

17  
28  
J



# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Estudios Superiores  
CUAUTITLAN

“Calentamiento de agua para uso doméstico  
(mediante colector solar de placa plana  
con flujo de agua)”

**T E S I S**  
PARA OBTENER EL TITULO DE  
Ingeniero Mecánico Electricista  
P R E S E N T A N  
**GABRIEL GUTIERREZ MORENO**  
**GERARDO MORALES SERNA**

Dirigió: ING. JOSE A. SANCHEZ GUTIERREZ



V N A M Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx.

1988.

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## I N D I C E

	Pag.
<i>Introducción.</i>	1
<i>Capítulo 1 El Sol como una forma de Energía.</i>	3
1.1 <i>Naturaleza de la Energía Solar.</i>	3
1.2 <i>Angulos Solares.</i>	13
<i>Capítulo 2 Principios Básicos de la Transferencia de Calor.</i>	24
2.1 <i>Conducción.</i>	24
2.2 <i>Convección.</i>	27
2.3 <i>Radiación.</i>	30
2.3.1 <i>Flujo e Intensidad de Radiación.</i>	31
2.3.2 <i>Radiación Directa sobre una Superficie Inclinada.</i>	37
2.4 <i>Cuerpos Negros.</i>	42
2.5 <i>Intercambio de Calor por Radiación entre Cuerpos Negros.</i>	48
2.6 <i>Intercambio de Radiación entre Cuerpos Grises.</i>	51
2.7 <i>Propiedades de las Superficies Opacas.</i>	58
2.8 <i>Radiación en Medios Semitransparentes.</i>	71
<i>Capítulo 3 Cálculo de Pérdidas de Calor. Para determinar la carga Térmica de los Colectores Solares.</i>	82
3.1 <i>Coefficiente Total de Transferencia de Calor.</i>	82
3.2 <i>Pérdidas de Calor en una Casa - Cálculo de Carga.</i>	84
3.3 <i>Cálculo Detallado de Pérdidas de Calor en una Casa.</i>	90

	<i>Pag.</i>
3.4 <i>Uso de Tubos Alejados en una Casa.</i>	91
<b>Capítulo 4 <i>Colecciones Solares.</i></b>	<b>93</b>
4.1 <i>Introducción.</i>	93
4.2 <i>Descripción General de los Colectores de Placa Plana.</i>	94
4.3 <i>Análisis Térmico Simplificado para Colectores de Placa Plana.</i>	97
4.4 <i>Pérdidas Térmicas del Colector.</i>	99
4.5 <i>Distribución de Temperatura en Colectores Solares de Placa Plana.</i>	105
4.5.1 <i>Distribución entre los Tubos y el Factor de Eficiencia del Colector.</i>	110
<b>Capítulo 5 <i>Diseño de Colecciones de Placa Plana con Flujo de Agua.</i></b>	<b>123</b>
5.1 <i>Calentamiento Solar de Agua.</i>	123
5.2 <i>Sistema de Calentamiento de Agua.</i>	125
5.3 <i>Energía Auxiliar.</i>	131
5.4 <i>Sistemas de Circulación Forzada.</i>	134
5.5 <i>Sistemas de Circulación Natural.</i>	139
5.6 <i>Combinación de Colector-Almacenaje.</i>	144
<b>Capítulo 6 <i>Almacenamiento de Energía Solar.</i></b>	<b>150</b>
6.1 <i>Sistema Pasivo.</i>	151
6.2 <i>Sistema Activo.</i>	153
6.3 <i>Cambio de Fase.</i>	154
6.4 <i>Estanques Solares.</i>	155
6.5 <i>Almacenamiento en la Forma de Combustible.</i>	157
6.6 <i>Descripción Matemática.</i>	159



	<i>Pag.</i>
<i>Capítulo 7 Economía de los Procesos Solares.</i>	<i>162</i>
<i>7.1 Calentamiento de Agua por medio de Energía Solar contra el Calentamiento de Agua por medio de Electricidad.</i>	<i>162</i>
<i>7.2 Calentamiento de Agua por medio de Energía Solar contra el Calentamiento de Agua por medio de Gas.</i>	<i>165</i>
<i>7.3 Calentamiento de Agua por medio de Energía Solar contra Calentamiento de Agua por medio de Petróleo.</i>	<i>166</i>
<i>7.4 Costo de Ciclo de Vida.</i>	<i>167</i>
<i>Capítulo 8 Equipo Típico Comercial.</i>	<i>169</i>
<i>Conclusiones.</i>	<i>180</i>
<i>Apéndice "A" Tablas.</i>	<i>183</i>
<i>Apéndice "B" Unidades.</i>	<i>206</i>
<i>Apéndice "C" Simbología.</i>	<i>209</i>
<i>Bibliografía.</i>	<i>213</i>

## I N T R O D U C C I O N

Para la obtención de la energía solar se usan los sistemas que se conocen con el nombre de colectores solares; los cuales se basan en los fluidos de transferencia de calor más comunes que son el agua y el aire; que consisten básicamente de una unidad de almacenaje y de distribución, sea la casa o edificio que será calentado. En climas templados, es necesario instalar una fuente auxiliar, que nos lleva al problema principal que es el diseñar estos equipos con la obtención de una óptima combinación de la energía solar y energía auxiliar.

En los sistemas Activos de Calentamiento Solar al usar colectores para calentar un fluido, son necesarias unidades de almacenamiento de la energía útil y equipos de distribución y un sistema para controlar el mismo.

En combinación con el equipo convencional de calentamiento solar se deberá tener: adecuados niveles de confort, temperatura estable y de seguridad.

El término casa solar es también aplicado en los edificios que incluyen sus partes integrales y sus elementos de admisión, absorción, almacenaje y descarga de la energía solar y así reducir la necesidad de energía auxiliar para un calentamiento confortable.

Un adecuado diseño arquitectónico debe ser usado para maximizar las ganancias solares en el invierno y en el verano, reducir el calentamiento, (aunque pueda usarse para refrigeración o aire acondicionado).

Los elementos en el edificio o casa (vidrio y piso) pueden ser contruidos para tener una alta capacidad para almacenar energía térmica y reducir las variaciones de temperatura. Aislamientos móviles pueden ser usados para controlar pérdidas y ganancias para ventanas u otros elementos arquitectónicos en el edificio.

Desde los años 70's ha ido en aumento el interes y actividad en los procesos de calentamiento solar pero solamente un pequeño grupo de industrias se han interesado comercialmente, principalmente en E.U., mientras que en México son contadas las empresas que se dedican a la comercialización de estos sistemas, mientras que en diversas instituciones y universidades (sobre todo en E.U., Europa y otros países), han dedicado mucho tiempo y dinero en estas investigaciones como una posibilidad o solución a la alta demanda de energía.

En México se ha tratado principalmente a nivel de investigación y experimentación en universidades y escuelas técnicas, aunque algunas compañías privadas han empezado a tratarlo comercialmente, sobre todo para calentar agua de albercas.

En la presente tesis nos enfocaremos principalmente a los colectores solares de placa plana con flujo de agua.

## CAPITULO 1

EL SOL COMO UNA FORMA DE ENERGIA.

## 1.1 Naturaleza de la Energia Solar.

El Sol que es la fuente principal de vida en nuestro sistema solar está determinado en la naturaleza de su radiación dentro del espacio por las características de su estructura. Dentro de la viabilidad del uso de esta forma de energía natural, en la superficie de la Tierra (en su contorno), son la intensidad, distribución espectral y las características direccionales.

El Sol es una esfera, de una materia gaseosa caliente con un diámetro de  $1.39 \times 10^6$  Km y esto es en promedio  $1.5 \times 10^8$  Km veces el diámetro de la Tierra. Desde la tierra se puede observar, que el Sol rota sobre su eje alrededor una vez cada 4 semanas. Sin embargo esta no es una rotación de un cuerpo sólido; el ecuador toma alrededor de 27 días, y en las regiones polares toma alrededor de 30 días por cada rotación.

El Sol tiene una temperatura efectiva en su cuerpo sólido de  $5\ 500^\circ\text{C}$ , la temperatura en las regiones centrales se estima entre  $8 \times 10^6$  y  $40 \times 10^6$   $^\circ\text{C}$ , y la densidad es alrededor de 100 veces más que el agua.

El Sol, es en efecto, una continua reacción de fusión compuesta de gases (llamada "vasija contenedora"), retenida por fuerzas gravitacionales. Estas reacciones de fusión pueden estar suministradas por la energía de radiación del Sol, un proceso de la mayor consideración es en cuál el hidrogeno (4 protones) combinado con una forma de helio (1 núcleo de helio);

la masa del núcleo de helio es menor que la de los cuatro protones del hidrógeno, y entonces se perderá masa en la reacción y se convertirá en energía.

La energía se produce en la esfera solar, a temperaturas de millones de grados centígrados. Una radiación sucesiva y un proceso convectivo deberá ocurrir, con una sucesiva emisión, absorción y radiación.

La radiación en el centro del Sol necesariamente será en forma de rayos X y parte de rayos Gamma del espectro, como el incremento en las longitudes de onda de la radiación como la baja temperatura por largas distancias radiales.

La estructura esquemática del Sol de la Fig. 1.1 nos muestra una estimación del 90% de la energía generada es en la región de 0 a  $0.23r$  (donde  $r$  es el radio del Sol), que contiene el 40% de la masa del Sol. A una distancia de  $0.7r$  desde el centro la temperatura tiene un descenso de alrededor de  $130\ 000\ ^\circ\text{C}$  y la densidad de  $70\ \text{kg/m}^3$ ; aquí el proceso de convección empieza a hacerse importante y la zona de  $0.7r$  a  $1r$  es conocida como la zona "convectiva". Dentro de esta zona la temperatura baja hasta los  $5\ 000\ ^\circ\text{C}$  y la densidad hasta los  $10^{-5}\ \text{kg/m}^3$ .

La superficie solar parece estar compuesta de granulos (celdas de convección irregular), con dimensiones de  $1\ 000\ \text{km}$ , hasta  $3\ 000\ \text{km}$  y con celdas de pocos minutos de vida. Otros rasgos de la superficie solar son pequeñas áreas oscuras llamadas poros, aunque algunas son del orden de la magnitud de celdas convectivas y largas áreas oscuras llamadas manchas solares.

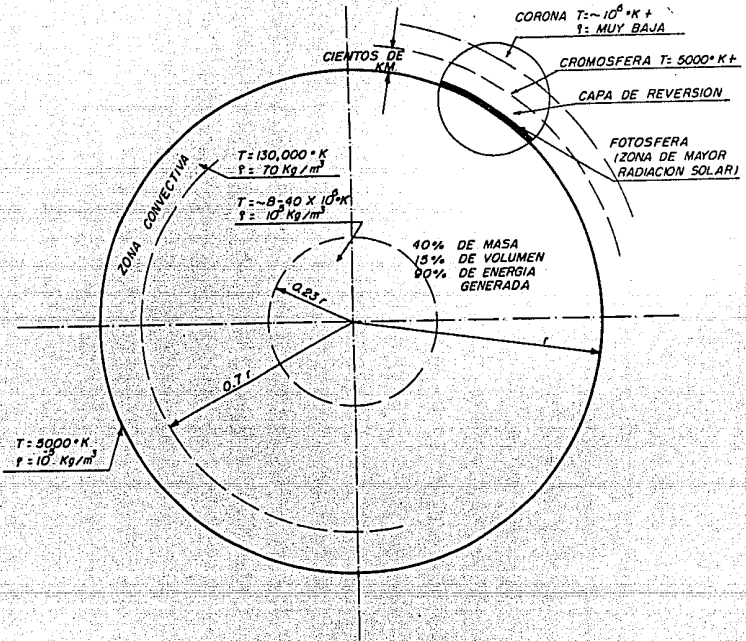


Figura 1.1 La estructura solar

que varían en tamaño. La capa que está fuera de la zona convectiva es llamada fotosfera. Esta zona es esencialmente opaca, como los gases que la componen son altamente ionizados y es capaz de absorber y emitir un continuo espectro de radiación. La fotosfera es la superficie con mayor radiación solar.

Fuera de la fotosfera está la zona mayor de la menor transparente atmósfera, que se observa durante un eclipse total de Sol o por instrumentos que muestran el disco solar oculto.

Arriba de la fotosfera está una capa de gases fríos de varios cientos de kilómetros llamada la capa de inversión. Fuera de estas se encuentran una capa conocida como la cromósfera, con una profundidad de alrededor de 10 000 km. Esta es una capa gaseosa con algunas temperaturas tan altas como la de la fotosfera y con baja densidad. La última capa es la llamada corona, con una muy baja densidad y muy alta temperatura ( $10^6$  °C).

Todos estos datos nos sirven para darnos una idea general del potencial energético que tenemos a partir del Sol, que es una fuente de energía que tenemos a la mano y gratis. A pesar de que el Sol tiene una estructura tan compleja, será suficiente para aplicaciones en ingeniería considerar que el Sol se comporta como un cuerpo negro a una temperatura de 5 500 °C.

La constante solar  $I_{cs}$  se define como la cantidad de energía por unidad de tiempo que recibe una superficie de área unitaria perpendicular a la radiación, en el espacio, y la distancia media del Sol a la Tierra. Se han realizado numerosas mediciones

directas e indirectas de la constante solar. El valor normal ó estándar propuesto por Thekaekara y Drummond es de  $1\,353\text{ W/m}^2$ , (o sea, equivalentemente,  $1.94\text{ cal/min-cm}^2$ ;  $428\text{ Btu/hr-pie}^2$ ).

Esta energía de la constante solar  $I_{cs}$  se encuentra distribuida según distintas longitudes de onda. Sin embargo, la radiación solar extraterrestre adquiere solamente valores significativos entre  $0.2$  y  $4.0\text{ }\mu\text{m}$ . La Figura 1.2 muestra la distribución espectral de la radiación solar. Similarmente, la Tabla A.1 presenta valores monocromáticos de la radiación solar extraterrestre  $I_{cs\lambda}$  a distintas longitudes de onda. La columna  $f_\lambda$  corresponden a la fracción de la constante solar que se encuentra por debajo de una longitud de onda  $\lambda$  dada.

#### Ejemplo 1.1

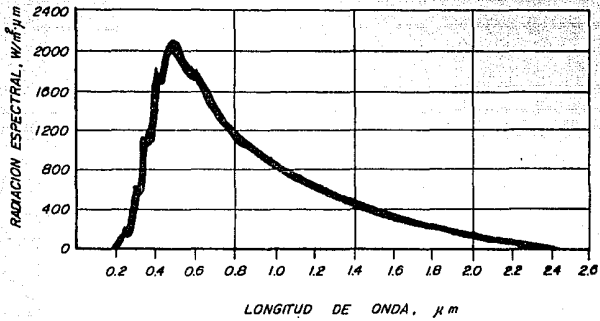
Determinar la fracción y cantidad de radiación solar extraterrestre en el ultravioleta ( $\lambda < 0.38\text{ }\mu\text{m}$ ), en el visible ( $0.38\text{ }\mu\text{m} < \lambda < 0.78\text{ }\mu\text{m}$ ) y en el infrarrojo ( $\lambda > 0.78\text{ }\mu\text{m}$ ).

#### Solución.

La fracción solar  $f_\lambda$  correspondiente a  $0.38$  y  $0.78\text{ }\mu\text{m}$  son según la Tabla A.1 iguales a  $7\%$  y  $54.29\%$ . Este último valor se obtiene por interpolación. En consecuencia, la fracción de energía solar extraterrestre que se encuentra en el ultravioleta es  $7\%$ , en el visible,  $54.29\% - 7\% = 47.29\%$ , y en el infrarrojo  $100\% - 54.29\% = 45.71\%$ . Aplicando estos porcentajes a la constante solar ( $1\,353\text{ W/m}^2$ ) se obtiene  $95\text{ W/m}^2$  en el ultravioleta,  $640\text{ W/m}^2$  en el visible y  $618\text{ W/m}^2$  en el infrarrojo.

Dado que la distancia del Sol a la Tierra no es constante la energía solar que recibe nuestro planeta fuera de su atmósfera





*Figura 1.2. Distribución espectral de la radiación solar extraterrestre.*

tampoco es constante. Es decir, el valor correspondiente a la constante solar varía más o menos 3,5% con respecto al valor medio. La Fig. 1.3 muestra la variación de la radiación solar extraterrestre interceptada por la Tierra durante el año.

No toda la radiación solar extraterrestre que intercepta la Tierra llega a la superficie de la misma, aun en condiciones de cielo despejado.

La atmósfera terrestre está constituida por una masa gaseosa estratificada. Su altura es indeterminada, y se supone algo menor de la millonésima parte de la masa del planeta. La variación vertical de la temperatura permite distinguir distintas regiones: la tropósfera hasta una altura de 10 a 15 km; en ella la temperatura disminuye de  $-50^{\circ}\text{C}$  a  $-90^{\circ}\text{C}$ ; la estratósfera - se encuentra situada encima de la tropósfera, contiene una capa de ozono entre los 20 y los 40 km de altura, tiene muy baja humedad relativa y la temperatura permanece estable; la ionósfera de altura superior a los 100 km, tiene temperaturas indeterminadas, finalmente la exósfera es la última capa atmosférica. Hasta los 80 km de altura, aproximadamente, la composición es constante: 78%  $\text{N}_2$ , 21%  $\text{O}_2$ , 0.9% Ar, 0.03%  $\text{CO}_2$ , y restos de otros gases, así como ozono y vapor de agua en la vecindad del suelo.

