

Colectores Planos

Fundamentos de Energía Solar Térmica – 2010

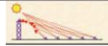



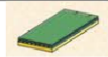
Gonzalo Abal

Instituto de Física

Maestría en Ingeniería de la Energía
Facultad de Ingeniería
Universidad de la República



colectores solares

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	

Outline

- 1 Colectores planos
 - Descripción
 - Análisis térmico
 - Factor de eficiencia F'
 - Eficiencia

- 2 Colectores evacuados
 - Colectores evacuados con transferencia directa
 - Colectores evacuados con heat-pipes

colector plano

criterios de diseño:

- maximizar energía solar absorbida en la placa
- minimizar pérdidas al ambiente
- maximizar el calor transferido al fluido
- minimizar costos de construcción e instalación
- maximizar vida útil



colector plano

criterios de diseño:

- maximizar energía solar absorbida en la placa
- minimizar pérdidas al ambiente
- maximizar el calor transferido al fluido
- minimizar costos de construcción e instalación
- maximizar vida útil



→ **compromiso: costo - calidad ...**

modelado del colector ayuda a evaluar el impacto de modificaciones en diseño y materiales en su desempeño

Balance de energía

- **irradiancia incidente** sobre un plano inclinado (β) orientado al Norte (modelo isotrópico)

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

- los factores $(\tau\alpha)$ permiten estimar S , la irradiancia [W/m^2] efectivamente *absorbida* en la placa.

Balace de energía

- **irradiancia incidente** sobre un plano inclinado (β) orientado al Norte (modelo isotrópico)

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

- los factores $(\tau\alpha)$ permiten estimar S , la irradiancia [W/m²] efectivamente *absorbida* en la placa.
- **balance térmico** en el absorbedor

$$SA_c = Q_u + Q_p + \frac{dE_c}{dt} \rightarrow \eta = \frac{Q_u}{SA_c}$$

- Q_u = energía útil al fluido [W]
 Q_p = pérdidas al ambiente [W]
 E_c = energía almacenada en el colector [J]

eficiencia del colector

- eficiencia instantánea

$$\eta_c = \frac{Q_u}{SA_c}$$

eficiencia del colector

- eficiencia instantánea

$$\eta_c = \frac{Q_u}{SA_c}$$

- en la práctica, se mide una eficiencia media en T

$$\eta_c = \frac{\int_0^T Q_u dt}{\int_0^T SA_c dt}$$

eficiencia del colector

- eficiencia instantánea

$$\eta_c = \frac{Q_u}{SA_c}$$

- en la práctica, se mide una eficiencia media en T

$$\eta_c = \frac{\int_0^T Q_u dt}{\int_0^T SA_c dt}$$

- ensayos: $T \approx 15 - 20$ min.

modelo (Hottel y Whillier)

- 1 **régimen estacionario.**
- 2 caída de temperatura despreciable a través del **espesor** de la placa colectora.
- 3 **transferencia de calor unidimensional** a través de la cubierta y de la aislación.
- 4 **cabezales:** ocupan un área despreciable del colector y proveen un flujo uniforme a los tubos.
- 5 **bóveda celeste** = emisor ideal (cuerpo negro) infrarrojo a T_{sky} .
- 6 **irradiación solar uniformemente distribuida** sobre placa colectora.
- 7 **pérdidas térmicas** referidas a la misma temperatura T_a .
- 8 **geometría de la placa** colectora: lámina con ductos o tubos adosados.
- 9 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

- se define U_L como ($[U_L] = W/m^2 K$)

$$Q_p = A_c U_L (T_c - T_a)$$

T_c = placa colectora, T_a = ambiente, A_c = placa colectora

- energía útil en régimen

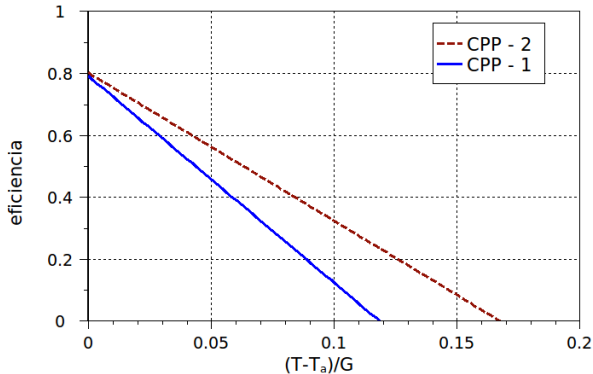
$$Q_u = SA_c - Q_p$$

- eficiencia

$$\eta = \frac{Q_u}{SA_c} = 1 - U_L \left(\frac{T_c - T_a}{S} \right)$$

lineal en $\Delta T/S$...

