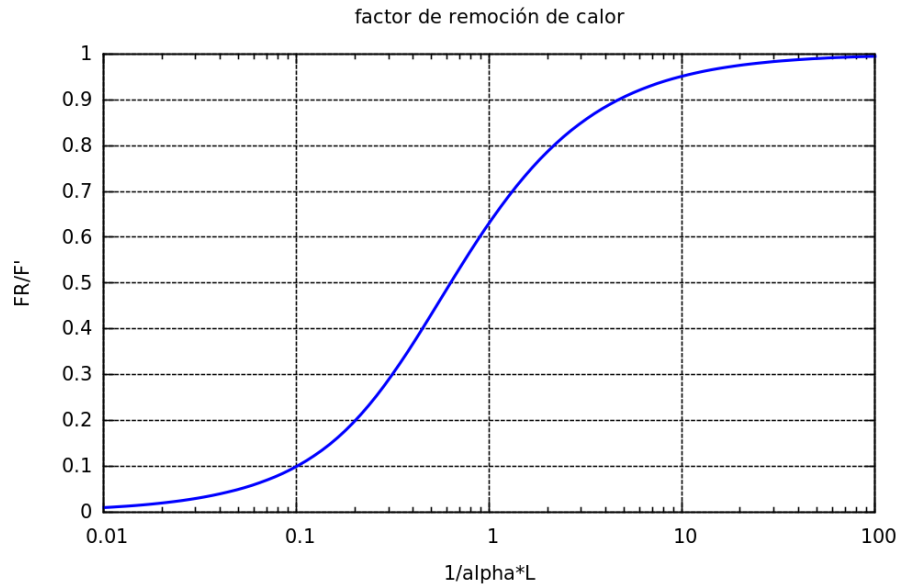


Figura 3.10: Factor de remoción de calor, F_R . Se grafica la expresión F_R/F' dada por la ec. (3.41) vs. $\frac{1}{\alpha L} = \frac{\dot{m}c_P}{A_c U_L F'}$. F_R aumenta con flujo másico creciente. Para $\alpha L = 1$ resulta $F_R = (1 - e^{-1})F' \approx 0,63F'$.

Ecuación de Hottel-Whillier-Bliss

Finalmente, para obtener una expresión para la eficiencia del colector basta usar la definición de F_R , ec. (3.40), para expresar el calor útil entregado al fluido como

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L(T_{f,in} - T_a)] \quad (3.42)$$

y sustituir en la ec. (3.3) para obtener

$$\eta_c = \frac{Q_u}{G_T A_c} = F_R \left[(\tau\alpha) - U_L \left(\frac{T_{f,in} - T_a}{G_T} \right) \right] \quad (3.43)$$

donde $(\tau\alpha) = S/G_T$ es el producto transmitancia-absortancia efectivo, S es el flujo de energía absorbido en la placa y G_T el flujo incidente en la cobertura inclinada. Esta ecuación se conoce como la ec. de Hottel-Whillier y Bliss y es de gran utilidad para el diseño de sistema de colectores, ya que proporciona un estimativo del calor útil entregado al fluido, en términos de la temperatura de entrada del fluido, que es un parámetro controlable y fácilmente medible. La ec. (refeq:WHB) esta escrita en términos instantáneos, pero en la práctica se usan versiones integradas en determinado tiempo T , con valor medio para $(\tau\alpha)$ en el período.

colector	$(\tau\alpha)R_L, \text{ m}^2\text{K/W}$	$U_L/(\tau\alpha), \text{ W/m}^2\text{K}$	$F_R(\tau\alpha)$	$U_L F_R, \text{ W/m}^2\text{K}$
CPP-1	0.12	8.3	0.8	6.6
CPP-2	0.17	5.9	0.8	4.7

Cuadro 3.3: Parámetros de dos colectores estimados en base a las curvas de eficiencia mostradas en la Fig. 3.1. CPP-1 tiene pintura negra y CPP-2 una superficie selectiva y soldaduras de calidad.