Una propiedad importante del ozono es que absorbe casi totalmente las radiaciones ultravioleta de longitud inferior a  $0.35\mu\text{m}$  por lo tanto, la existencia del gas en la atmósfera impide la llegada de dichos rayos a la superficie terrestre, los cuales, en caso contrario, tendrían una acción destructiva sobre los seres vivos.

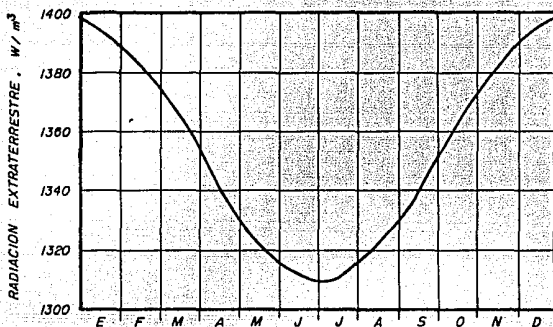


Figura 1.3 Variación de la radiación solar extraterrestre a lo largo del año.

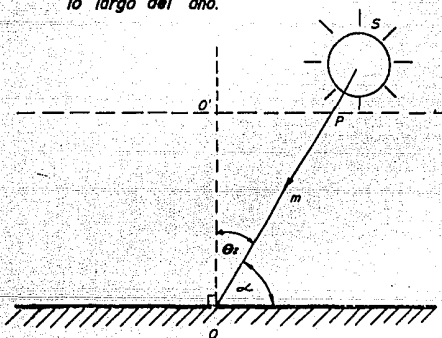


Figura 1.4 Variación de la masa de aire a través de la atmósfera.

Por otra parte el vapor de agua absorbe fuertemente la radiación solar en las bandas infrarrojas. Más allá de  $2.3\mu\text{m}$ , la transmisión en la atmósfera es muy baja debido fundamentalmente a la absorción de la energía por el vapor de agua y el dióxido de carbono. Dado que la radiación solar extraterrestre más allá de  $2.3\mu\text{m}$  es menos del  $5\frac{1}{2}\%$  del total en el espectro, la energía recibida sobre la superficie de la Tierra es todavía más pequeña.

En resumen, solamente la radiación solar extraterrestre comprendida entre  $0.29\mu\text{m}$  y  $2.3\mu\text{m}$  es transmitida con atenuaciones a la superficie de la Tierra. Esta atenuación se debe a los fenómenos de absorción por  $\text{O}_3$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{CO}_2$ , así como la dispersión de otros componentes en la atmósfera: moléculas de aire polvo, vapor de agua, etc..

Con el objeto de analizar el fenómeno de atenuación que experimenta la radiación solar a través de la atmósfera, se define el concepto de "masa de aire" como la longitud de la trayectoria a través de la atmósfera que sigue la radiación. Al nivel del mar y cuando la trayectoria es vertical se tiene una masa de aire unitaria, o igual a la unidad. De la Fig. 1.4 se desprende que la masa de aire es proporcional a la distancia  $OP = OP' / \cos \theta_z$ , en donde  $\theta_z$  es el ángulo cenital. Al nivel del mar, para una presión de 1 013.25 mm bar y cuando el Sol se encuentra en el cenit ( $\theta_z = 0$ ) se tiene que  $m = 1.0$ . En consecuencia:

$$m = \sec \theta_z \quad (1.1)$$

Nótese que el complemento del ángulo cenital se conoce como altura (angular) del Sol. Así, si la altura del Sol es -

igual a  $30^{\circ}\text{C}$  la masa del aire es igual a 2. El error que se produce al no tener en cuenta la curvatura de la superficie de la Tierra aumenta notablemente para ángulos cenitales superiores a  $70^{\circ}$ . Para mayor precisión se puede utilizar la siguiente relación que sirve para calcular la masa del aire al nivel del mar:

$$m = (1.229 + (614 \operatorname{sen} \alpha)^2)^{1/2} - 614 \alpha \quad (1.2)$$

siendo  $\alpha$  la altura del Sol en grados. Si la presión barométrica del lugar P, difiere de la presión atmosférica al nivel del mar  $P_0$ , las expresiones (1.1) ó (1.2) deben multiplicarse por el cociente  $P/P_0$ . De acuerdo con lo anterior, una masa de aire igual a cero corresponde a la radiación extraterrestre.

Por otra parte, se define como radiación directa aquella que no experimenta cambios en su dirección. Similantemente, la "radiación difusa" es la que sufre dispersión en la atmósfera y no tiene una dirección única o preferente. La radiación total es la suma de las componentes directa y difusa. En el caso de una superficie horizontal sobre la superficie de la Tierra, la radiación global está constituida por la suma de la componente vertical de la radiación directa y la radiación difusa que proviene de la bóveda celeste.

Si  $I_d$  e  $I_0$  son las intensidades de radiación solar directa terrestre y extraterrestre, la transmitancia atmosférica  $\tau_{atm} = (I_d/I_0)$  puede estimarse para cielo despejado en una atmósfera estándar libre de contaminación como:

$$\tau_{atm} = 0.5 (e^{-0.65 m} + e^{-0.095 m}) \quad (1.3)$$

Tómese en cuenta que para un cielo despejado en que  $m = 1$  entonces  $\tau_{atm} = 0.72$ . La expresión anterior no toma en cuenta la atenuación espectral en la atmósfera. La Fig. 1.5 muestra (1) el espectro de radiación solar para un cuerpo negro a  $5762^{\circ}\text{K}$ ; (2) la radiación solar extraterrestre; y (3) la radiación solar al nivel del mar ( $m = 1$ ). Las regiones sombreadas que responden a las bandas de absorción.

Cabe mencionar que la radiación difusa que proviene de la bóveda celeste depende de las condiciones atmosféricas y se desvía hacia longitudes de onda más cortas, en comparación con las de la radiación directa, debido fundamentalmente a la dispersión que los distintos componentes atmosféricos producen en el espectro solar.

## 1.2 Angulos Solares.

Cada día, el Sol, para un observador situado en la Tierra sigue una trayectoria circular a través del firmamento, alcanzando su punto más alto al medio día. Por otra parte, esta trayectoria circular aparente se mueve hacia puntos más altos que el firmamento a medida que el invierno transcurre y llega el verano como se observa en el esquema de la Fig. 1.6. En el día gano también se observa que el amanecer acontece más temprano y el atardecer más tarde, durante el verano.

Obviamente la posición del Sol en la bóveda celeste depende del lugar donde se encuentre el observador. Así al medio día de marzo 21 y septiembre 23 -los equinoccios de primavera y otoño- el Sol se encuentra directamente sobre el ecuador.

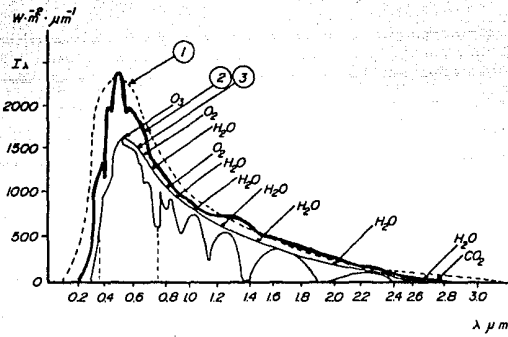


Figura 1.5 (1) Espectro de radiación para un cuerpo negro de 5762° K; (2) espectro de la radiación solar extraterrestre; (3) espectro de la radiación solar a nivel del mar.

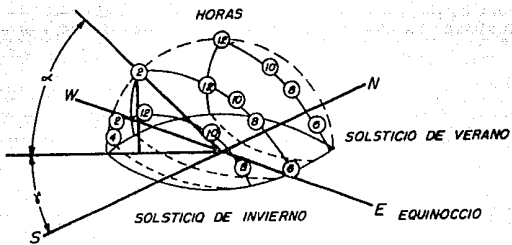


Figura 1.6 Movimiento aparente del sol.



Dado que los movimientos de la Tierra y el Sol son relativos entre sí, en el análisis que sigue se supondrá que la Tierra está fija en el espacio, que el Sol describe un movimiento virtual alrededor de ésta, y que el origen del sistema de coordenadas se localiza en el lugar de interés situado en la Tierra. Desde este punto de vista Tolomeico, el Sol está restringido a moverse con dos grados de libertad en la esfera celeste. En consecuencia, su posición en el firmamento queda descrita mediante dos variables angulares: la altura solar  $\alpha$  y el azimut solar  $\delta$ . Como se desprende de la Fig. 1.7 la primera de estas variables define el ángulo que la visual del Sol forma con el horizonte, en tanto que la segunda define la desviación que tienen los rayos del Sol con respecto al sur verdadero. (En este caso se considera que el azimut se mide con respecto al sur, y no con relación al norte, como es usual) El cálculo preciso de estas variables depende fundamentalmente de tres parámetros: la latitud del lugar  $\phi$ , la declinación  $\delta$  y el ángulo horario  $\omega$ .

La latitud queda definida mediante el ángulo que determina el lugar de interés sobre la Tierra, con respecto al plano del ecuador. Este ángulo es positivo cuando se mide hacia el norte del ecuador, y negativo cuando lo es hacia el sur de éste.

La declinación define la posición del Sol al mediodía solar, es decir, en el momento en que el Sol está más alto en el firmamento con respecto al plano del ecuador. En otras palabras la declinación es un índice del alejamiento que experimenta el Sol hacia el norte o hacia el sur del ecuador. Este parámetro, que depende del día del año, puede calcularse con

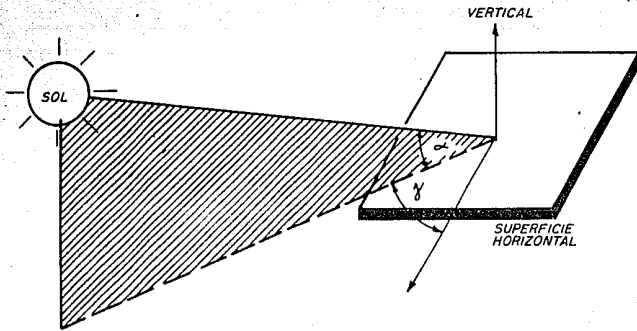


Figura 1.7 Angulos de posición del sol

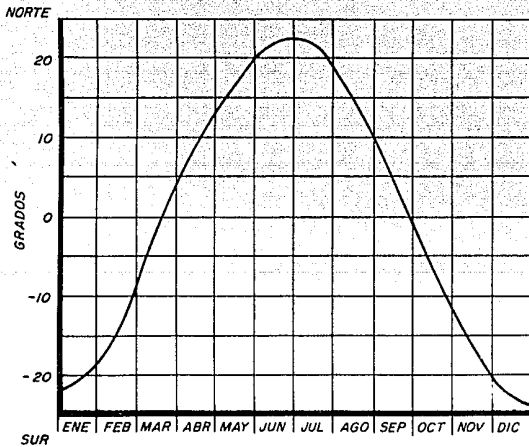


Figura 1.8 Variación de la declinación solar a través del año

la expresión:

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left( 360 \left( \frac{284 + d_n}{365} \right) \right) \quad (1.4)$$

donde  $d_n$  es el día del año. La Fig. 1.8 muestra el cambio de la declinación a través de los distintos meses del año. La Tabla A.2 muestra el cambio de la declinación, sus valores correspondientes.

Por otra parte, el ángulo horario es igual a cero al mediodía solar y adquiere un valor de  $15^\circ$  de longitud por cada hora, siendo positivo en las mañanas y negativo por las tardes. Así,  $\omega = +30^\circ$  a las 10:00 y  $\omega = -15^\circ$  a las 13:00.

Una vez determinados la latitud, la declinación y el ángulo horario, la altura y el acimut solares pueden calcularse fácilmente por medio de las siguientes relaciones trigonométricas.

$$\operatorname{sen} \alpha = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \operatorname{sen} \phi \operatorname{sen} \delta \quad (1.5)$$

$$\operatorname{sen} \mathcal{T} = (\cos \delta \operatorname{sen} \omega) / \cos \alpha \quad (1.6)$$

Ejemplo 1.2

Determinar la declinación del Sol el día 22 de Enero.

Solución.

Por la ecuación 1.4; para  $d_n = 22$ ,

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left( 360 \left( \frac{284 + 22}{365} \right) \right)$$

$$\delta = -19.39^\circ \quad \delta = -19^\circ 55' 42''$$

**Ejemplo 1.3**

Especificar la posición del Sol el día 21 de Mayo a las 10:00 hrs. tiempo solar, en un lugar en el que la latitud norte es igual a  $24^\circ$ .

*Solución.*

Por la ecuación 1.4, para  $d_n = 141$

$$\delta = 23.45 \operatorname{sen} \left( 360 \left( \frac{284 + 141}{365} \right) \right)$$

$$\delta = 20.14^\circ$$

Haciendo uso de la ecuación 1.5

$$\begin{aligned} \operatorname{sen} \alpha &= \cos(24) \cos(20.14) \cos(30) + \operatorname{sen}(24) \operatorname{sen}(20.14) \\ &= (0.91) (0.94) (0.87) + (0.41) (0.34) \\ &= 0.88 \end{aligned}$$

Por lo tanto,  $\alpha = 62.08^\circ$ . Similarmente, de la ecuación 1.6

$$\begin{aligned} \operatorname{sen} \gamma &= (\cos(20.14) \operatorname{sen}(30)) / \cos(62.08) \\ &= (0.94) (0.50) / (0.47) \\ &= 1.0 \end{aligned}$$

En consecuencia,  $\gamma = 90^\circ$ . Es decir, el Sol se encuentra en el oriente y a un ángulo de  $62.08^\circ$  sobre la horizontal.

Haciendo uso de las expresiones anteriores puede calcularse también la longitud del día, es decir, el máximo número de horas de asoleamiento diario. Haciendo  $\omega = 0$  en la ecuación 1.5 se obtiene que:

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta \quad (1.7)$$

o bien,

$$t_d = \frac{2}{15} \omega_s \text{ (horas)}$$

Por lo tanto,

$$t_d = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan \phi \tan \delta) \text{ (horas)} \quad (1.8)$$

Cabe apuntar que el tiempo solar difiere del tiempo oficial que indica un reloj exacto. Ambos están relacionados entre sí por la expresión:

$$\text{Tiempo Solar} = \text{Tiempo Oficial} + E + 4(l_{ref} - l_{loc}) \quad (1.9)$$

donde "E" es la ecuación del tiempo mostrada en la Fig. 1.9 en minutos;  $l_{ref}$  es la longitud del meridiano de referencia horaria oficial para la zona en cuestión; y  $l_{loc}$  es la longitud del meridiano del lugar, en grados oeste. La Tabla A.3 muestra algunos valores de "E" para distintos días del año.

#### Ejemplo 1.4

Calcular el tiempo solar a las 12:00 hrs. del día 22 de Enero en Monterrey, N.L. México ( $25^{\circ} 40' N$ ,  $100^{\circ} 18' W$ ).

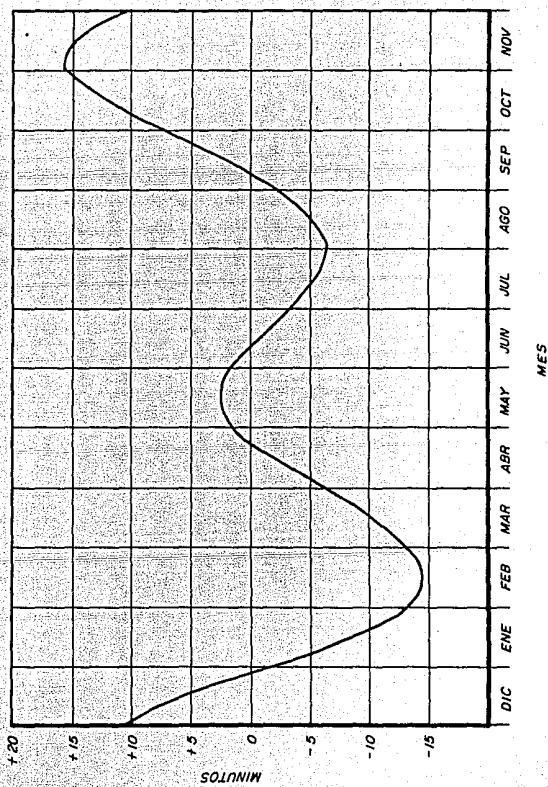


Figura 1.9 Ecuación del tiempo.