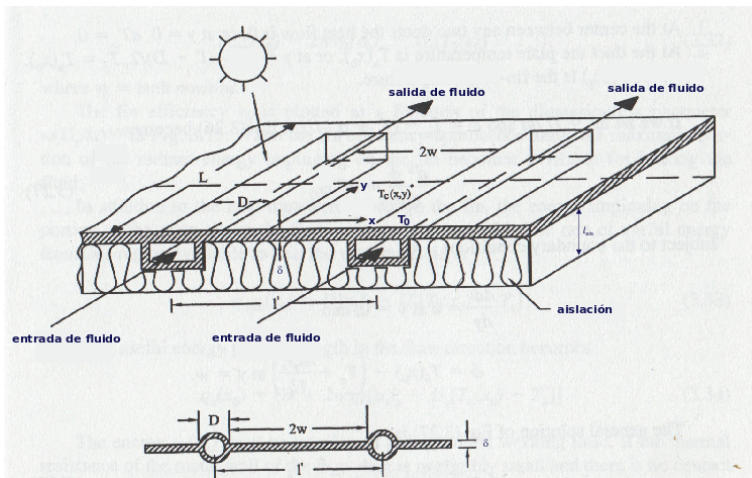
Curvas de eficiencia



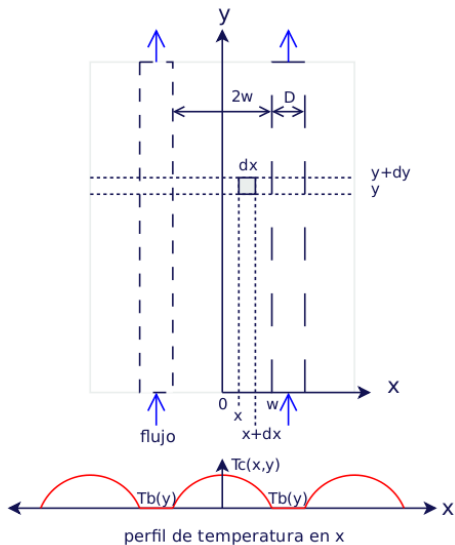
CPP-1: común, con placa absorbidora pintada de negro y tubos soldados a la placa
CPP-2: superficie selectiva basada en Cromo y tubos con soldaduras de alta calidad
Ambos colectores tienen una cubierta de vidrio bajo en hierro.

T_i : temperatura de entrada del fluido (medible y controlable) → análisis térmico detallado

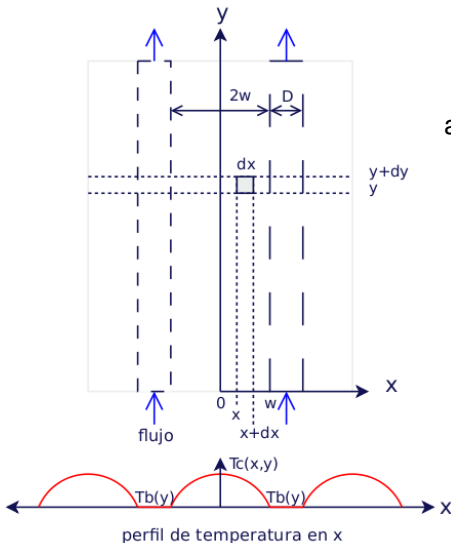
Geometría del colector



Geometría de la placa



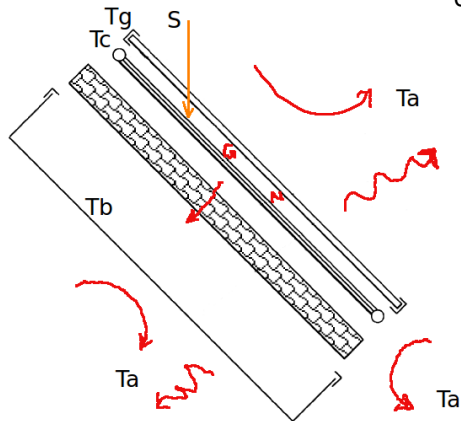
Geometría de la placa



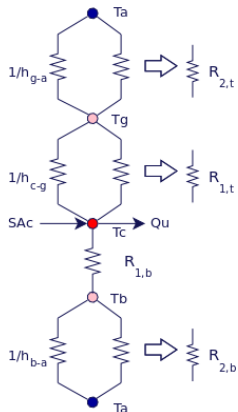
análisis cualitativo de $T_c(x, y)$:

- $\frac{\partial T_c}{\partial y} \ll \frac{\partial T_c}{\partial x}$
- $T_c(x, y_0)$ máxima entre los tubos
- $T_c(x, y_0)$ es uniforme sobre los tubos (calor va al fluido)
- $T_c(x_0, y)$ crece lentamente en la dirección del flujo

mecanismos de pérdidas



circuito equivalente para Q_p



Resistencias térmicas

- pérdidas al ambiente

$$Q_p = A_c U_L (T_c - T_a)$$

- coeficiente global de pérdidas

$$U_L = \frac{1}{R_L} = U_t + U_b = \frac{1}{R_{1t} + R_{2t}} + \frac{1}{R_{1b} + R_{2b}}$$

- **camino superior**

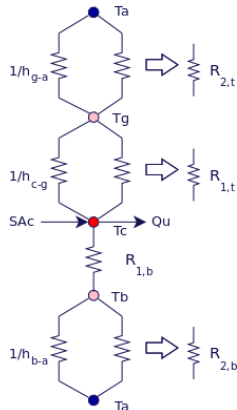
R_{1t} = radiación y convección placa (T_c) – cubierta (T_g)

R_{2t} = radiación y convección cubierta (T_g) – ambiente (T_a)

- **camino inferior**

R_{1b} = conducción placa (T_c) – base (T_b) a través de la aislación térmica

R_{2b} = radiación y convección base (T_b) y ambiente (T_a)



parte inferior (U_b)

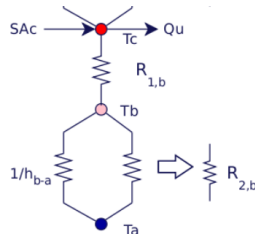
buena aislación R_{1b} domina

$$\rightarrow R_{1b} = \frac{\ell_{ais}}{k_{ais}} \gg R_{2b} = \frac{1}{h_{ba}}$$

se estima $h_c \approx 12$ a $25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

$$U_b = \frac{1 + A_e/A_c}{\frac{\ell_{ais}}{k_{ais}} + \frac{1}{h_{c,b}}}$$

el factor $1 + A_e/A_c$ es una forma simple de tener en cuenta pérdidas por los laterales.



parte superior (U_t)

$$U_t = \frac{1}{R_{1t} + R_{2t}}$$

radiación y convección

$$\frac{1}{R_{1t}} = \frac{1}{R_{r,1}} + \frac{1}{R_{c,1}} = h_{r,1} + h_{c,1}$$

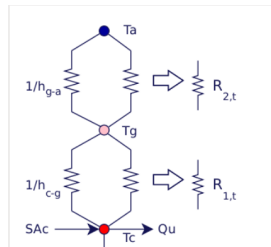
$$\frac{1}{R_{2t}} = \frac{1}{R_{r,2}} + \frac{1}{R_{c,2}} = h_{r,\infty} + h_{c,\infty}$$

radiación (h depende de la temperatura !):

$$h_{r,1} = \sigma \frac{(T_c + T_g)(T_c^2 + T_g^2)}{\epsilon_{s,i}^{-1} + \epsilon_{g,i}^{-1} - 1}$$

$$h_{r,\infty} = \sigma (T_g + T_{sky})(T_g^2 + T_{sky}^2)$$

$\epsilon_{s,i}, \epsilon_{g,i}$ emisividades IR de la superficie de la placa (s) y del vidrio (g)



determinación de U_L

coeficientes convectivos:

$h_{c,1} \rightarrow$ convección natural entre dos placas paralelas $Nu = h_{c,1}d/k_{aire}$

$h_{c,\infty} \rightarrow$ viento: $h_{c,\infty} = 5,7 + 3,8 V$ [Klein75, McAdams]

para velocidad del viento moderada: $V < 10$ m/s

determinación de U_L

coeficientes convectivos:

$h_{c,1}$ → convección natural entre dos placas paralelas $Nu = h_{c,1}d/k_{aire}$

$h_{c,\infty}$ → viento: $h_{c,\infty} = 5,7 + 3,8 V$ [Klein75, McAdams]

para velocidad del viento moderada: $V < 10$ m/s

coeficiente global de pérdidas:

$$U_L = U_t(T_c, T_g) + U_b$$

se requiere un proceso iterativo para hallar U_L ... no muy práctico.

Relación de Klein (1975)

relación empírica de Klein para U_t

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

donde $N = 1, 2, 3$ = número de coberturas y

$$f = (1 - 0,04 h_{c,\infty} + 0,0005 h_{c,\infty}^2) (1 + 0,091N)$$

$$C = 366 \times (1 - 0,0088 \beta + 0,00013 \beta^2) \text{ de Klein, 1975.}$$

$$\epsilon'_{s,i} = \epsilon_{s,i} + 0,05N(1 - \epsilon_{s,i})$$

$$h_{c,\infty} = 5,7 + 3,8 V$$

permite estimar U_t con desvío estándar $\pm 0,14 \text{ W/m}^2$ en 972 situaciones.