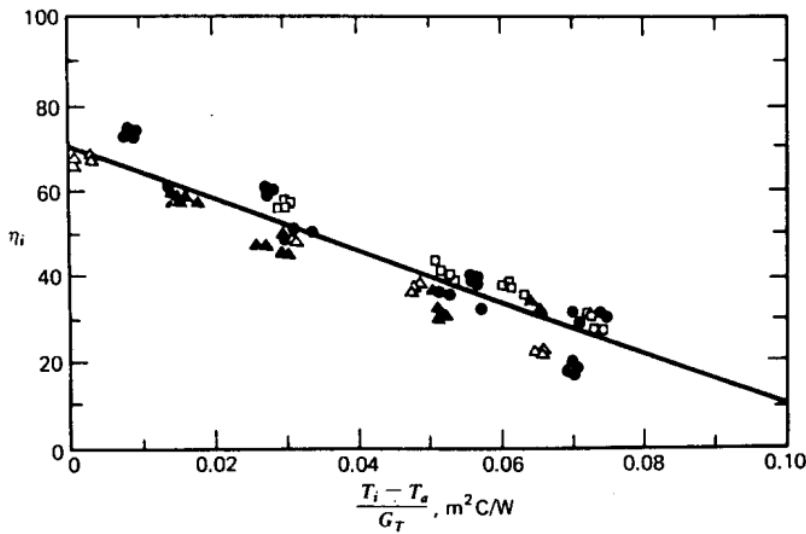


Figura 3.11: Medidas de eficiencia para un colector plano con una cubierta y superficie selectiva, de la Ref. [1].

Las curvas de eficiencia mostradas en la Fig. 3.3 son ejemplos de aplicación de esta ecuación. De este tipo de gráficos se extrae considerable información sobre el sistema colector. Por ejemplo, si $\Delta T = T_{f,in} - T_a$, una rápida inspección de la ec. (3.43) y de la Fig. 3.3 muestra que la pendiente es $-F_R U_L$, un factor que representa las pérdidas térmicas del colector. El corte con la ordenada (corresponde a $\Delta T = 0$) es $F_R(\tau\alpha)$, un factor que determina el aporte de calor al fluido. El corte con la abscisa ($\eta_c = 0$) ocurre para $\Delta T/G_T = (\tau\alpha)/U_L$, también vinculado a como el colector pierde calor al ambiente.

Controlando la temperatura de entrada del fluido, $T_{f,in}$, midiendo la irradiación sobre el colector (y estimando sus productos de transmitancia-absortancia) y midiendo el caudal y la temperatura de salida del fluido, es posible determinar la eficiencia del colector. Se llega así a gráficos como el

de la Fig. 3.11, donde la recta corresponde a un ajuste lineal de los datos experimentales. De este modo, se pueden determinar experimentalmente los parámetros U_L y F_R de un colector dado.

Ejemplo

El siguiente ejemplo ha sido adaptado a partir de un ejemplo de la Dra. G. Lesino para la región de Salta, Argentina.

Se desea diseñar una instalación solar calentadora de agua que produzca 500 litros por hora de agua a temperatura entre 50 °C y 60 °. El lugar de emplazamiento será en el techo de la Facultad de Ingeniería, en Montevideo, (Lat.: 35 °S, Long.: W, Altitud: 50 m.s.n.m.). A tal fin, se pretende comparar los rendimientos de dos tipos de colectores planos: uno económico con cubierta simple de vidrio y superficie absorbadora no selectiva y otro más caro, con cubierta doble de vidrio y superficie absorbadora selectiva. Las características geométricas y térmicas de ambos colectores se indican en la Tabla 3.12.

Además, se dispone de un folleto comercial donde se promociona un colector solar cuya curva de eficiencia es:

$$\eta = 0,7 - 6,0 \frac{T_i - T_a}{G_T}$$

y cuyo desempeño también se quiere evaluar en este estudio.

Parámetro	Colector barato	Colector caro
Largo total	2,025 m	2,025 m
Ancho total	1,025 m	1,025 m
Espesor total	0,0892 m	0,1104 m
Aislación del fondo	5 cm de lana de vidrio $k = 0,035 \text{ W/m}^\circ\text{C}$	5 cm de lana de vidrio $k = 0,035 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Aislación de costados	2,5 cm de lana de vidrio	2,5 cm de lana de vidrio
Cubierta transparente	1 paño de vidrio de 4,2 mm de espesor, $K = 16,1 \text{ m}^{-1}$, $\epsilon_g = 0,88$	2 paños del mismo vidrio que el colector barato.
Separación entre cubiertas	-----	0,017 m.
Separación placa-cubierta	0,035 m	0,035 m
Placa absorbidora	Cobre de 0,4 mm de espesor con 5 tubos de 19 mm de diámetro exterior y 0,5 mm de espesor, k del Cu = $385 \text{ W/m}^\circ\text{C}$	Cobre de 0,4 mm de espesor con 5 tubos de 19 mm de diámetro exterior y 0,5 mm de espesor, k del Cu = $385 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
Absortancia solar de la placa	$\alpha = 0,9$	$\alpha = 0,95$
Emitancia I.R. de la placa	$\epsilon_p = 0,85$	$\epsilon_p = 0,12$
Área neta de colección	2 m^2	2 m^2
Flujo a la entrada del colector	1 litro/min m^2	1 litro/min m^2
Densidad del agua	1.000 Kg/m^3	1.000 Kg/m^3
Calor específico del agua	$4182 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$	$4182 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$

Figura 3.12: Datos de los colectores propuestos y otros parámetros.