*Solución.*

Según la Tabla A.3,  $E = -11 \text{ min } 28 \text{ seg.}$  Recurriendo a la ecuación 1.9

$$\begin{aligned} \text{Tiempo Solar} &= 12:00\text{h} - 11.47 \text{ min} + 4(90 - 100.30)\text{min} \\ &= 12:00\text{h} - 52.67\text{min} \\ &= 12:00\text{h} - 52 \text{ min } 40 \text{ seg} \\ &= 11:00\text{h} + 07 \text{ min } 20 \text{ seg} \end{aligned}$$

*Ejemplo 1.5*

a) Determinar la posición del Sol el día 22 de Mayo a las 10:00, tiempo solar en Cuautitlán en el que la latitud norte es  $19^{\circ}39'$  y longitud oeste  $99^{\circ}07'$ . b) Calcular el tiempo solar a las 10:00hrs.

*Solución.*

a) De la ecuación 1.4, para  $d_n = 142$

$$\delta = 23.45 \text{ sen} \left( 360 \left( \frac{284 + 142}{365} \right) \right)$$

$$\delta = 20.34^{\circ}$$

$$\delta = 20^{\circ} 20' 24''$$

Haciendo uso de la ecuación 1.5

$$\text{sen } \omega = \cos(19.65) \cos(20.34) \cos(30) + \text{sen}(19.65) \text{ sen}(20.34)$$

$$\text{sen } \alpha = (0.942)(0.938)(0.866) + (0.336)(0.348)$$

$$\text{sen } \alpha = 0.882$$

Por lo tanto  $\alpha = 61.89^\circ = 61^\circ 53' 58''$ . Similarmente, de la ecuación 1.6

$$\text{sen } \gamma = (\cos(20.34) \text{ sen}(30)) / \cos(61.89)$$

$$\text{sen } \gamma = ((0.938)(0.5)) / (0.471)$$

$$\text{sen } \gamma = 0.996$$

En consecuencia  $\gamma = 84.874^\circ = 84^\circ 52' 26''$ . Es decir, el Sol se encuentra en el oriente y a un ángulo de  $61^\circ 53' 58''$  sobre la horizontal.

l) Para calcular el tiempo solar a las 10:00 hrs. del día 22 de Mayo.

Según la tabla A.3  $E = +3 \text{ min } 20 \text{ seg}$ . Recurriendo a la ecuación 1.9

$$\text{Tiempo Solar} = 10:00 \text{ h} + 3.33 \text{ min} + 4(90 - 99.12) \text{ min}$$

$$= 10:00 \text{ h} - 33.15 \text{ min}$$

$$= 10:00 \text{ h} - 33 \text{ min } 09 \text{ seg}$$

$$= 9:00 \text{ h} + 26 \text{ min } 51 \text{ seg}$$



## CAPITULO 2

PRINCIPIOS BASICOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

## 2.1 Conducción.

Es un proceso mediante el cual se transfiere energía en forma de calor a través de un material. El fenómeno es representado técnicamente como una vibración de moléculas en un estado alto de energía (cerca del calor) colisionando con moléculas adyacentes que son subsecuentemente incitadas al movimiento. Entonces un cambio en la reacción de la transferencia de calor a través del material, ha comenzado.

Utilizando la ecuación de conducción, existen cuatro factores de pérdidas de calor en una construcción, los cuales son:

- 1.- El área de la construcción.
- 2.- La temperatura dentro y fuera de la construcción.
- 3.- El grosor de las paredes.
- 4.- El tipo de material.

En el primer caso, el calor transferido a través de las paredes  $Q$ , es directamente proporcional al área normal al flujo de calor.

En el segundo caso,  $Q$  es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre la existente dentro de la construcción y la temperatura fuera de la misma.

En el tercer caso  $Q$ , es inversamente proporcional al grosor de la pared (de la construcción).

El último punto nos relaciona el factor de conducción,  $k$ , y

que depende del material que se trate.

Podemos relacionar estas variables de  $Q$  y  $k$ , y relacionarlos mediante la ecuación 2.1.

$$Q = -ka \frac{T}{x} \quad (2.1)$$

Donde:

$Q$  = Calor transferido en  $W$

$a$  = Area normal al fluido de calor en  $m^2$

$T$  = Diferencia de temperaturas ( $T_2 - T_1$ ) en  $^{\circ}C$  ó  $^{\circ}K$

$x$  = Grosor de las paredes en  $m$

$k$  = Constante de conductividad térmica en  $W/m^{\circ}K$

Estos se muestran en la Fig. 2.1

La conductividad térmica  $k$  hace el lado izquierdo de la ecuación igual al lado derecho. La conductividad térmica varía para cada material, la cual puede comportarse o tomar valores pequeños (como si fuera un aislante) ó valores grandes (como si fuera conductor).

Por ejemplo el cobre es un buen conductor y la madera se comporta como un aislante. Nótese los valores de  $k$ :

$$k = 386 \text{ W/m}^{\circ}k \quad (\text{Cobre})$$

$$k = 103.86 \text{ W/m}^{\circ}k \quad (\text{Madera})$$

En la ecuación 2.1 el flujo de calor  $Q$  y la diferencia de temperatura  $T$  puede ser comparada análogamente con la ley de Ohm. El flujo de corriente eléctrica es relativo al voltaje de la ecuación:

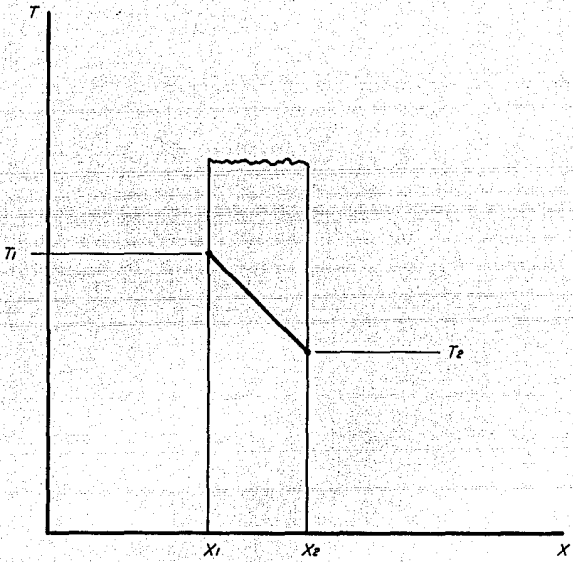


Figura 2.1 Distribución de temperatura a través de una pared.

$$I = V/R$$

Donde:

$I$  = El flujo de corriente.

$V$  = El voltaje.

$R$  = La resistencia.

El flujo de corriente  $I$  es análogo al flujo de calor  $Q$ , el voltaje  $V$  es análogo a la diferencia de temperatura  $T$ ; Por último podemos decir que la resistencia  $R$  es análoga al grosor de las paredes ( $x$ ), dividido por la conductividad térmica.

$$Q/a = T/(x/k)$$

$$Q/a = T/R$$

## 2.2 Convección.

Es el proceso de transferencia energía térmica por medio de un fluido en movimiento. El fluido puede estar en cualquiera de sus fases: líquida o gaseosa, y transportar energía de una región a otra.

Frecuentemente los tres modos de transferencia calor (conducción, convección y radiación), están involucrados simultáneamente en el proceso de transferencia de calor.

En una ventana de un cuarto localizada en la región con clima frío, el único calor transferido a ella es por medio del aire.

re, a esto se le llama convección.

El aire caliente viene a hacer contacto con la fría hoja de vidrio. La energía transferida del aire caliente al vidrio frío, el aire adyacente a la ventana es enfriado, el aire frío se contrae y se hace denso, siendo este más pesado tiende hacia abajo reemplazado por aire caliente por la recirculación del aire. El proceso continúa y se denomina comúnmente "giro".

El aire en movimiento transfiere energía en forma de calor y es llamado, en ausencia de ventiladores y/o bombas, Convección Natural.

Teniendo un ventilador instalado para empujar el aire por el vidrio de la ventana el proceso de convección podrá ser determinado como Convección Forzada.

El proceso de conducción transfiere calor a través del medio de convección. La radiación es transferida a través del cristal dando lugar al proceso Conducción-Convección.

El cambio de densidad del fluido, como el aire, siguen la ley del gas ideal:

$$\rho = P/(RT)$$

Donde:

$\rho$  = Es la densidad ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$P$  = Es la presión atmosférica ( $\text{Kg}/\text{cm}^2$ )

$T$  = Es la temperatura del aire ( $^{\circ}\text{K}$ )

$R$  = Es la constante del gas ( $\text{Kgf}\cdot\text{m}/\text{Kgm}\cdot^{\circ}\text{K}$ )

La ecuación básica de la convección será desarrollada con la ecuación 2.1 de conducción:

$$Q = h a \Delta T \quad (2.2)$$

Donde:

$Q$  = Es la energía transferida (W)

$h$  = Coeficiente convectivo de transferencia de calor ( $W/m^2 \text{ } ^\circ K$ )

$a$  = Área normal al fluido de calor ( $m^2$ )

$\Delta T$  = Incremento de temperatura ( $T_s - T_f$ ) ( $^\circ K$ )

$T_s$  = Temperatura de la superficie del sólido

$T_f$  = Temperatura del fluido

El coeficiente  $h$  hace el lado izquierdo de la ecuación igual al lado derecho y solo se obtiene experimentalmente.

Los valores de  $h$  tienen amplias variaciones y en general es difícil encontrarla en la literatura.

Ya que la determinación de  $h$  está constituida a menudo un problema complejo ya que depende de muchos factores. Entre otros depende de la geometría del sistema, además de las propiedades físicas y características del fluido. También pueden obtenerse analíticamente mediante aplicación de ecuaciones de cambio, movimiento y energía. En el caso de geometrías más complejas, el coeficiente de transferencia de calor puede evaluarse mediante el uso de correlaciones empíricas o recurriendo a la experimentación.

Varias ecuaciones han sido incluidas aquí y que se pueden

aplicar realmente al calentamiento solar. Estas ecuaciones simplificadas se encuentran en la Tabla A.4.

Una analogía eléctrica es aplicable también a la convección

$$I = V/R$$

El flujo de corriente  $I$  es análogo al flujo de calor  $Q$  dividido por el área  $a$ , el voltaje  $V$  es análogo a la diferencia de temperatura  $\Delta T$ , y por último la resistencia  $R$  es análogo al inverso del coeficiente convectivo de calor.

Entonces:

$$I = V/R$$

$$Q/a = \Delta T/(1/h)$$

### 2.3 Radiación.

Es el tercer modo de transferir calor y es también el más complejo de representar matemáticamente.

En la conducción y convección, las comprobaciones experimentales son fáciles de verificar con las Ecs. 2.1 y 2.2.

Evidencias experimentales nos indican que la relación en la transferencia de calor es proporcional a la temperatura a la -cuarta potencia de la temperatura absoluta, cuando la conducción y la convección son proporcionalmente lineales a la diferencia

de temperatura. La ley fundamental de Stefan-Boltzman es:

$$Q = \sigma a T^4 \quad (2.3)$$

Donde:

$T$  = Temperatura del cuerpo en escala absoluta ( $^{\circ}K$ )  
 $\sigma$  = Constante de Stefan-Boltzman, es independiente de la superficie, medio y temperatura, y su valor es de  $5.6697 \text{ W/m}^2 \text{ } ^{\circ}K^4$

Un emisor ideal, es un cuerpo negro y es acorde en la energía de radiación con la ecuación 2.3

Pero en su mayoría las superficies emisoras no son idealmente cuerpo negro, entonces la emisión térmica para muchas superficies (cuerpos grises) pueden ser representados por:

$$Q = \epsilon \sigma a T^4 \quad (2.4)$$

Donde:

$\epsilon$  = Emisividad de la superficie, con rangos desde cero hasta uno.

### 2.3.1 Flujo e Intensidad de Radiación.

Es muchas veces necesario describir las características direccionales del campo de radiación en el espacio. La intensidad de radiación es usada para este propósito, es definido como la



energía que pasa a través de un plano imaginario por unidad de área, cuya dirección central es perpendicular a él, plano imaginario. De este modo en la Fig. 2.2, si  $\Delta q$  representa la energía por unidad de tiempo que pasa a través de  $\Delta a$  y quedándose dentro de  $\Delta j$ , entonces la intensidad es:

$$I = \lim_{\substack{\Delta a \rightarrow 0 \\ \Delta j \rightarrow 0}} \frac{\Delta q}{\Delta a \Delta j} \quad (2.5)$$

La intensidad  $I$  tiene una magnitud y una dirección y puede ser considerado como un vector cuantitativo. Este estará necesariamente fuera del plano imaginario en el espacio, estos pueden ser considerados dos vectores de intensidad que estarán en direcciones opuestas. Estos dos vectores son frecuentemente distinguidos por los símbolos  $I^+$  e  $I^-$ .

El flujo de radiación está estrechamente relacionado con la intensidad y es definida como la energía que pasa a través de un plano imaginario por unidad de área, por unidad de tiempo y en todas direcciones de un lado del plano imaginario.

Hótese que la diferencia entre la intensidad y el flujo de radiación en un plano que forma la base de un hemisferio que atraviesa la radiación que está pasando.

La intensidad puede ser usada para determinar el flujo a través de cualquier plano. Considerando un elemento de área  $\Delta a$  en un plano imaginario cubierto por un hemisferio de radio  $r$ , como es mostrado en la Fig. 2.3.

La energía por unidad de tiempo que atraviesa una área  $\Delta a'$  en la superficie del hemisferio para el área  $\Delta a$  es igual a:

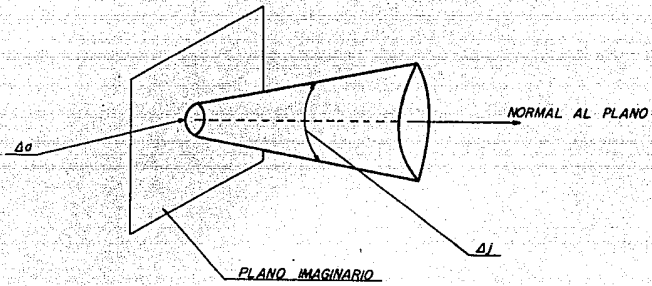


Figura 2.2 Esquema de la radiación (intensidad).

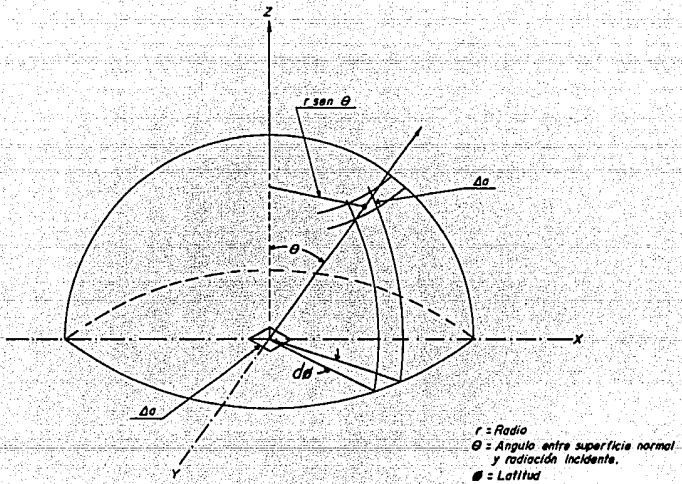


Figura 2.3 Esquema del flujo de radiación hemisferica.

$$\Delta Q = I \Delta a \cos \theta \frac{\Delta a'}{r^2} \quad (2.6)$$

Donde:

$\Delta Q$  = Energía por unidad de tiempo.

y  $\Delta a'/r^2$  es el ángulo sólido entre,  $\Delta a$  y  $\Delta a'$ ; y  $\Delta a \cos \theta$  es el área perpendicular al vector de intensidad. El flujo de energía por unidad de ángulo sólido de  $\theta$  en la dirección  $\phi$  puede estar definida como:

$$\Delta q = \lim_{\Delta a \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta a} = I \cos \theta \frac{\Delta a'}{r^2} \quad (2.7)$$

El flujo de radiación es entonces fundamentado por la integración total del hemisferio. El incremento del área de la esfera puede ser expresado en términos de los ángulos  $\theta$  y  $\phi$ , esto es:

$$q = \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} I \cos \theta \sin \theta \, d\theta \, d\phi \quad (2.8)$$

Donde:

$q$  = Energía por unidad de tiempo por unidad de área.

Es conveniente definir  $\mu = \cos \theta$ , entonces se puede escribir como:

$$q = \int_0^{2\pi} \int_0^1 I \mu \, d\mu \, d\phi \quad (2.9)$$

Dos puntos importantes concernientes al flujo de radiación deben ser recordadas.

Primero, el flujo de radiación, es en general, una función

de la orientación del plano imaginario. Segundo, el flujo de radiación tendrá dos valores correspondientes para cada uno de las dos direcciones posibles de la normal del plano imaginario. Cuando es necesario para acentuar los dos valores posibles del flujo de radiación, serán considerados, los sobreescritos "+" ó "-" que pueden ser usados junto con una definición de la dirección, si es positiva ó negativa.