Ejemplo U_L

array de colectores con una cubierta de vidrio y

- 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) determinar el coeficiente global de pérdidas U_L

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

Ejemplo U_L

$$U_b \approx k_{ais}/\ell_{ais} = 0,9 \text{ W/m}^2\text{K}, \quad f = 0,62; \quad C = 311,6$$
$$h_{c,\infty} = 11,0 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{en los tres casos.}$$

Ejemplo U_L

$$U_b \approx k_{ais}/\ell_{ais} = 0,9 \text{ W/m}^2\text{K}, \quad f = 0,62; \quad C = 311,6$$
$$h_{c,\infty} = 11,0 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{en los tres casos.}$$

- a) **Pintura negra**, $\epsilon_{s,i} = 0,95$; $T_c = 80 \text{ }^\circ\text{C}$
resulta en $U_t = 3,1 + 2,9 = 6,0 \text{ W/m}^2\text{K}$

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

Ejemplo U_L

$$U_b \approx k_{ais}/\ell_{ais} = 0,9 \text{ W/m}^2\text{K}, \quad f = 0,62; \quad C = 311,6$$

$$h_{c,\infty} = 11,0 \text{ W/m}^2\text{K} \quad \text{en los tres casos.}$$

- a) **Pintura negra**, $\epsilon_{s,i} = 0,95$; $T_c = 80 \text{ }^\circ\text{C}$
resulta en $U_t = 3,1 + 2,9 = 6,0 \text{ W/m}^2\text{K}$

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

- b) **Superficie selectiva**, $\epsilon_{s,i} = 0,15$; $T_c = 80 \text{ }^\circ\text{C}$
resulta en $U_t = 3,1 + 0,9 = 4,0 \text{ W/m}^2\text{K}$

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

una reducción de pérdidas de 29%.

Calor al fluido

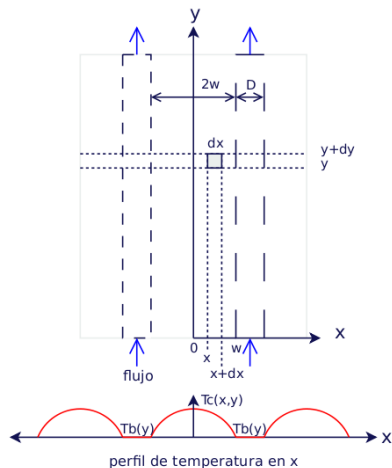
- pérdidas al ambiente

$$Q_p = A_c U_L (T_c - T_a)$$

con T_c un valor medio en la placa

...

- para expresarlo en términos de $T_{f,in} - T_a$ se requiere la **distribución de temperaturas** en la placa
- balance térmico a un elemento de placa de área $dx dy$ permite determinar $T_c(x, y)$



balance térmico

problema unidimensional:

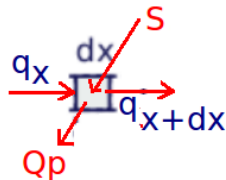
fijado y , flujo de calor según x :

$$q_x = -k\delta dy \left. \frac{\partial T_c}{\partial x} \right|_x$$

$$q_{x+dx} = -k\delta dy \left. \frac{\partial T_c}{\partial x} \right|_{x+dx}$$

$$q_x - q_{x+dx} = k\delta \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} dx dy$$

elemento de placa:

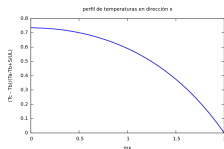
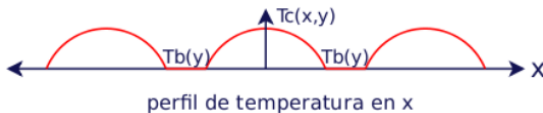


balance:

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

Perfil de temperatura

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} &= \frac{U_L}{k\delta} \left[T_c(x, y) - T_a - \frac{S}{U_L} \right] \\ \frac{\partial T_c}{\partial x} \Big|_{x=0} &= 0 \quad \forall y \\ T_c(x = w, y) &= T_b(y) - T_a - \frac{S}{U_L} \end{aligned} \right\} T_c(x, y)$$



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

$$m \equiv \sqrt{\frac{U_C}{k\delta}}$$

m = longitud característica

Calor al fluido

- calor que llega a la región sobre un tubo

$$q_w(y)dy = -k\delta dy \left. \frac{dT_c}{dx} \right|_{x=w} = 2w\eta_f [S - U_L(T_b(y) - T_a)]dy$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mw)}{mw} \rightarrow \text{eficiencia de aleta}$$