Haciendo uso de planillas de cálculo u programación directa (pero no de software especializado en diseño solar) usted deberá determinar:

1. La pendiente que tendrán los colectores.
2. El número de colectores necesarios y la eficiencia de la instalación para cada uno de los 3 tipos de colector ensayados.
3. Si durante algún horario no habrá necesidad de calentamiento auxiliar durante el mes de Julio.
4. Cuál será la fracción solar (la relación calor solar a energía auxiliar) en cada caso si se desea producir agua caliente a esas temperaturas durante todas las horas de sol disponibles.

La velocidad media del viento en la zona es de 5 m/s. El conjunto de colectores se montará orientado al norte para maximizar la colección solar. La temperatura de entrada, T_i , será constante y tendrá un valor de 20°C . Los datos meteorológicos del lugar (irradiación global horaria sobre P.H. y temperatura ambiente) para el día 15 de julio figuran en la siguiente tabla:

hora solar	I_h , W/m ²	T_a (K)
7-8	12	270
8-9	80	280
9-10	192	283
10-11	320	286
11-12	460	290
12-13	474	290
13-14	395	288
14-15	287	288
15-16	141	284
16-17	32	280

Cuadro 3.4: Datos meteorológicos del lugar (irradiación global horaria sobre P.H. y temperatura ambiente) para el día 15 de julio.

3.2. Colectores con tubos evacuados

La tecnología de tubos evacuados se ha masificado a partir de la producción en masa de estos tubos a bajo costo por parte de la industria China. El principio básico es reducir al máximo las pérdidas por convección que tienen lugar en un colector plano convencional. Como vimos, las pérdidas por la parte superior, descritas por el coeficiente U_t , son dominantes frente a las pérdidas por la parte inferior, descritas por U_b . Las pérdidas por la parte superior son mediadas por la convección y la radiación entre la placa absorbidora a alta temperatura y la placa de vidrio a temperatura moderada. Las pérdidas asociadas a la radiación se reducen con una buena superficie selectiva sobre el absorbedor. La adición de cubiertas adicionales es un camino para reducir las pérdidas convectivas, pero de utilidad limitada a una segunda cubierta, ya que con tres o más cubiertas, las pérdidas de irradiancia por reflexión lo hacen poco conveniente.

Otro camino para reducir las pérdidas convectivas es evacuar el volumen entre la placa absorbidora y la cubierta del colector. En una geometría plana, el nivel de vacío está limitado por la resistencia a la implosión del vidrio. Además sería necesario sellar la junta vidrio-metal en todo el perímetro del colector, lo cual es un punto débil. En geometrías tubulares la resistencia estructural es mayor, se pueden alcanzar y mantener mayores niveles de vacío con uno o dos sellos, incluso sin sellos como en el caso de los tubos tipo Dewar. Con esta tecnología es posible reducir las pérdidas por la parte superior de $U_t \approx 6 \text{ W/m}^2\text{K}$. Para comprender mejor cual es el nivel de vacío requerido para minimizar las pérdidas térmicas, analizamos el problema de la



Figura 3.13: Colectores con tubos evacuados.

conducción térmica entre dos placas paralelas que contienen aire enrarecido.

Conducción térmica en aire enrarecido

Diseños para tubos evacuados

Tubos de calor (Heat-pipes)

Eficiencia

Bibliografía

- [1] J.A. Duffie and W.A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Wiley and Sons, Hoboken, New Jersey, 2006.
- [2] D. Y. Goswami, F. Kreith, and J.F. Kreider. *Principles of Solar Engineering*. Taylor and Francis, New York, NY, second edition edition, 1999.
- [3] S.A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion*, 30:231–295, 2004.
- [4] S.A. Klein. Calculation of a flat-plate collector loss coefficients. *Solar Energy*, 17:79–80, 1975.
- [5] W.C. McAdams. *Heat Transmission*. McGraw–Hill, New York, 3rd edition, 1954.