Hasta ahora, hemos definido el flujo de radiación e intensidad como una localización en el espacio. Cuando se desea encontrar el calor transferido entre superficies en un vacío, o como un mínimo de la radiación media no participante, la mayor parte de los valores útiles del flujo de radiación e intensidad ocurren en la superficie. Para casos especiales de una superficie que tiene 1, independiente de dirección, la integración de la ecuación 2.9 será:

$$q = \pi I \quad (2.10)$$

Para superficies que tienen intensidad igual a una constante llamadas cada una como Lambertiano de superficies difusas. Un cuerpo negro emite de una manera difusa y por consiguiente el poder de emisividad del cuerpo negro es relacionado con la intensidad del cuerpo negro por:

$$e_{cn} = \pi I_{cn} \quad (2.11)$$

Donde:

$e_{cn}$  = Emisividad del cuerpo negro  $W/m^2 \cdot \mu m$

$I_{cn}$  = Intensidad de radiación cuerpo negro  $W/m^2 \cdot \mu m$

La ecuación anterior será escrita para la radiación total pero igualmente aplicable para relación monocromática.

Por ejemplo la ecuación 2.11 podrá ser escrita en términos de una particular longitud de onda,  $\lambda$  :

$$e_{\lambda cn} = \pi I_{\lambda cn} \quad (2.12)$$

### 2.3.2 Radiación Directa sobre una superficie Inclinada.

Considerese ahora una superficie inclinada, un ángulo "s" con respecto a un plano horizontal y que forma un ángulo acimutal  $\gamma_s$  con respecto al sur. En estas circunstancias, como se observa en el esquema de la Fig. 2.4, el ángulo de incidencia  $\theta$  de la radiación directa queda definida como el ángulo entre la normal a la superficie y el haz de radiación. La relación entre  $\theta$  y los otros ángulos está dada por la expresión:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos s - \sin \delta \cos \phi \sin s \cos \gamma_s \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos s \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin s \cos \gamma_s \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin s \sin \gamma_s \sin \omega \end{aligned} \quad (2.13)$$

Varios casos particulares de la ecuación 2.13 son de interés (a) Superficie horizontal. En este caso  $s = 0^\circ$  y  $\theta = \theta_z$ . Según la ecuación 2.13:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (2.14)$$



Nótese que esta expresión es idéntica a la ecuación 1.5 (de sen  $\omega$ ) altura solar.

(b) Superficie inclinada hacia el sur, por ejemplo, un colector plano. Haciendo referencia a la Fig. 2.5 se observa que el ángulo de incidencia  $\theta$  es idéntico al ángulo acimutal, por ejemplo para una superficie horizontal localizada en un lugar en el que la latitud en este caso es igual a  $(\phi - s)$ . En consecuencia, de la ecuación 2.14:

$$\cos \phi = \sin \delta \sin (\phi - s) + \cos \delta \cos (\phi - s) \cos \omega \quad (2.15)$$

(c) Superficie vertical orientada hacia el sur. En este caso  $s = 90^\circ$  y  $\delta_s = 0^\circ$ . Según la ecuación 2.13:

$$\cos \theta = -\sin \delta \cos \phi + \cos \delta \sin \phi \cos \omega \quad (2.16)$$

A menudo es necesario conocer la radiación directa sobre una superficie inclinada cuando solamente se conoce la componente sobre un plano horizontal. Haciendo referencia a la Fig. 2.6 - puede definirse el cociente de la radiación directa sobre un plano inclinado  $I_{d,c}$  a la radiación directa sobre un plano horizontal  $I_{d,h}$ . Es decir:

$$R_d = \frac{I_{d,c}}{I_{d,h}} = \frac{I_d \cos \theta}{I_d \cos \theta_z} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (2.17)$$

Si la superficie se encuentra inclinada hacia el sur pueden emplearse las ecuaciones 2.14 y 2.15. Esto es:



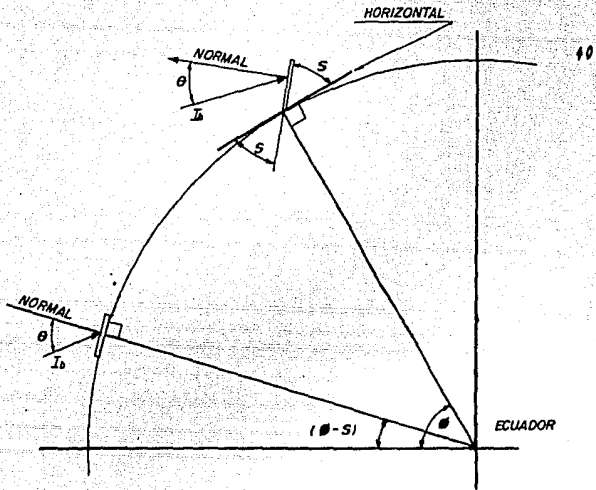


Figura 2.5 Angulo de incidencia en dos latitudes diferentes.

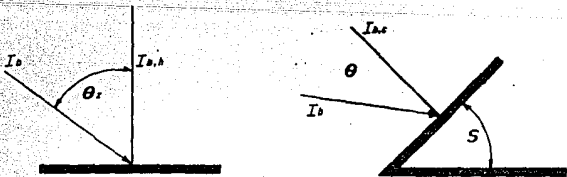


Figura 2.6 Radiación directa sobre un plano horizontal y sobre uno inclinado.

$$R_g = \frac{\sin \delta \sin(\phi - s) + \cos \delta \cos(\phi - s) \cos \omega}{\sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega} \quad (2.18)$$

### Ejemplo 2.1

Supóngase que se tiene un colector orientado hacia el sur, con un ángulo de  $35^\circ$  en un lugar en el que la latitud es  $25,67^\circ N$ . Determinar el cociente  $R_g$  a las 12:00 del día 21 de Junio (solsticio de verano) y el día 21 de Diciembre (solsticio de invierno).

Solución.

(a) Para el día 21 de Junio, según la Tabla A.2 se tiene que  $\delta = +23,43^\circ$  haciendo uso de la ecuación 2.18:

$$\begin{aligned} R_g &= \frac{\sin(23,43)\sin(-9,33) + \cos(23,43)\cos(-9,33)}{\sin(23,43)\sin(25,67) + \cos(23,43)\cos(25,67)} \\ &= \frac{(0,398)(-0,162) + (0,918)(0,987)}{(0,398)(0,433) + (0,918)(0,907)} \\ &= 1,481 \end{aligned}$$

### Ejemplo 2.2

Determinar el cociente  $R_g$  para una superficie vertical orientada hacia el este.

Solución.

Según la ecuación 2.13 para  $s = 90^\circ$  y  $\gamma'_0 = 90^\circ$

$$\cos \theta = \cos \delta \sin \omega$$

Por lo tanto

$$R_g = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega} \quad , \quad \omega \geq 0^\circ$$

### Ejemplo 2.3

Estimar la magnitud de la radiación directa que incide sobre un colector plano inclinado  $20^\circ$  hacia el sur, y localizado en un lugar al nivel del mar en el trópico de Capricornio ( $\phi = 23.43^\circ$ ) el día 21 de Junio, a las 12:00. Supóngase condiciones de cielo despejado.

Solución.

Según la ecuación 1.3, para  $m = 0$ ,  $T_a = 0.72$ . Similarmente de la Fig. 1.3  $I_0 = 1310 \text{ W/m}^2$ . En consecuencia,  $I_{g,h} = I_0$   
 $T_{atm} = (1310)(0.72) = 943.2 \text{ W/m}^2$ , por la ecuación 2.18

$$\begin{aligned} R_g &= \frac{\sin(23.43)\sin(3.43) + \cos(23.43)\cos(3.43)}{\sin 23.43 \sin(23.43) + \cos(23.43)\cos(23.43)} \\ &= \frac{(0.398)(0.060) + (0.978)(0.998)}{(0.398)(0.398) + (0.978)(0.978)} \\ &= 0.939 \end{aligned}$$

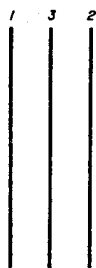
Por lo tanto,

$$I_{g,c} = R_g I_{g,h} = (0.939)(943.2)$$

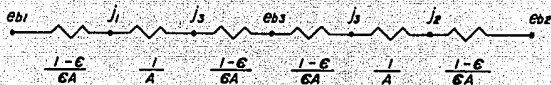
$$I_{g,c} = 885.72 \text{ W/m}^2$$

### 2.4 Cuerpos Negros.

Un cuerpo negro es el que emite y absorbe a cualquier tem -



(a)



(b)

Figura muestra del ejemplo 2.4

temperatura y en cualquier longitud de onda la máxima cantidad posible de radiación. Es decir, el cuerpo negro es un estándar con el que pueden compararse las características de radiación de otros cuerpos. Puesto que un cuerpo negro es un absorbedor perfecto por definición, toda la radiación que incide sobre éste es absorbida sin importar la longitud de onda. En consecuencia, ninguna fracción de esta radiación es reflejada o transmitida a través del cuerpo negro. Es precisamente esta ausencia de reflexión la que da origen a su denominación de cuerpo negro, pues aun cuando es un estándar técnico, el ojo humano percibirá como tal. Sin embargo, debe tomarse en cuenta que el ojo humano no es un indicador confiable en cuanto a la capacidad de absorción que tiene un medio, por ejemplo la pintura blanca es un buen reflector de la radiación en la escala visible, pero también un buen absorbedor de radiación en el infrarrojo, y el ojo humano, dadas sus limitaciones, es incapaz de identificar este fenómeno.

Abundando acerca de las propiedades del cuerpo negro, pueden demostrarse a partir de la segunda ley de la Termodinámica que existe un máximo de energía radiante capaz de ser emitida a una temperatura y a una longitud de onda dadas. Así, la potencia debe valuarse mediante la ley de Planck. Para el vacío, en el que el índice de refracción es igual a 1, la ley de Planck toma la forma:

$$e_{c\nu\lambda}(T) = \frac{C_1}{\lambda^5 (e^{C_2/\lambda T} - 1)} \quad (2.19)$$

Donde:

$e_{c\nu\lambda}(T)$  = Potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro a una temperatura  $T$  y a una longitud de onda dadas,  $W/m^2 \cdot \mu m$ .

$$\begin{aligned} \lambda &= \text{Longitud de onda, } \mu\text{m.} \\ T &= \text{Temperatura absoluta del cuerpo negro, } ^\circ\text{K.} \\ C_1 &= 3.7405 \times 10^{-16} \text{ W}\cdot\text{m}^2 \\ C_2 &= 0.0143879 \text{ Km} \end{aligned}$$

La Fig. 2.7 muestra la variación de la potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro a distintas temperaturas.

La potencia emisiva total de un cuerpo negro a lo largo de todo el espectro de longitudes de onda puede calcularse integrando la ley de Planck. Es decir:

$$e_{cn}(T) = \int_0^{\infty} e_{cn\lambda}(T) d\lambda$$

o bien:

$$e_{cn}(T) = \sigma T^4 \quad (2.20)$$

donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzman y es numéricamente igual a  $5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$ . La ecuación 2.20 se conoce como la ley de Stefan-Boltzman. Nótese que la potencia emisiva total de un cuerpo negro representa el área bajo la curva mostrada en la Fig. 2.7

En algunas circunstancias se hace necesario calcular la energía emitida por un cuerpo negro en una banda específica de longitudes de onda. En estos casos la ecuación 2.19 puede integrarse en el intervalo de  $\lambda = 0$  a  $\lambda$ . Esto es,

$$e_{cn,0-\lambda} = \int_0^{\lambda} e_{cn\lambda}(T) d\lambda$$

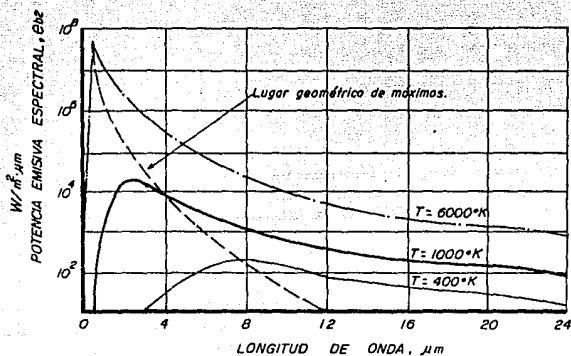


Figura 2.7 Potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro a distintas temperaturas.

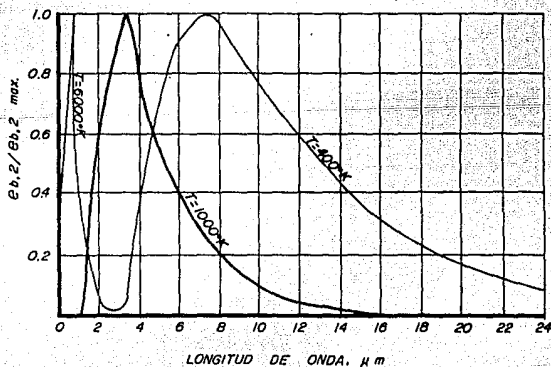


Figura 2.8 Distribución espectral de un cuerpo negro en forma normalizada.

Apartir de la ley de Planck puede determinarse la longitud de onda en que ocurre la máxima potencia emisiva monocromática de un cuerpo negro. Diferenciando, la ecuación 2.19 con respecto a la longitud de onda e igualándola a cero se obtiene que:

$$\lambda_{\text{máx}} T = 2897,8 \mu\text{m}^{\circ}\text{K} \quad (2.21)$$

Esta relación se conoce como ley de desplazamiento de Wien. La Fig. 2.8 muestra la misma distribución espectral de la Fig. 2.7, excepto que la ordenada se encuentra normalizada. Obsérvese que a una temperatura de 6 000 °K, la cual representa una aproximación de la temperatura efectiva del Sol como cuerpo negro, la potencia emisiva monocromática es máxima en una longitud de onda igual a 0,48. Nótese que, a bajas temperaturas, prácticamente toda la radiación es emitida en el infrarrojo. Las figuras 2.7 y 2.8 explican claramente también la sensación óptica de los diferentes colores que representan los metales en los tratamientos térmicos. Así, a temperaturas del orden de 1 000 °K la cantidad de radiación emitida en el espectro visible es suficiente para que a la vista, el metal aparezca rojo. A medida que la temperatura aumenta, más radiación queda en el intervalo visible y el metal cambia de color haciéndose más brillante. Reordenando las ecuaciones 2.19 y 2.20 en términos de la variable  $\lambda T$ :

$$\frac{e_{\text{em}, \lambda - \lambda}}{\sigma T^4} = \int_0^{\lambda T} \frac{C_1 d(\lambda T)}{\sigma (\lambda T)^5 (e^{C_2/\lambda T} - 1)} \quad (2.22)$$

En consecuencia, la energía emitida a una temperatura dada entre dos longitudes de onda  $\lambda_1$  y  $\lambda_2$  puede obtenerse median



te una aplicación sucesiva de la expresión anterior. La Tabla A.5 muestra algunos valores de la ecuación 2.22.

### 2.5 Intercambio de Calor por Radiación entre Cuerpos Negros.

Analizando la ecuación  $q_{1 \rightarrow 2} = a_2 F_{21} (e_{cn1} - e_{cn2})$  para el intercambio de radiación entre dos cuerpos negros se observa que hay analogía con la ley de Ohm para los circuitos eléctricos. Si  $e_{cn1}$  y  $e_{cn2}$  se interpretan como potenciales eléctricos y el flujo neto de calor  $q_{1 \rightarrow 2}$  como una corriente, el término  $1/a_1 F_{12} = 1/a_2 F_{21}$  representa físicamente una resistencia ESPACIAL. Es decir, la ecuación anterior se puede reescribir como:

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{e_{cn1} - e_{cn2}}{\frac{1}{a_1 F_{12}}} = \frac{e_{cn1} - e_{cn2}}{\frac{1}{a_2 F_{21}}} \quad (2.23)$$

La Fig. 2.9 muestra un elemento que representa la resistencia "espacial" para el intercambio de radiación entre cuerpos.

El intercambio de calor por radiación entre más de dos - cuerpos puede obtenerse fácilmente haciendo uso de concepto de resistencia térmica. Considérese como ilustración el intercambio de radiación en una envolvente constituida por tres superficies negras a distintas temperaturas. La red equivalente para radiación se muestra en el esquema de la Fig. 2.10. Para esta disposición:



Figura 2.9 Resistencia especial por radiación

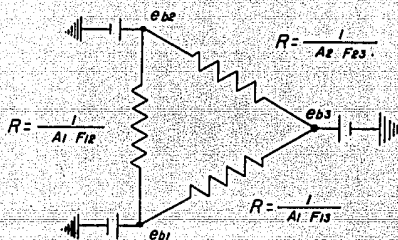


Figura 2.10 Red de radiación para una envolvente constituida por tres superficies negras.