- calor captado por la región sobre el tubo a $T_c = T_b(y) = cte.$

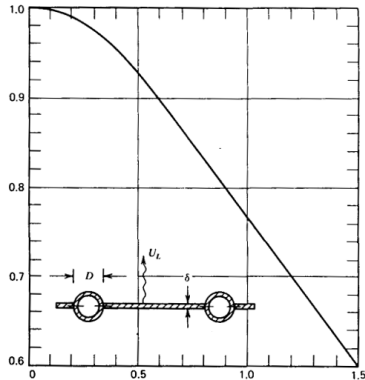
$$q_d(y)dy = D[S - U_L(T_b(y) - T_a)]dy$$

- calor (por unidad de longitud) al tubo

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

resta integrar en y para tener el calor útil $Q_u = \int_0^L q_u dy$

eficiencia de aleta



$$\eta_f = \frac{\tanh(mw)}{mw}, \text{ como función de } mw = \sqrt{U_L/k\delta} w.$$

La separación entre los bordes externos de los tubos es $2w$.

factor de eficiencia F'

- agrupa la dependencia del calor transferido al fluido en varios parámetros del colector
- se puede expresar ($\xi = y/L$)

$$F' = \frac{\int_0^L q_u dy}{A_c \int_0^1 d\xi [S - U_L (T_f(\xi) - T_a)]}$$

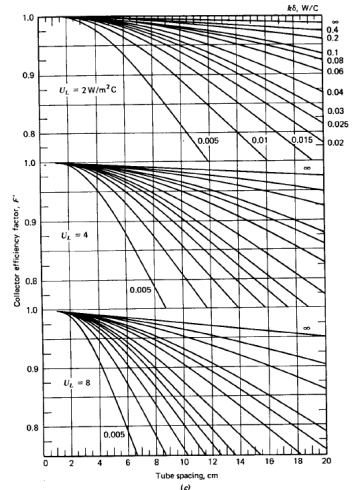
el cociente entre la energía útil transferida al fluido, Q_u , y la energía transferida si fuese $T_c(x, y) = T_f(y)$
i.e. transferencia de calor reversible: $F' \leq 1$

- como cociente de resistencias térmicas

$$F' = \frac{R_L}{R_{f,a}} = \frac{1/U_L}{\ell_d \left[\frac{1}{(2w\eta_f + D)U_L} + \frac{1}{Ph_f} \right]} = \frac{\text{placa-ambiente}}{\text{fluido-ambiente}}$$

factor de eficiencia F'

- agrupa la dependencia del calor transferido al fluido en varios parámetros del colector
- depende débilmente en la temperatura: parámetro de diseño
- valor típico $F' \approx 0,85$
- crece con conductividad térmica de placa $k\delta$
- decrece con el espaciamiento ℓ_d



Transferencia de calor al fluido

- calor transferido al fluido entre $y, y + dy$

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

depende de $T_f(y)$...

- $q_u(y)dy = \dot{m}' c_p [T_f(y + dy) - T_f(y)]$ $\dot{m}' = \dot{m}/N_d$

- por lo tanto $\frac{dT_f}{dy} + \frac{N_d \ell_d F' U_L}{\dot{m} c_p} [T_f(y) - T_a - \frac{S}{U_L}] = 0$

- a parámetros constantes (F', U_L) con $T_f(y = 0) = T_{f,in}$

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

creciente con αy , donde $\alpha = \frac{A_c}{L} \frac{\dot{m} c_p}{F' U_L}$

Transferencia de calor al fluido

- temperatura final del fluido,

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

max: S/U_L arriba del ambiente.

- calor total transferido (N_d tubos)

$$Q_u = N_d \int_0^L q_u dy = \dot{m} c_p [T_{f,out} - T_{f,in}]$$

- **Factor de remoción de calor**

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

Factor de remoción

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

para visualizar

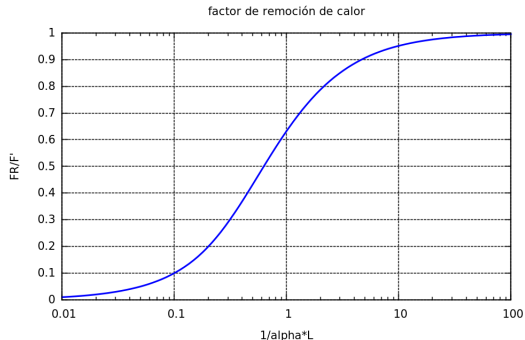
$$\frac{F_R}{F'} = g(\alpha L) = \frac{1}{\alpha L} \left(1 - e^{-\alpha L} \right)$$

si $\alpha L \ll 1$ entonces $F_R \rightarrow F'$.

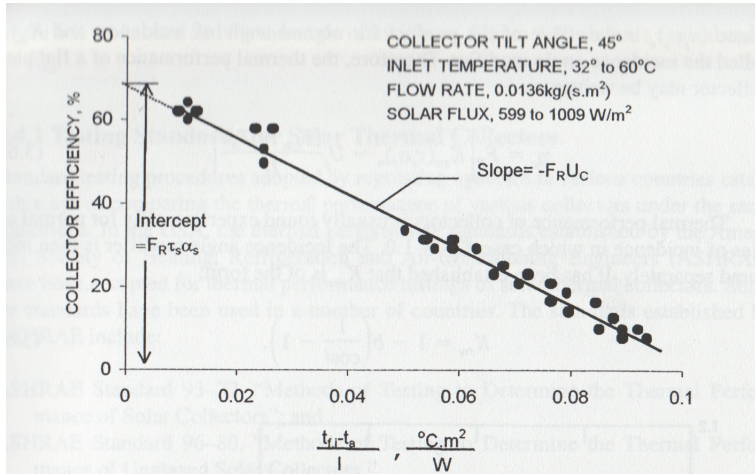
calor transferido al fluido,

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

en términos de $T_{f,in}$ y parámetros de diseño, agrupados en F_R

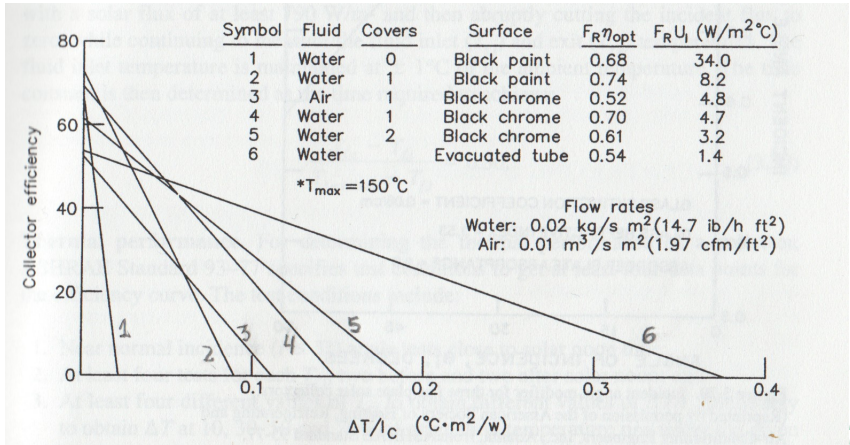


ejemplo



colector plano, 2 cubiertas

ejemplo



comparación entre varios colectores

Outline

- 1 Colectores planos
 - Descripción
 - Análisis térmico
 - Factor de eficiencia F'
 - Eficiencia

- 2 Colectores evacuados
 - Colectores evacuados con transferencia directa
 - Colectores evacuados con heat-pipes

Colectores evacuados



Principio básico:

- se aísla la placa absorbidora del ambiente enrareciendo el aire, lo cual elimina pérdidas por arriba por convección (y por conducción ?)

Colectores evacuados



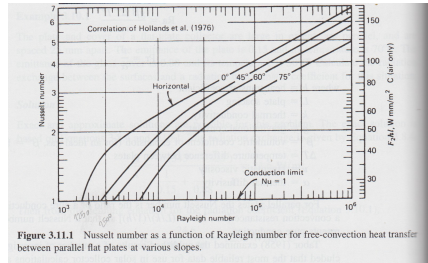
Principio básico:

- se aísla la placa absorbidora del ambiente enrareciendo el aire, lo cual elimina pérdidas por arriba por convección (y por conducción ?)
- lleva $U_t \approx 6 \text{ W/m}^2\text{K}$ (CPP) $\rightarrow U_t < 1 \text{ W/m}^2\text{K}$ (CEV)
- alcanzan mayores temperaturas ($T > 200^\circ$ temperatura típica de estagnación)
- mayor eficiencia que los CPP con alto $\Delta T/G$ (poca irradiancia, o gran ΔT). Para aplicaciones de baja ΔT o mucho sol, son menos eficientes (y más caros) que los CPP
- forma tubular: mayor resistencia a la implosión.

Que nivel de vacío se requiere?

● supresión de la convección

$Nu = 1 \Rightarrow Ra \approx 2000$ para el aire con $\beta = 35^\circ$
 $T \approx 200^\circ\text{C}$ con $d = 1 \text{ cm}$ y $\Delta T \sim 180$
 $\rightarrow Ra \approx 2200$: OK.



para aire (gas ideal), $gap = d$,

$$Nu = \frac{hd}{k}, \quad Ra = \frac{g}{\nu\kappa} \frac{\Delta T}{T} d^3$$

si hay conducción ($\lambda \lesssim d$)

$$\frac{Q}{A} \approx \frac{k}{d + 2\lambda} \Delta T$$

Que nivel de vacío se requiere?