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{e_{cn1} - e_{cn2}}{\frac{1}{a_1 F_{12}}}$$

$$q_{1 \rightarrow 3} = \frac{e_{cn1} - e_{cn3}}{\frac{1}{a_1 F_{13}}}$$

y

$$\begin{aligned} q_{1 \rightarrow \text{envol.}} &= q_{1 \rightarrow 2} + q_{1 \rightarrow 3} \\ &= a_1 F_{12} (e_{cn1} - e_{cn2}) + a_1 F_{13} (e_{cn1} - e_{cn3}) \\ &= a_1 \left[ e_{cn1} (F_{12} + F_{13}) - e_{cn2} F_{12} - e_{cn3} F_{13} \right] \end{aligned}$$

Puesto que, en general,  $F_{11} + F_{12} + F_{13} = 1$

$$q_{1 \rightarrow \text{envol.}} = a_1 \left[ e_{cn1} - (e_{cn1} F_{11} + e_{cn2} F_{12} + e_{cn3} F_{13}) \right]$$

Generalizando el resultado anterior para cualquier superficie "i" en una envolvente constituida por Z superficies negras.

$$q_{i \rightarrow \text{envol.}} = a_i (e_{cni} - \sum_{j=1}^Z e_{cnj} F_{ij}) \quad (2.24)$$

o, alternativamente:

$$q_{i \rightarrow \text{envol.}} = \sum_{j=i}^Z (e_{cni} - e_{cnj}) a_i F_{ij} \quad (2.25)$$

## 2.6 Intercambio de Radiación entre Cuerpos Grises.

En la sección anterior se describió el intercambio de calor por radiación entre cuerpos negros y el análisis resultó sencillo puesto que toda la radiación incidente sobre un cuerpo negro es absorbida. Sin embargo, hay numerosos problemas de ingeniería en los que la emitancia de las superficies que intervienen dista mucho de ser igual a la unidad y no se comporta como cuerpo negro.

En estas circunstancias el análisis de transferencia de calor es enormemente complejo, a menos que a la superficie se le suponga un comportamiento de cuerpo gris. Ante esta complejidad, el desarrollo que aquí se presenta se limitará entonces a superficies grises que son difusas y con temperatura uniforme.

Para propósitos de análisis se define la radiosidad  $J$  como el flujo de radiación por unidad de área que sale de una superficie dada. En consecuencia, la radiosidad es el resultado de radiación emitida, reflejada y transmitida. En el caso de cuerpos opacos, si  $G$  es la irradiación incidente sobre una superficie:

$$J = \epsilon e_{cn} + \rho_{\lambda T} G \quad (2.26)$$

Pero,

$$\rho_{\lambda T} = 1 - A = 1 - \epsilon$$

En consecuencia,

$$J = \epsilon e_{cn} + (1 - \epsilon) G \quad (2.27)$$

Por otra parte, el flujo neto de energía por unidad de área que sale de la superficie es la diferencia de la radiosidad y la irradiación. Esto es:

$$q^* = J - G$$

Sustituyendo  $G$  de la ecuación 2.27 en la relación anterior se obtiene que,

$$q^* = \frac{e_{cn} - J}{\frac{1 - \epsilon}{\epsilon a}} \quad (2.28)$$

La expresión anterior también tiene una analogía eléctrica. Si el numerador se interpreta como una diferencia de potenciales y el flujo de calor como una corriente, el denominador del lado derecho de la ecuación corresponde a una "resistencia superficial" de la forma  $(1 - \epsilon)/\epsilon a$ .

Haciendo uso de esta analogía puede ahora determinarse fácilmente el intercambio de radiación entre cuerpos grises. Primeramente considérense dos superficies grises de áreas  $a_1$  y  $a_2$  que intercambian entre sí (y nada más) calor por radiación. Haciendo uso del concepto de radiosidad, el flujo neto de calor entre ambas superficies es:

$$q_{1 \rightarrow 2} = J_1 a_1 F_{12} - J_2 a_2 F_{21}$$

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{J_1 - J_2}{\frac{1}{a_1 F_{12}}} \quad (2.29)$$

Comparando las ecuaciones 2.23 y 2.29 se desprende que la red de radiación puede construirse conectando una "resistencia superficial" a cada una de las superficies, y una "resistencia espacial" entre ambos potenciales de radiosidad como se ilustra en el esquema de la Fig. 2.11. En consecuencia, la ecuación 2.29 también puede escribirse en términos de la potencia emisiva como cuerpo negro, esto es:

$$q_{1\rightleftharpoons 2} = \frac{\epsilon_{cn1} - \epsilon_{cn2}}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1 a_1} + \frac{1}{a_1 F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2 a_2}} \quad (2.30)$$

En el caso límite un cuerpo de área  $a_1$  localizado dentro de un envolvente muy grande ( $a_1/a_2 \rightarrow 0$ ;  $F_{12} = 1$ ), la expresión anterior se simplifica a,

$$q_{1\rightleftharpoons 2} = \sigma \epsilon_1 a_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.31)$$

Nótese que esta expresión puede servir para evaluar el intercambio de radiación en el infrarrojo entre el vidrio o cubierta de un colector plano y la bóveda celeste.

Similarmente, la expresión anterior puede reescribirse como:

$$q_{1\rightleftharpoons 2} = h_r a_1 (T_1 - T_2) \quad (2.32)$$

Donde:

$$h_r = \sigma \epsilon_1 (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2) \quad (2.33)$$

En el caso particular, de dos placas paralelas espaciadas entre sí una distancia muy pequeña, de área  $a$ , y a temperaturas  $T_1$  y  $T_2$ , la ecuación 2.30 se simplifica,

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{\sigma a (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (2.34)$$

o en términos de la ecuación 2.31

$$h_r = \frac{\sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (2.35)$$

La expresión anterior puede servir para evaluar el intercambio de calor por radiación en el infrarrojo entre la placa de absorción y su cubierta en un colector plano.

La red eléctrica para tres superficies en una envolvente que intercambian calor por radiación se muestra en el esquema de la Fig. 2.12. Para este caso:

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{I_1 - I_2}{\frac{1}{\alpha_1 F_{12}}} \quad (2.36)$$

$$q_{1 \rightarrow 3} = \frac{I_1 - I_3}{\frac{1}{\alpha_1 F_{13}}} \quad (2.37)$$

Nótese que la determinación de los flujos de calor requieren un conocimiento de las diferentes radiosidades, las cuales pueden evaluarse mediante técnicas normales de teoría de circuitos eléctricos de corriente directa.

La figura 2.13 muestra la correspondiente red de radiación para el caso en que la superficie 3 está bien aislada.

Obsérvese que aún cuando influye en el proceso de transferencia de calor la superficie 3 no está conectada a ninguna resistencia superficial, por estar aislada. En consecuencia, la red se simplifica a un circuito serie paralelo entre las potencias emisivas  $\epsilon_{cn1}$  y  $\epsilon_{cn2}$ .

#### Ejemplo 2.4

La reducción de energía radiante entre dos superficies dadas puede lograrse mediante la colocación de pantallas de radiación entre éstas como se muestra en la siguiente figura. Si  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3 = \epsilon$ , determinar la temperatura de la pantalla, así como la transferencia de calor entre las superficies planas.

#### SOLUCION:

La red correspondiente de radiación se muestran también en la figura citada. Puesto que la pantalla (3) no toma ni cede energía desde o hacia el sistema, el calor entre la superficie 1 y la pantalla es igual a la que existe en la pantalla y la superficie 2. Esto es:

$$q_{1 \rightarrow 3} = q_{3 \rightarrow 2} = q'$$

Por tanto, puesto que  $F_{13} = F_{32} = 1$



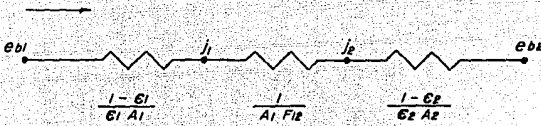


Figura 2.11 Red de radiación para dos superficies grises.

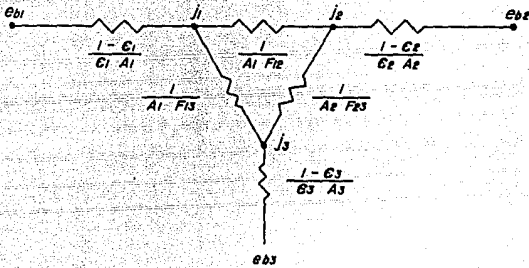


Figura 2.12 Red de radiación para tres superficies grises.

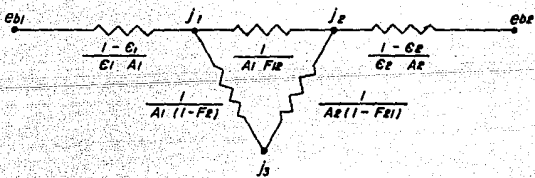


Figura 2.13 Red de radiación para tres superficies grises, donde una de ellas se encuentra aislada.

$$q^{\circ} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_3^4)}{\frac{2}{\epsilon} - 1} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{2}{\epsilon} - 1}$$

De esta relación,

$$T_3^4 = \frac{1}{2} (T_1^4 + T_2^4)$$

y

$$q^{\circ} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{2}{\epsilon} - 1} \right]$$

Del resultado anterior se desprende que el flujo de calor es igual a la mitad del que se experimentaría si no se colocara la pantalla entre las superficies. En el caso de un gran número de pantallas entre las dos superficies:

$$q^{\circ} \Big|_{z \text{ pantallas}} = \frac{1}{z + 1} q^{\circ} \Big|_{\text{sin pantalla}}$$

## 2.7 Propiedades de las Superficies Opacas.

Para analizar el intercambio de energía radiante entre varias superficies se deben conocer las características de emisión, reflexión y absorción.

Si se desea calcular la energía radiante emitida por un elemento a través de todo el espacio hemisférico que lo envuelve, lo que se desea es la emitancia hemisférica. Por otro lado, si se desea la radiación emitida por un elemento en una dirección dada se considera como emitancia direccional (angular). Ahora si se desea conocer a lo largo de todas las longitudes de onda  $\lambda$  en una sola longitud de onda dada, se necesita saber la emitancia total  $\lambda$  monocromática (espectral).

La magnitud, la distribución angular y la dependencia de las propiedades con respecto a la longitud de onda son variables - sumamente sensibles a la condición de la superficie. Esta condición incluye factores como rugosidad, capas de óxido y contaminación física y química. La descripción cualitativa de una superficie con los términos liso, pulido, rugoso u oxidado es, en general, insuficiente para especificar las propiedades de radiación.

En primer lugar considérese la energía radiante que es emitida por un elemento de superficie a una temperatura  $T$ . Supóngase además que toda la radiación es interceptada en el espacio hemisférico que lo rodea, y descompuesta en su espectro de longitudes de onda. La densidad espectral de energía  $e_\lambda$  puede representarse por la curva inferior de la Fig. 2.14. Para propósitos de comparación también se muestra en la Fig. la distri-

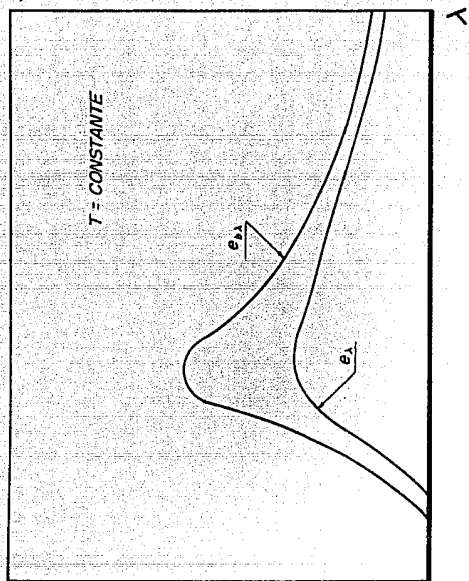


Figura 2.14 Distribución espectral de energía radiante emitida.

lución espectral de energía de un cuerpo negro a la misma temperatura  $T$ . Dado que esta es un emisor perfecto, nunca puede exceder  $e_\lambda$  a  $e_{cn\lambda}$

Se define la emitancia hemisférica monocromática  $\mathcal{E}_\lambda$  como el cociente de  $e_\lambda$  a  $e_{cn\lambda}$ , en donde ambas cantidades son evaluadas a la misma longitud de onda y a la misma temperatura. Esto es,

$$\mathcal{E}_\lambda = \frac{e_\lambda}{e_{cn\lambda}} \quad (2.38)$$

Haciendo referencia a la figura 2.9,  $\mathcal{E}_\lambda$  puede considerarse como el cociente de las ordenadas de las dos curvas a una misma temperatura. Más aún si se examinaran las mismas curvas a otra temperatura, el cociente de  $e_\lambda$  a  $e_{cn\lambda}$  podría ser distinto. En consecuencia, la emitancia hemisférica monocromática  $\mathcal{E}_\lambda$  es, en general, una función de la longitud de onda y de la temperatura.

Ahora consideremos un elemento de superficie sobre el que incide energía radiante procedente de todo el espacio hemisférico que lo rodea. Si la densidad espectral de energía de la radiación incidente por unidad de tiempo se denota por  $g_\lambda$  la absorbancia hemisférica monocromática de la superficie será:

$$A_\lambda = \frac{\text{energía absorbida/área-tiempo-longitud de onda}}{g_\lambda} \quad (2.39)$$

Las dos cantidades de energía que aparecen en la definición anterior se evalúan a la misma longitud de onda. En general,  $A_\lambda$  depende no solamente de la longitud de onda, sino también

de la temperatura de la superficie.

Una fracción de la radiación incidente considerada puede también reflejarse de regreso hacia el espacio hemisférico. Esa fracción se puede caracterizar por la reflectancia hemisférica monocromática definida como:

$$\rho_{\lambda} = \frac{\text{energía reflejada}}{\text{área-tiempo-longitud de onda}} \quad (2.40)$$

Como las otras propiedades,  $\rho_{\lambda}$  puede depender de la longitud de onda y de la temperatura de la superficie. Es evidente que para un material opaco, es decir, uno que no transmite la radiación:

$$A_{\lambda} + \rho_{\lambda} = 1 \quad (2.41)$$

La emitancia y la absorptancia monocromáticas están relacionadas entre sí a través de la ley de Kirchhoff, la cual establece que:

$$A_{\lambda} = \epsilon_{\lambda} \quad (2.42)$$

Estrictamente hablando, puede demostrarse que esta igualdad solamente es válida cuando la radiación hemisférica incidente está uniformemente polarizada y distribuida a través de todos los ángulos. Combinando las ecuaciones 2.41 y 2.42 resulta que:

$$\rho_{\lambda} = 1 - \epsilon_{\lambda} \quad (2.43)$$

Es decir, de las tres propiedades de radiación monocromáticas solo una de ellas es de hecho independiente. La figura 2.15 muestra la variación típica de  $\epsilon_{\lambda}$  y  $A_{\lambda}$  con respecto a  $\lambda$  para el aluminio con distintos acabados. En términos generales

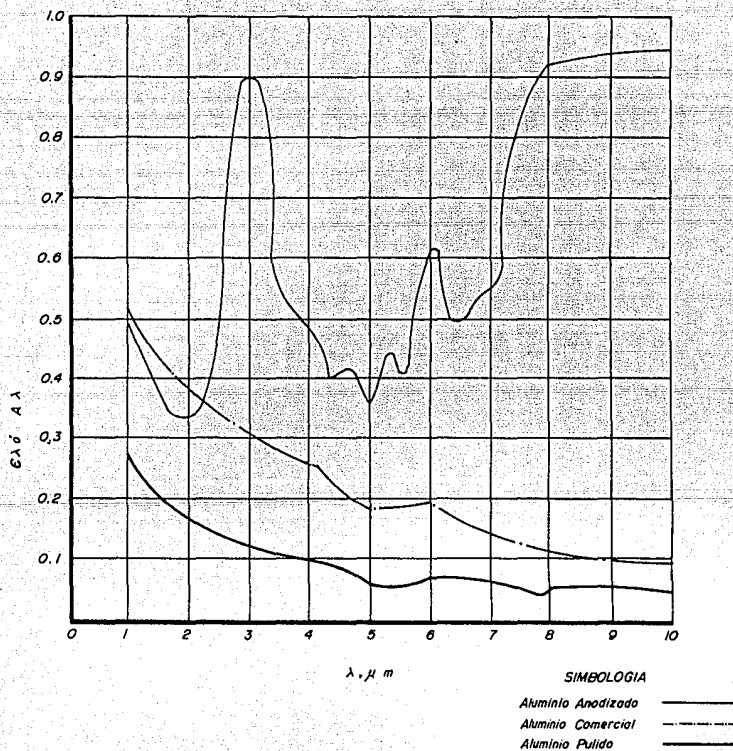


Figura 2.15 Dependencia típica con respecto a la longitud de onda de  $R$  y  $A_r$  para los metales.

la emitancia monocromática de los metales aumenta con la temperatura.

La tabla A,6 muestra valores de emitancia monocromática para algunos materiales.

La designación total se empleará ahora para describir las cantidades de radiación que se refieren a todas las longitudes de onda. En el caso de la radiación emitida hemisféricamente con una densidad espectral es  $E_\lambda$ , la energía emitida por unidad de tiempo y por unidad de área en la banda de longitudes de onda  $d\lambda$  es  $e_\lambda d\lambda$ . Así, para todo el espectro de longitudes de onda:

$$e = \int_0^{\infty} e_\lambda d\lambda = \int_0^{\infty} E_\lambda e_{cn\lambda} d\lambda \quad (2.44)$$

Se define la emitancia hemisférica total  $E$  como el cociente de la potencia emisiva  $e$  de una superficie dada a la potencia emisiva  $e_{cn}$  de un cuerpo negro a la misma temperatura. Esto es:

$$E = \frac{e}{e_{cn}}$$

o bien,

$$= \frac{\int_0^{\infty} E_\lambda e_{cn\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} e_{cn\lambda} d\lambda} = \frac{\int_0^{\infty} E_\lambda e_{cn\lambda} d\lambda}{\sigma T^4} \quad (2.45)$$

Puesto que todas las cantidades que aparecen en el lado derecho de la ecuación, dependen sólo en principio de la temperatura, la emitancia hemisférica total también depende solamente de la temperatura  $T$ . La ecuación 2.45 permite conocer  $E$  a partir de la emitancia monocromática  $E_\lambda$  si ésta es conocida. A cada



longitud de onda  $\lambda$  se calcula el producto de  $E_\lambda$ , y la densidad espectral de energía de un cuerpo negro  $e_{cn\lambda}$  a la temperatura  $T$  de la superficie. Dado que el valor de  $e_{cn\lambda}$  es pequeño para según ciertas longitudes de onda, en la integración de la ecuación 2.45 solo se requiere conocer la emitancia  $E_\lambda$  en el intervalo en que  $e_{cn\lambda}$  adquiere valores significativos. Por ejemplo a temperaturas relativamente bajas,  $e_{cn\lambda}$  solo tiene una magnitud significativa en el infrarrojo. En consecuencia, solamente la distribución de  $E_\lambda$  en el infrarrojo es necesaria. Por otra parte en algunos materiales  $E_\lambda$  es prácticamente independiente de  $\lambda$ . En este último caso:

$$e = E_\lambda \sigma T^4 \quad (2.46)$$

$$e = E \sigma T^4 \quad (2.47)$$

A los cuerpos que obedecen esta relación se les conoce como cuerpos grises.

La absorptancia hemisférica total  $A$  se define como la fracción de la radiación hemisférica incidente sobre una superficie que es absorbida en todas las longitudes de onda. Si  $g_\lambda d\lambda$  es la radiación hemisférica incidente por unidad de área y por unidad de tiempo en una banda de longitudes de onda  $d\lambda$  entonces las energías totales absorbidas e incidentes son, respectivamente

$$\int_0^\infty A_\lambda g_\lambda d\lambda \quad \text{y} \quad \int_0^\infty g_\lambda d\lambda$$

En consecuencia, de acuerdo con la definición de la absorptancia hemisférica total:

$$A = \frac{\int_0^{\infty} A_{\lambda} g_{\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} g_{\lambda} d\lambda} \quad (2.48)$$

Inspeccionando la ecuación 2.48 se observa que  $A$  depende de dos factores. De las características de absorción de la superficie contenidas dentro de  $A_{\lambda}$  y de la naturaleza de la irradiación  $g_{\lambda}$ . En consecuencia, la absorptancia  $A$  no es una propiedad de superficie solamente, a diferencia de la emitancia hemisférica  $\mathcal{E}$  que sí es una propiedad de superficie.

Aun cuando  $A$  y  $\mathcal{E}$  parecen no estar relacionadas entre sí, existen algunos casos particulares en que éstas son numéricamente iguales:

a). En cuerpos grises donde  $\mathcal{E}_{\lambda}$  y  $A_{\lambda}$  son independientes de la longitud de onda. En este caso y recurriendo a las ecuaciones 2.45 y 2.48 se obtiene que  $\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\lambda}$  y  $A = A_{\lambda}$ . Puesto que  $A_{\lambda} = \mathcal{E}_{\lambda}$  según la ley Kirchhoff se deduce que:

$$A = \mathcal{E} \quad (2.49)$$

Solamente algunos materiales  $\mathcal{E}_{\lambda}$  y  $A_{\lambda}$  son constantes en todo el espectro de longitudes de onda. Sin embargo, algunos cuerpos pueden clasificarse como grises, al menos aproximadamente. Así, supóngase que  $\epsilon_{cn\lambda}$  y  $g_{\lambda}$  tienen valores significativos en el mismo intervalo finito de longitudes de onda. Si, además,  $\mathcal{E}_{\lambda}$  y  $A_{\lambda}$  son esencialmente constantes, en el mismo intervalo finito de longitudes de onda, entonces se satisface el requisito del cuerpo gris y:  $A = \mathcal{E}$ .

Por otra parte, supóngase que  $\epsilon_{cn\lambda}$  y  $g_{\lambda}$  adquieren valores

significativos en los distintos intervalos de longitudes de onda, tal es el caso en que  $e_{\text{cn}\lambda}$  representa la emisión en el infrarrojo de un colector solar y  $g_{\lambda}$  representa la irradiación de una fuente de alta temperatura, como el Sol. En estas circunstancias es muy probable que se infrinja la condición de cuerpo gris.

b). Cuando un cuerpo a una temperatura  $T_s$  recibe la irradiación de un cuerpo negro o gris cuya temperatura  $T_p$  también es igual a  $T_s$ . Si esta condición y la ley de Kirchhoff se impone a la ecuación 2.48,

$$A(T_s, T_p) = \frac{\int_0^{\infty} E_{\lambda}(T_s) E_{\text{cn}\lambda}(T_s) d\lambda}{\int_0^{\infty} e_{\text{cn}\lambda}(T_s) d\lambda} = E(T_s) \quad (2.50)$$

c). Cuando la emitancia monocromática es independiente de la temperatura, la absorbancia de una superficie a una temperatura  $T_s$  que recibe irradiación de un cuerpo negro a una temperatura  $T_p$  es igual a la emitancia de la superficie a una temperatura  $T_p$ . Esto es, de acuerdo con las ecuaciones 2.45 y 2.48,

$$A(T_s, T_p) = \frac{\int_0^{\infty} E_{\lambda}(T_p) E_{\text{cn}\lambda}(T_p) d\lambda}{\int_0^{\infty} e_{\text{cn}\lambda}(T_p) d\lambda} = E(T_p) \quad (2.51)$$

Puesto que  $E(T_s) = E(T_p)$ , si ninguna de estas condiciones es satisfecha,  $A$  no puede igualarse a  $E$ . La Tabla A.7 muestra distintos valores de  $E$  para algunos materiales de distintas superficies.

Finalmente, la reflectancia hemisférica total  $\rho_{\lambda T}$  de una superficie se define como la fracción de la irradiación hemisférica total que es reflejada de regreso hacia el espacio hemisférico que lo rodea. Análiticamente,

$$\rho_{\lambda T} = \frac{\int_0^{\infty} \rho_{\lambda} q_{\lambda} d\lambda}{\int_0^{\infty} q_{\lambda} d\lambda} \quad (2.52)$$

Nótese que aun cuando  $\rho_{\lambda}$  es una propiedad de la superficie, la reflectancia hemisférica total no lo es, puesto que depende de la naturaleza de la irradiación. A la luz de los conceptos enunciados anteriormente es evidente que para el material opaco

$$\rho_{\lambda T} + A = 1 \quad (2.53)$$

y para un cuerpo gris, o para las condiciones establecidas en que  $A = \epsilon$ ,

$$\rho_{\lambda T} = 1 - \epsilon \quad (2.54)$$

#### Ejemplo 2.5

A una muestra de acero inoxidable tipo 321 con 1 000 hr de tratamiento térmico a 374 °C, se determinó su reflectancia monocromática.

Otra medición de la emitancia hemisférica total a 93 °C fue realizada obteniéndose un valor igual a 0.31. Haciendo uso de los datos monocromáticos. Determinar la emitancia total.

*Solución.*

Puesto que según la ecuación 2.43  $\rho_{\lambda} = 1 - \epsilon_{\lambda}$ , de las mediciones obtenidas se tienen los resultados de la Tabla A.7a.

Por otra parte, recurriendo a la ecuación 2.19 con una temperatura de  $366^{\circ}\text{K}$  se obtienen los resultados de la Tabla A.7b. Similarmente, para un cuerpo negro:

$$e_{cn} = \sigma T^4 = (5.6697 \times 10^{-8}) (366)^4 = 1\,077.38 \text{ W/m}^2$$

Puesto que entre 1 y  $25 \mu\text{m}$  un cuerpo negro emite aproximadamente el 90% de su energía,

$$\epsilon = \frac{\sum \epsilon_{\lambda} e_{cn\lambda} \Delta\lambda}{e_{cn}} = \frac{377.44}{1\,077.38} = 0.31$$

*Ejemplo 2.6*

La emitancia hemisférica monocromática de una cierta pintura se muestra en el esquema de la Fig. 2.16. Determinar la emitancia total de una superficie recubierta con esta pintura a una temperatura de  $27^{\circ}\text{C}$  y a una de  $277^{\circ}\text{C}$ .

*Solución.*

Según la Tabla A.5 para  $\lambda T = (7.) (300) = 2\,100 \mu\text{m}^{\circ}\text{K}$  se obtiene que:

$$\frac{e_{cn0-7}}{e_{cn}} = 0.083$$

De manera similar, para  $\lambda T = (7.) (500) = 3\,500 \mu\text{m}^{\circ}\text{K}$ ,

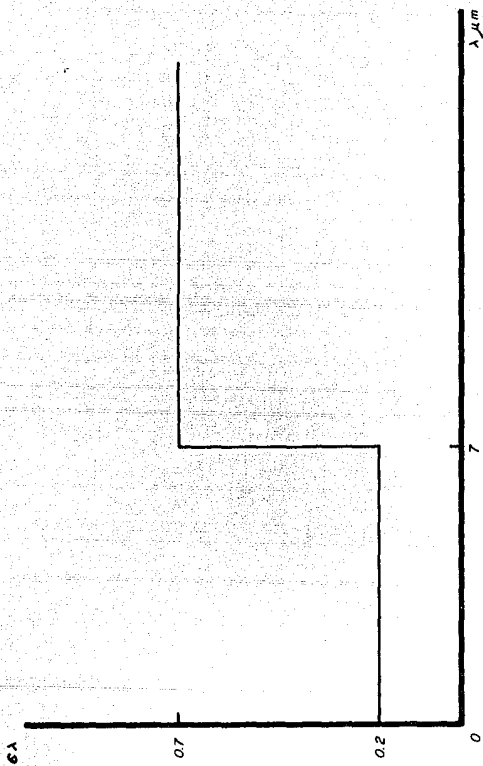


Figura 2.16 Emitancia hemisférica monocromática de cierta pintura.

$$\frac{e_{cn0-7}}{e_{cn}} = 0.383$$

Por lo tanto, haciendo uso de la ecuación 2.45,

A 27 °C

$$E = (0.083) (0.2) + (0.917) (0.7)$$

$$E = 0.659$$

A 227 °C

$$E = (0.383) (0.2) + (0.617) (0.7)$$

$$E = 0.509$$

Obsérvese que a medida que se aumenta la temperatura, la emitancia de esta pintura disminuye, puesto que a baja temperatura prácticamente toda la potencia emisiva como cuerpo negro (91.7%) es emitida arriba de 7  $\mu\text{m}$ , en donde la emitancia es más alta. Inversamente, a temperatura alta solamente el 61.7% de la potencia emisiva de un cuerpo negro es emitida arriba de 7  $\mu\text{m}$ .

#### Ejemplo 2.7

Supóngase que la pintura del ejemplo anterior a 27 °C se expone a la radiación solar ( $T_p = 6000$  °K). Determinar la absorbancia total en estas condiciones suponiendo que el Sol se comporta como un cuerpo negro.

*Solución.*

Según la Tabla A.5 para  $\lambda T = (7) (6\ 000) = 42\ 000\ \mu m^{\circ}K$  se obtiene que,

$$\frac{e_{cn0-1}}{e_{cn}} = 0.999$$

En consecuencia, según la ecuación 2.48,

$$A = (0.999) (0.2) + (0.001) (0.7)$$

$$A = 0.201$$

## 2.8 Radiación en Medios Semitransparentes.

En el caso de superficies opacas la suma de la absorptancia y la reflectancia debe ser igual a la unidad. Sin embargo, la superficie es transparente a la radiación incidente, como se ilustra en la Fig. 2.17, la suma de la absorptancia, la reflectancia y la transmitancia debe ser igual a la unidad.

La teoría electromagnética permite predecir la reflectancia monocromática en la dirección especular de superficies pulidas que se encuentran física y químicamente limpias. La energía que incide o emana de una superficie especular, puede descomponerse en dos componentes de polarización: una paralela y otra perpendicular al plano de incidencia, como se ilustra en la Fig. 2.18. Así, la reflectancia especular correspondiente a cada componente se define como el cociente de la intensidad monocromática



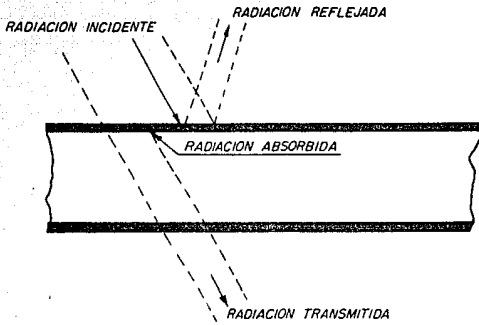


Figura 2.17 Radiación incidente sobre una superficie.

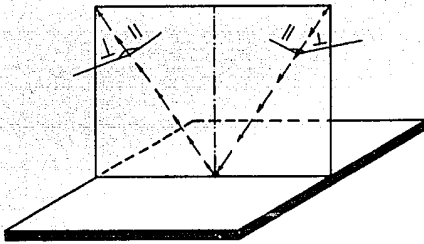


Figura 2.18 Representación de las componentes de polarización para el haz incidente y el haz reflejado.

ca reflejada a la incidente.

La Fig. 2.19 define los ángulos que se emplearán en el análisis de la reflexión y transmisión de la radiación especular. El ángulo  $\theta_i$  se conoce como el ángulo de incidencia, mientras que el ángulo  $\theta_r$  corresponde al ángulo de refracción. Ambos están relacionados entre sí con los índices de refracción de los dos medios por la ley de Snell. Esto es:

$$\frac{\text{sen } \theta_i}{\text{sen } \theta_r} = \frac{n_r}{n_i} = n \quad (2.55)$$

en donde  $n_i$  y  $n_r$  son los índices de refracción de cada una de las dos sustancias que forman interfase, y  $n$  es el cociente de ellos. La Tabla A.8 muestra distintos valores del índice de refracción para varias sustancias en el intervalo visible. Debe destacarse que para la mayoría de las sustancias de interés en aplicaciones solares, el índice de refracción varía entre 1.3 y 1.6.

Los componentes de polarización perpendicular ( $\perp$ ) y ( $\parallel$ ) de la reflectancia especular pueden calcularse, respectivamente por las expresiones.

$$r_{\perp} = \frac{\text{sen}^2 (\theta_i - \theta_r)}{\text{sen}^2 (\theta_i + \theta_r)} \quad (2.56)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\text{tan}^2 (\theta_i - \theta_r)}{\text{tan}^2 (\theta_i + \theta_r)} \quad (2.57)$$

Eliminando  $\Theta_r$  de las ecuaciones 2.55, 2.56 y 2.57 queda:

$$\rho_{\perp} = \left[ \frac{(n^2 - \text{sen}^2 \Theta_i)^{1/2} - \cos \Theta_i}{(n^2 - \text{sen}^2 \Theta_i)^{1/2} + \cos \Theta_i} \right]^2 \quad (2.58)$$

$$\rho_{\parallel} = \left[ \frac{(n^2 \cos \Theta_i - (n^2 - \text{sen}^2 \Theta_i)^{1/2})}{n^2 \cos \Theta_i + (n^2 - \text{sen}^2 \Theta_i)^{1/2}} \right]^2 \quad (2.59)$$

Estas expresiones se conocen como las ecuaciones de Fresnel. Para incidencia normal ( $\Theta_i = 0$ ).

$$\rho_{\perp} = \rho_{\parallel} = \frac{(n-1)^2}{(n+1)^2} \quad (2.60)$$

y para incidencia de lado ( $\Theta_i = \pi/2$ ).

$$\rho_{\perp} = \rho_{\parallel} = 1 \quad (2.61)$$

Si la radiación incidente está uniformemente polarizada, entonces los dos componentes son de igual intensidad. En este caso puede verificarse que la reflectancia especular monocromática es el promedio de  $\rho_{\perp}$  y  $\rho_{\parallel}$ . Esto es,

$$\rho(\Theta_i) = \frac{1}{2} (\rho_{\perp} + \rho_{\parallel}) \quad (2.62)$$

#### Ejemplo 2.8

Supóngase una interfase constituida por aire ( $n = 1$ ) y vidrio ( $n = 1.526$ , en el espectro solar) en donde el ángulo de in-



ciencia de la radiación es igual a  $60^\circ$ . Determinar la reflectancia.

Solución.

Según la ley de Snell.

$$\theta_r = \sin^{-1}\left(\frac{\sin 60^\circ}{1.526}\right) = 34.58$$

Aplicando las ecuaciones 2.56, 2.57 y 2.62:

$$\begin{aligned} r(60^\circ) &= \frac{1}{2} \left( \frac{\sin^2(60 - 34.58)}{\sin^2(60 + 34.58)} + \frac{\tan^2(60 - 34.58)}{\tan^2(60 + 34.58)} \right) \\ &= \frac{1}{2} (0.185 + 0.001) = 0.093 \end{aligned}$$

Ejemplo 2.9

Supóngase que el ejemplo 2.8  $\theta_i = 0^\circ$ . Calcular la reflectancia.