- **supresión de la convección**

$Nu = 1 \Rightarrow Ra \approx 2000$ para el aire con $\beta = 35^\circ$
 $T \approx 200^\circ\text{C}$ con $d = 1 \text{ cm}$ y $\Delta T \sim 180$
 $\rightarrow Ra \approx 2200$: OK.

- **conducción en aire enrarecido**

tiene lugar mientras $\lambda \lesssim d$

- **libre camino medio** cae con la presión
(a $T=\text{const.}$)

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{2}\pi\delta^2} \frac{kT}{P}$$

con $\delta = 3,5 \times 10^{-10} \text{ m}$ para el aire,

$$\lambda = \frac{1}{P}$$

con P en Pa y λ en cm

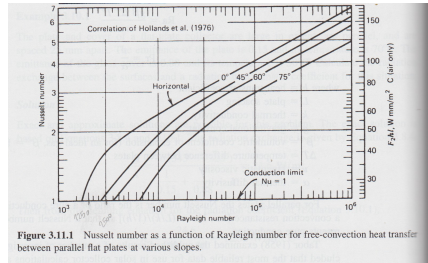


Figure 3.11.1 Nusselt number as a function of Rayleigh number for free-convection heat transfer between parallel flat plates at various slopes.

para aire (gas ideal), $\text{gap} = d$,

$$Nu = \frac{hd}{k}, \quad Ra = \frac{g}{\nu\kappa} \frac{\Delta T}{T} d^3$$

si hay conducción ($\lambda \lesssim d$)

$$\frac{Q}{A} \approx \frac{k}{d + 2\lambda} \Delta T$$

Que nivel de vacío se requiere?

- **supresión de la convección**

$Nu = 1 \Rightarrow Ra \approx 2000$ para el aire con $\beta = 35^\circ$
 $T \approx 200^\circ\text{C}$ con $d = 1 \text{ cm}$ y $\Delta T \sim 180$
 $\rightarrow Ra \approx 2200$: OK.

- **conducción en aire enrarecido**

tiene lugar mientras $\lambda \lesssim d$

- **libre camino medio** cae con la presión
(a $T=\text{const.}$)

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{kT}{\pi \delta^2 P}$$

con $\delta = 3,5 \times 10^{-10} \text{ m}$ para el aire,

$$\lambda = \frac{1}{P}$$

con P en Pa y λ en cm

- **presión crítica:** $P_c \approx 1 \text{ Pa}$.
Para aire con $P \lesssim 1 \text{ Pa}$, deja de operar el mecanismo de conducción

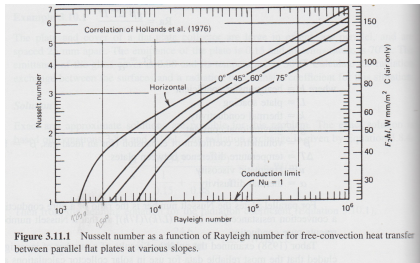


Figure 3.11.1 Nusselt number as a function of Rayleigh number for free-convection heat transfer between parallel flat plates at various slopes.

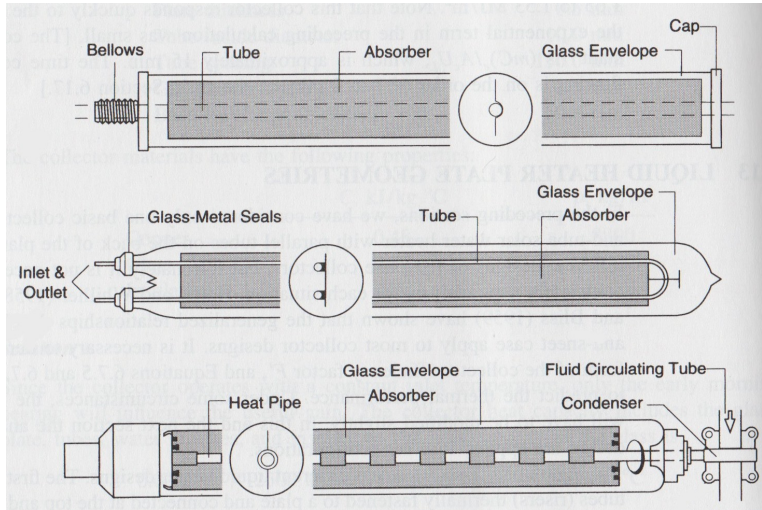
para aire (gas ideal), $\text{gap} = d$,

$$Nu = \frac{hd}{k}, \quad Ra = \frac{g \Delta T}{\nu \kappa} d^3$$

si hay conducción ($\lambda \lesssim d$)