Solución.

Según las ecuaciones 2.60 y 2.62.

$$r(0^\circ) = \frac{(1.526 - 1)^2}{(1.526 + 1)^2} = 0.043$$

En el caso por ejemplo de la cubierta de un colector se tienen dos interfaces. Suponiendo que éstas son con aire por ambos lados y que la absorción es despreciable  $(1 - \rho)$  del haz de radiación incidente a la cubierta llega a la segunda interfase. De esta cantidad, como se muestra en la Fig. 2.20,  $(1 - \rho)^2$  pasa a través de la segunda interfase y  $(1 - \rho)\rho$  se refleja de regreso hacia la primera. El proceso continúa para cada componente de polarización. Sumando los flujos de radiación que atraviesan la cubierta se obtiene que, para cada componente:

$$\begin{aligned} \tau_{r,i} &= (1 - \rho)^2 + (1 - \rho)^2 \rho^2 + (1 - \rho)^2 \rho^4 + \dots \\ &= (1 - \rho)^2 \sum_{k=0}^{\infty} \rho^{2k} = \frac{(1 - \rho)^2}{(1 + \rho)^2} \end{aligned}$$

$$\tau_{r,i} = \frac{(1 - \rho)}{(1 + \rho)} \quad (2.63)$$

Mediante un análisis similar puede demostrarse que para  $z$  cubiertas del mismo material:

$$\tau_{r,z} = \frac{1 - \rho}{1 + (2z - 1)\rho} \quad (2.64)$$

#### Ejemplo 2.10

Determinar la transmitancia debida a la reflexión solamente en un vidrio en el que el ángulo de incidencia de la radiación es igual a  $60^\circ$ . Supóngase que el índice de refracción es igual a 1.526.

*Solución.*

Haciendo uso de los resultados del ejemplo 2.8 y la ecuación 2.63.

$$\begin{aligned} \tau_{n,1} &= \frac{1}{2} \left( \frac{1 - 0.185}{1 + 0.185} + \frac{1 - 0.007}{1 + 0.007} \right) \\ &= \frac{1}{2} (0.688 + 0.998) \\ &= 0.843 \end{aligned}$$

La Fig. 2.21 muestra en la forma gráfica la transmitancia de 1, 2, 3 y 4 cubiertas en las que el índice de refracción es igual a 1.526 y la absorción despreciable.

En el análisis anterior se supuso que la absorción de radiación en la cubierta es insignificante. Sin embargo, la realidad es que cuando pasa a través de un medio parcialmente transparente como el vidrio, una fracción de la radiación incidente es absorbida. La disminución en intensidad puede describirse suponiendo que la atenuación es proporcional a la intensidad local en el medio. Si  $I(x)$  es la intensidad de radiación después de haber recorrido una distancia  $x$  en el medio, la ley de Bouguer indica que:

$$-dI(x) = I(x) K dx \quad (2.65)$$

en donde  $K$  es el coeficiente de extinción, el cual se supone constante. Integrando la expresión anterior entre 0 y  $L$  se obtiene que:

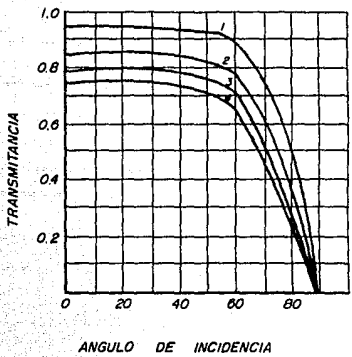


Figura 2.21 Transmitancia en 1, 2, 3 y 4 cubiertas (n=1.526) despreciando absorción.

**ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA**



$$\tau_a = \frac{I}{I_0} = e^{-KL} \quad (2.66)$$

en donde  $L$  es la longitud de la trayectoria que sigue la radiación en el medio y  $\tau_a$  es la transmitancia considerando únicamente absorción. La Tabla A.9 muestra valores típicos del coeficiente de extinción.

Los efectos de reflexión y la absorción sobre la transmitancia pueden tomarse en cuenta meramente multiplicando las dos transmitancias  $\tau_n$  y  $\tau_a$ . Esto es,

$$\tau = \tau_n \tau_a \quad (2.67)$$

La Fig. 2.22 muestra los valores de  $\tau$  para distintos ángulos de incidencia, diferentes valores de  $KL$ , y una o varias cubiertas.

#### Ejemplo 2.11

Haciendo uso de los datos del ejemplo 2.10 determinar el valor de la transmitancia  $\tau$  suponiendo que el vidrio es de 4 mm de espesor y el coeficiente de extinción en el espectro solar es de  $0.32 \text{ cm}^{-1}$ .

Solución.

Según la ley de Bouguer,

$$\tau_a = e^{-KL} = \exp^{-(0.32)(0.4)(\cos(34.58))} = 0.856$$

Según los resultados del ejemplo 2.10  $\tau_n = 0.843$ . En consecuencia,

$$\tau = (0.843)(0.856) = 0.722$$

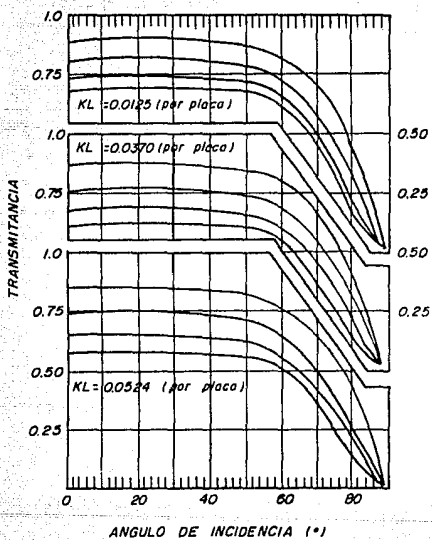


Figura 2.22 Transmitancia en 1,2,3 y 4 cubiertas (considerando absorción y reflexión.)

## CAPITULO 3

CALCULO DE PERDIDAS DE CALOR PARA DETERMINAR LA CARGA TERMICA DE LOS COLECTORES SOLARES.

## 3.1 Coeficiente Total de Transferencia de Calor.

Para determinar la eficiencia del colector ó la magnitud requerida del mismo, puede ser necesario el cálculo de pérdidas de calor.

El objetivo principal es proveer el uso de métodos fáciles para determinar las pérdidas y ganancias de calor.

Para simplificar el cálculo es conveniente medir la diferencia de temperaturas entre dos puntos y entonces incluir los compuestos de paredes y capa de aire en un coeficiente. De esto se puede notar que la transferencia de calor es una combinación de varios modos (convección, conducción y radiación) los cuales pueden ocurrir simultáneamente por separado. El flujo de calor puede ser explicado como una analogía del flujo de corriente eléctrica.

Varias paredes, espacios de aire, aislamiento y capas de aire serán las resistencias al flujo de calor. En la Figura 3.1 se muestra una construcción de doble pared.

La ecuación resultante está dada por:

$$Q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{h_1 a} + \frac{\Delta x_1}{k_1 a} + \frac{\Delta x_2}{k_2 a} + \frac{1}{h_2 a}} \quad (3.1)$$

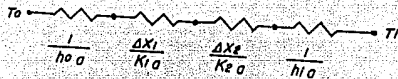
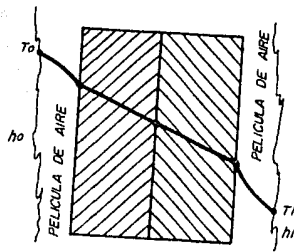


Figura 3.1 Flujo de calor a través de una construcción de doble pared.

Siendo que el denominador es difícil puede ser modificado como sigue:

$$Q = Ua \Delta T \quad (3.2)$$

Entonces:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x_1}{k_1} + \frac{\Delta x_2}{k_2} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.3)$$

Donde:

$U$  = Coeficiente total de pérdidas de calor ( $W/m^2-^{\circ}K$ )

$h$  = Coeficiente convectivo de transferencia de calor ( $W/m^2-^{\circ}K$ ).

$k$  = Coeficiente conductivo de transferencia de calor ( $W/m^2-^{\circ}K$ ).

$x$  = Grosor de la pared (m).

Los valores de  $U$  están dados por la Tabla A.10

### 3.2 Pérdidas de Calor en una Casa - Cálculo de Carga.

La mayoría de las pérdidas de calor de una casa o edificio comercial es a través de convección, conducción e infiltración. Típicamente las pérdidas se dan a través del techo, de paredes, puertas y ventanas, y por infiltración.

Más de las infiltraciones ocurren alrededor de puertas y ventanas, pero algunas pueden ocurrir directamente a través de paredes.

Dos métodos son presentados para determinar pérdidas de calor: uno aproximadamente más simple y el otro más complicado y detallado pero aproximadamente más exacto. Los dos métodos están basados en el Manual Journal of the National Environmental Systems Contractors Association.

En el método simple varias áreas de paredes, ventanas y techos son medidos. Estos valores son multiplicados por un coeficiente de transferencia de calor (U), el cual incluye los efectos de infiltración.

Para obtener las pérdidas por hora, la suma da el total de las pérdidas de calor para la estructura.

La Tabla A.10 da el coeficiente de calor (U) para varias construcciones de casa.

Considerando el plano de una casa de rancho, en el cual se muestra en un esquema del perfil según la Figura 3.2 con distancias pertinentes alrededor de la casa junto con áreas de puertas y ventanas.

Determinar la distancia alrededor de la casa no incluyendo el garage pero incluyendo el calor del barro.

La distancia será la suma de todas sus dimensiones comenzando en la esquina inferior de mano izquierda y siguiendo el orden de las manecillas de reloj.

$$B = 7.92 + 8.08 + 7.52 + 8.08 + 2.73 + 2.44 + 1.83 + 2.44 \\ + 3.96 + 8.08 + 1.52 + 8.08$$

$$B = 56.08 \text{ m.}$$

El área de paredes, asumiendo una altura de 2.44 m., incluyendo puertas y ventanas es:

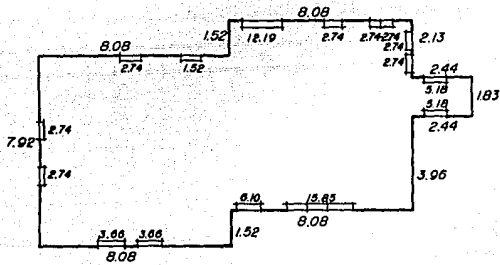
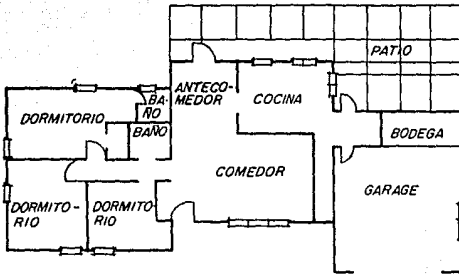


Figura 3.2 Plano de planta de un rancho.

$$a_T = 56.08 \times 2.44 = 136.84 \text{ m}^2$$

Hay tres puertas pivotes con un área total de:

$$a_p = 1.86 + 1.58 + 1.58 = 5.02 \text{ m}^2$$

Una puerta corrediza de vidrio tiene:

$$a_d = 3.72 \text{ m}^2$$

El área de las ventanas comienza en la esquina inferior de mano izquierda es:

$$a_w = 0.84 + 0.84 + 0.84 + 0.47 + 0.84 + 0.84 + 0.84 + \\ 0.84 + 0.84 + 4.83 + 1.12 + 1.12 \\ a_w = 14.26 \text{ m}^2$$

El área de pared neta es:

$$a_n = 136.84 - (5.02 + 3.72 + 14.26) \\ a_n = 113.84 \text{ m}^2$$

El área de techo es:

$$a_c = (8.08)(7.92) + (8.08)(7.92) + (2.44)(1.83) \\ a_c = 132.45 \text{ m}^2$$

Las pérdidas de calor  $Q$  a través de techos, paredes, ventanas, está determinado como:

$$Q = Ua \Delta T$$



Donde :

$a$  = área exterior ( $m^2$ )

$\Delta T$  = diferencia de temperatura ( $^{\circ}C$ )

La diferencia de temperatura  $\Delta T$  es la diferencia entre la temperatura de entrada, temperatura del cuarto en observación y la temperatura exterior.

Entonces tenemos para este caso si:

$T_i$  = Temperatura interior =  $20^{\circ}C$ .

$T_o$  = Temperatura exterior =  $14^{\circ}C$ .

a) Para las paredes de acuerdo a la tabla A.10 para mampostería sólida, adoquín ó ladrillo con enyesado sencillo.

$$U = 2.55 \text{ W/m}^2\text{-}^{\circ}C$$

Tenemos que:

$$a_n = 113.84 \text{ m}^2$$

U

$$\Delta T = T_i - T_o = (20 - 14)^{\circ}C = 6^{\circ}C$$

Entonces:

$$Q = (2.55 \text{ W/m}^2\text{-}^{\circ}C)(113.84 \text{ m}^2)(6^{\circ}C)$$

$$Q = 1741.75 \text{ W}$$

b) Para el techo de la tabla A.10 sin aislamiento.

$$U = 3.41 \text{ W/m}^2\text{-}^{\circ}C$$

Tenemos que :

$$a_c = 132.45 \text{ m}^2$$

Entonces:

$$Q = (3.41 \text{ W/m}^2\text{-}^{\circ}C)(132.45 \text{ m}^2)(6^{\circ}C)$$

$$Q = 2709.93 \text{ W}$$

c) Para las puertas de la Tabla A.10, lunete y con puertas para tormenta.

$$U = 7.38 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C.}$$

y

$$a_p = 5.02 \text{ m}^2$$

Entonces:

$$Q = (7.38 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C})(5.02 \text{ m}^2)(6^\circ\text{C})$$

$$Q = 222.29 \text{ W.}$$

d) De la Tabla A.10 para la puerta de vidrio corrediza con vidrio sencillo.

$$U = 9.37 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$a_d = 3.72 \text{ m}^2$$

Tenemos que:

$$Q = (9.37 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C})(3.72 \text{ m}^2)(6^\circ\text{C})$$

$$Q = 209.14 \text{ W.}$$

e) Para las ventanas de la Tabla A.10 vidrio sencillo con marco y doble soporte.

$$U = 14.48 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

y

$$a_w = 14.26 \text{ m}^2$$

$$Q = (14.48 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C})(14.26 \text{ m}^2)(6^\circ\text{C})$$

$$Q = 1238.91 \text{ W.}$$

Entonces la pérdida total es:

$$Q_t = 1741.75 + 2709.93 + 222.29 + 209.14 + 1238.91$$

$$Q_t = 6122.02 \text{ W.}$$

### 3.3 Cálculo Detallado de Pérdidas de Calor.

El procedimiento general es determinar las pérdidas de calor para cada cuarto. Por este camino las dimensiones de la conducta de trabajo para el sistema central de calor pueden ser determinados. Sin embargo, esto no es necesario cuando solo se requieren las pérdidas totales de calor para la aplicación solar.

Refiriéndose al ejercicio anterior que expone que las paredes no incluyen el área de paredes del garage. El garage es considerado con poco ó sin calor y tiene un rango distinto de pérdidas de calor.

Comenzando de la esquina inferior izquierda, el grueso expuesto de distancias de paredes no incluyen el garage y es:

$$B = 7.92 + 8.08 + 1.52 + 8.08 + 2.13 + 2.44 + 8.08 + 1.52 + 8.08$$

$$B = 47.85 \text{ m.}$$

El área de paredes tiene una altura de 2.44 m. y es:

$$a_T = 47.85 \times 2.44 = 116.75 \text{ m}^2$$

El área de paredes adyacentes al garage es:

$$a_g = 2.44(1.83 + 2.44 + 3.96) = 20.08 \text{ m}^2$$

El área de ventanas es  $a_w = 14.26 \text{ m}^2$  calculada anteriormente, la puerta corrediza de vidrio tiene  $3.72 \text{ m}^2$ . Las puertas pivote en la pared expuesta tiene un área de:

$$a_p = 1.86 + 1.58 = 3.44 \text{ m}^2$$

El área de la pared (neta) expuesta es entonces:

$$a_n = 116.75 - (14.26 + 3.72 + 3.44)$$

$$a_n = 95.33 \text{ m}^2$$

El área neta de la pared adyacente al garage es :

$$a_{ng} = 20,08 - 1,58 = 18,50 \text{ m}^2$$

Entonces las pérdidas de las paredes adyacentes al garage, suponiendo una  $T_i = 20^\circ\text{C}$  y  $T_o = 18^\circ\text{C}$  (dentro del garage) y de la Tabla A.10 :

$$U = 2,55 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

Entonces :

$$Q = U a_{ng} \Delta T$$

$$Q = (2,55 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C})(18,50 \text{ m}^2)(20 - 18)^\circ\text{C}$$

$$Q = 94,35 \text{ W}$$

Que sería el calor que se pierde a través de las paredes del garage.

### 3.4 Uso de Tubos Aletados en una Casa

En muchos casos se utiliza colectores de placa plana con flujo de agua y se hacen pasar dentro de la casa, y mediante un serpentín de tubos aletados se disipa calor, esto se hace para ahorrarse el uso de intercambiadores de calor.