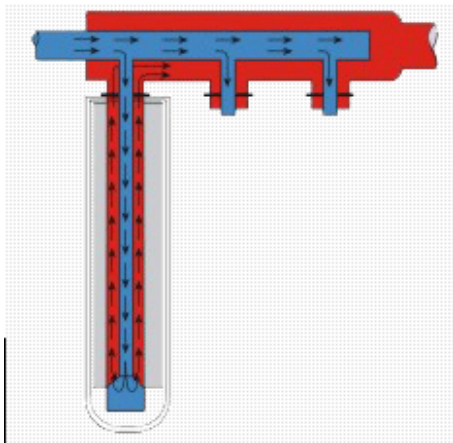
$$\frac{Q}{A} \approx \frac{k}{d + 2\lambda} \Delta T$$

Algunas configuraciones



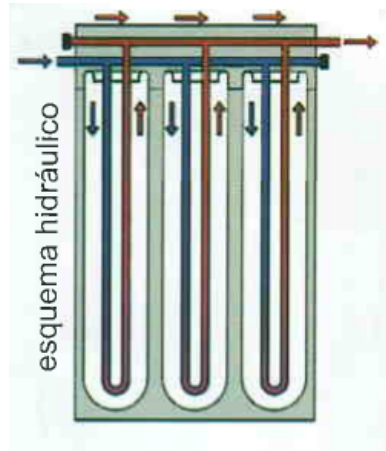
circulación directa: 2 sellos, heat pipe: 1 sello

vaso Dewar



Dewar, absorbedor cilíndrico, circulación directa: Seido VT-1

ejemplo en plaza: vaso Dewar



absorbedor cilíndrico, circulación en “U”

presión en el heat pipe

que fluido usar ?

algunas aplicaciones:

- disipador para circuitos en satélites
- disipador para CPU's
- **transportar el calor del absorbedor al fluido de trabajo en un colector solar:** pequeña cantidad de **agua destilada a baja presión**, temperatura de ebullición es $T_e \approx 30^\circ \text{C}$, (parámetro de diseño).
- presión dentro del tubo: $P_{sat} = 4,3 \text{ kPa}$ para $T_e = 30^\circ \text{C}$
- para $T_e = 20^\circ \text{C}$ sería $P_{sat} = 2,3 \text{ kPa}$ para



No confundir con la presión en el Dewar que *debería ser* de $\sim 1 \text{ Pa}$!!

ejemplo en plaza



detalle de un disipador

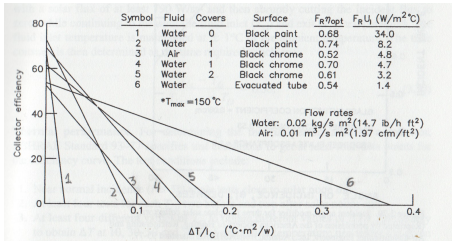


Heat Pipe Shaft

panel instalado

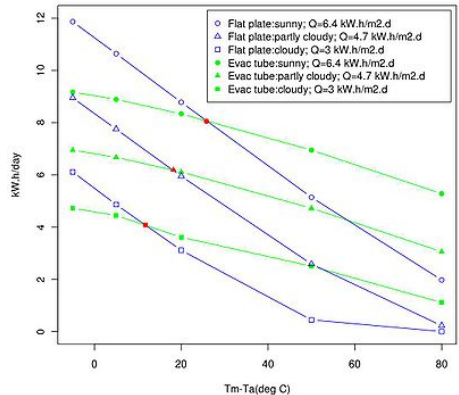


eficiencia?



en general depende de la aplicación y del clima (!):

- CHP es mejor para altos $\Delta T/G$ (países nórdicos, altas latitudes)
- CPP es mejor para bajos $\Delta T/G$ (climas templados y secos)
- en Uruguay? ... clima templado pero húmedo...



soleado: CPP mejor si $\Delta T \lesssim 30^\circ C$
nublado: CPP mejor si $\Delta T \lesssim 15^\circ C$

modelos para colectores evacuados

en colectores evacuados, la temperatura de operación es más alta y los efectos de las no-linealidades son más importantes (curvas de eficiencia no necesariamente lineales)

- colectores de **flujo por tubos** con aletas planas: modelado idéntico al de CPP
- colectores de **flujo directo**, requiere revisar el modelado de resistencias térmicas, pero se mantiene el esquema.
- colectores basados en **heat-pipe**:
presentan cambio de fase e intercambio de calor con el fluido de trabajo. Requieren un análisis y modelado específico (?)

próxima actividad

Diseño e implementación de un banco de ensayos para colectores

Ignacio Texeira

Miércoles 15/09 a las 18 hs.

Muchas Gracias! 
INSTITUTO DE FÍSICA
FACULTAD DE INGENIERÍA