Una disposición de éstos se muestra en la Figura 3.3 y las especificaciones de estos tubos se muestra en las Tablas A.11, A.12 y A.13.

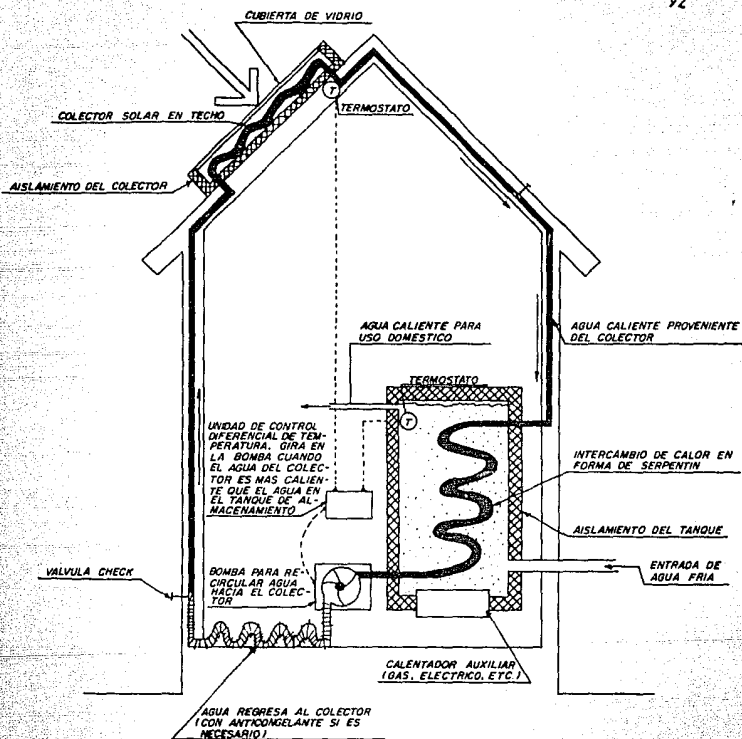


Figura 3.3 Esquema de calentamiento solar de espacios con aletas mediante colector con flujo de agua.

## CAPITULO 4

COLECTORES SOLARES.

## 4.1 Introducción.

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma energía radiante en calor. Un colector solar difiere en diversos aspectos con los demás intercambiadores de calor convencionales. Las más recientes y usuales realizaciones de intercambio de calor de un fluido a fluido con altos rangos de transferencia de calor y radiación, son un factor importante y característico de los intercambiadores de calor. En el colector solar, la energía transferida es desde una distancia de la fuente de energía radiante al fluido. Fuera de la concentración óptica, el flujo de radiación incidente es, a lo más, de aproximadamente  $1100 \text{ W/m}^2$  y variable. El rango de longitud de onda es desde 0.29 a 0.25  $\mu\text{m}$ , que es considerablemente pequeña, tanto como la radiación emitida por la mayor parte de superficies absorbedoras de energía. Así en el análisis de los colectores solares presentan problemas únicos de baja y variable flujo de energía y de la gran importancia que tiene la radiación.

Los colectores de placa plana pueden ser diseñados para aplicaciones y requerimientos de reparto de energía a temperaturas moderadas, o tal vez arriba de los  $100^\circ\text{C}$  encima de la temperatura ambiente. Estos se basan en el uso de la emisión y radiación solar difusa que no requieren lineamientos del sol y requieren solamente un pequeño mantenimiento. Estos son mecanismos simples comparados con los concentradores solares. Las mayores aplicaciones de estas unidades son en el calentamiento solar de agua y aire para casas-habitación y edificios; y su uso

más general con aire acondicionado en edificios y como calentamiento ó precalentamiento en procesos industriales.

Un esquema general de la instalación de colecciones solares de placa plana y su distribución (de equipo y de flujo de fluido) es mostrado en la Fig. 4.1, donde se muestran bombas, tanque de almacenamiento, intercambiadores de calor, valvulas, calentadores auxiliares y termómetros.

En muchos casos prácticos el cálculo de discos, los formulamientos del funcionamiento del colector son reducidos para una forma relativamente simple de su uso.

#### 4.2 Descripción General de los Colectores de Placa Plana.

Las partes más importantes en el calentamiento de un líquido por medio de un colector de placa plana, son los mostrados en la Figura 4.2, siendo negra la superficie de absorción de energía, con transferencia de calor absorbida al fluido (tipos de material que lo permitan); con cubiertas transparentes para radiación solar sobre la superficie absorbente, que reduce las pérdidas por radiación y convección a la atmósfera; el cuerpo es aislado para reducir las pérdidas por conducción como la geometría del sistema lo permita. Así mismo el tanque de almacenamiento y los múltiples son aislados, para evitar también pérdidas ó reducir las mismas por conducción.

Aunque la Fig. 4.2 describe el sistema para calentamiento de agua y la mayor parte de los análisis de este capítulo es concerniente con esta geometría, en el calentamiento de aire es

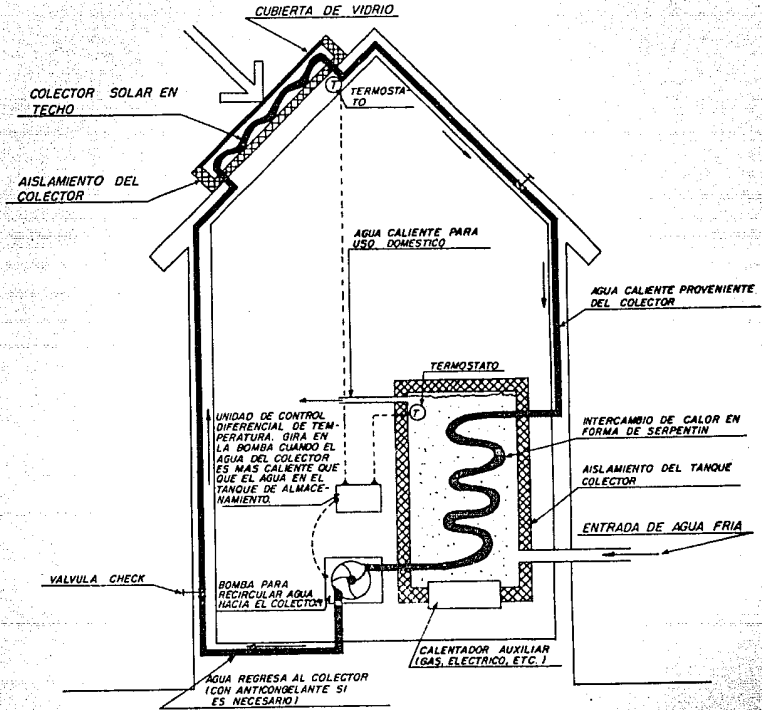


Figura 4.1 Esquema de calentamiento solar de espacios y sistemas de calentamiento de agua.



TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE DEBIDAMENTE AISLADO, COLOCADO ARRIBA DEL COLECTOR (CUANDO ES TERMOSIFONICO)

AGUA CALIENTE PARA USAR

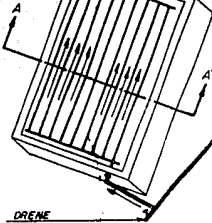
TUBERIA DE AGUA CALIENTE DESDE EL COLECTOR HASTA EL TANQUE (AISLADA)

VALVULAS

ENTRADA DE AGUA FRIA (ALIMENTACION)

COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

AGUA FRIA PARA EL COLECTOR SOLAR DESDE EL TANQUE Y/O DESDE LA ALIMENTACION



PLACA HEBRA ABSORBEDORA

CUBIERTA EXTERIOR

CUBIERTA INTERIOR

CONDUCTOR DEL FLUIDO

DRENE

AISLAMIENTO

CAJA DE COLECTOR

SECCION A-A'

Figura 4.2 Vista de un colector de placa plana y sus partes principales.

fundamentalmente lo mismo, excepto que el fluido se realiza a través de ductos.

Los colectores solares de placa plana son casi siempre montados en una posición estacionaria (como una parte integral de una pared o de una estructura del techo de una casa) como es como es mostrado en la Fig. 4.3, con una orientación optimizada para una localización particular en cuestión, para el tiempo del año en que el mecanismo es instalado para operar. En estos, la mayor parte de las formas más comunes de su uso son para calentar aire o líquidos generadores de vapor de baja presión.

#### 4.3 Análisis Térmico Simplificado para Colectores de Placa Plana.

El fluido que está a la entrada de un colector plano tiene una temperatura inicial  $T_i$  y una temperatura de salida  $T_o$ .

La simplificación viene de asumir que la temperatura en el fluido es igual que la temperatura de descarga a través del colector.

Como un ejemplo si la temperatura de entrada es  $32^{\circ}\text{C}$  y la temperatura de descarga es  $60^{\circ}\text{C}$ , el procedimiento asume que la temperatura total del fluido es  $60^{\circ}\text{C}$ .

En la región de operación para un colector de placa plana, esta simple modificación tiende a ser totalmente correcta, los componentes de la radiación a través de la cubierta se pueden despreciar y el incremento de la temperatura del fluido incrementa las pérdidas convectivas.

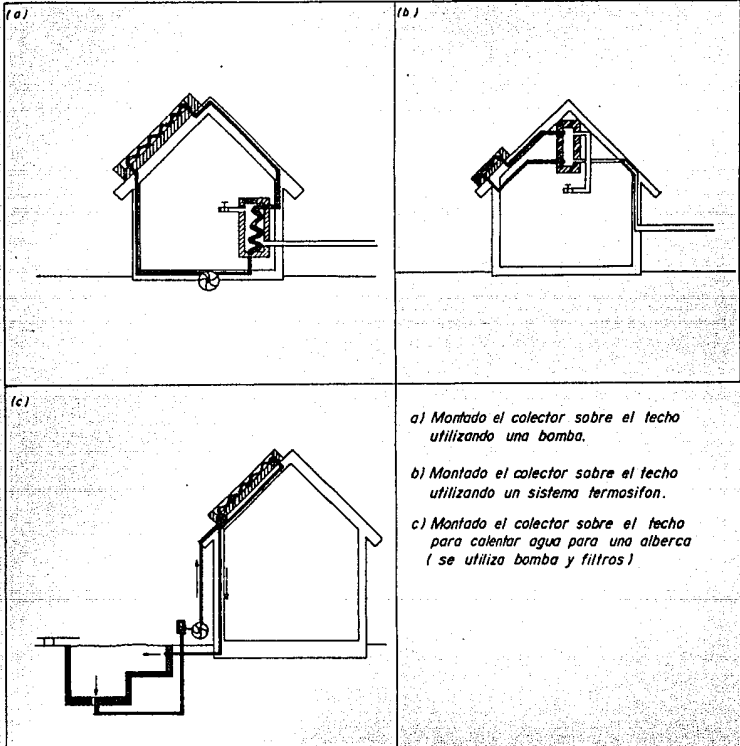


Figura 4.3 Ejemplos de utilización y montaje de un colector en una casa.

La temperatura aparente será altamente elevada, lo suficiente para dar cuenta de las pérdidas de radiación, fuera de las que tiene incluidas actualmente la ecuación tradicional de radiación la forma general que puede tener esta relación es :

$$T_{\text{aparente}} = T_{\text{salida}} + k$$

Donde  $k$  podrá ser asumido como una constante por encima de un cierto rango y podrá incrementarse con la elevación de las temperaturas. Pero más allá del desarrollo, este concepto puede ser usado para otros tipos de colectores. Para un colector de aire simple,  $k$  sería igual a cero y la temperatura aparente sería igual a la de salida.

#### 4.4 Pérdidas Térmicas para el Colector.

Las pérdidas térmicas en un colector solar pueden expresarse por una relación de la forma :

$$q_{\text{pérd.}} = U_L a_c (T_p - T_a)$$

en donde  $U_L$  es el coeficiente total de pérdidas de calor,  $T_p$  es la temperatura promedio de la placa de absorción y  $T_a$  es la temperatura ambiente. En el modelo que se presenta a continuación se harán los siguientes supuestos :

- 1.- El colector opera en estado estable.
- 2.- La diferencia de temperaturas entre la parte superior y la inferior de la placa de absorción es despreciable.

- 3.- El flujo de calor a través de las cubiertas y el fondo del colector es unidimensional.
- 4.- La irradiación sobre la superficie del colector es uniforme.
- 5.- El firmamento se comporta para los efectos de radiación infrarroja como un cuerpo negro a una temperatura equivalente.

La Fig. 4.4 muestra el circuito térmico de un colector solar con dos cubiertas y su equivalente. En este diagrama se supone que las temperaturas de la placa de absorción y de las cubiertas son uniformes.

Con referencia al fondo del colector,  $R_1$  y  $R_2$  en la red constituyen, respectivamente, las resistencias a la conducción a través del aislante ( $R_1 = x/k_a$ ), y la convección hacia el ambiente ( $R_2 = 1/h_c$ ). Cabe apuntar que esta última resistencia es usualmente muy pequeña con respecto a la conducción en un colector bien aislado. En consecuencia, la conductancia térmica para el fondo del colector es:

$$U_{\text{fondo}} = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{x} \quad (4.1)$$

donde  $k_a$  es la conductividad térmica del aislante y  $x$  es su espesor. La conductancia para la parte superior del colector puede evaluarse determinando las resistencias térmicas  $R_3$ ,  $R_4$  y  $R_5$ . El se transfiere entre la placa y la cubierta inferior, así como entre las dos cubiertas por convección y radiación en forma paralela. Los mismos mecanismos de transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta exterior hacia el aire ambiente y el firmamento. Tomando en

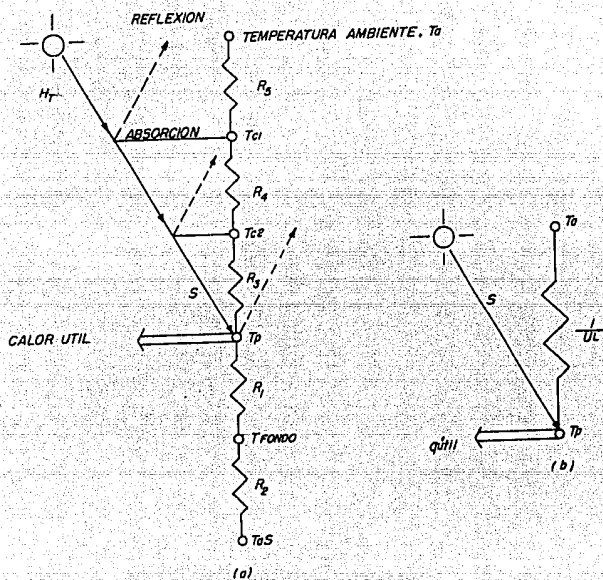


Figura 44 Circuito termico para un colector de dos cubiertas  
 a) Circuito en detalle; b) Circuito equivalente.

cuenta estos conceptos y la ecuación 2.34 puede determinarse el calor transferido entre la placa de absorción y la cubierta interior. Esto es :

$$q_{sup}^* = h_{c2}(T_p - T_{c2}) + \frac{\sigma(T_p^4 - T_{c2}^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1} \quad (4.2)$$

Donde :

$h_{c2}$  = Coeficiente de transferencia de calor entre la placa y la segunda cubierta.

$\epsilon_p$  = Emitancia infrarroja de la placa.

$\epsilon_{c2}$  = Emitancia infrarroja de la cubierta interior.

Alternativamente :

$$q_{sup}^* = (h_{c2} + h_{\lambda 2})(T_p - T_{c2}) = \frac{T_p - T_{c2}}{R_3} \quad (4.3)$$

Donde :

$$h_{\lambda 2} = \frac{\sigma(T_p + T_{c2})(T_p^2 + T_{c2}^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1} \quad (4.4)$$

En forma similar, considerando las dos cubiertas :

$$q_{sup}^* = (h_{c1} + h_{\lambda 1})(T_{c2} - T_{c1}) = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{R_4} \quad (4.5)$$

donde :

$$h_{a1} = \frac{\sigma (T_{c1} + T_{c2})(T_{c1}^2 + T_{c2}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{c2}} + \frac{1}{\epsilon_{c1}} - 1} \quad (4.6)$$

$h_{c1}$  = coeficiente de transferencia de calor entre las dos cubiertas.

$\epsilon_{c1}$  = emitancia infrarroja de la cubierta exterior.

Nótese que la resistencia  $R_3$  puede incrementarse sustancialmente disminuyendo el coeficiente de transferencia de calor  $h_{a2}$ . Lo anterior puede lograrse haciendo que  $\epsilon_p$  adquiera valores numéricos pequeños. Finalmente para evaluar la resistencia  $R_5$  puede recurrirse a la ecuación 2.31.

$$\begin{aligned} q_{sup} &= h_{c\infty} (T_{c1} - T_a) + \sigma \epsilon_{c1} (T_{c1}^4 - T_{fin}^4) \\ &= (h_{c\infty} + h_{a,fin}) (T_{c1} - T_a) \\ &= \frac{T_{c1} - T_a}{R_5} \end{aligned} \quad (4.7)$$

donde :

$$h_{a,fin} = \sigma \epsilon_{c1} (T_{c1} + T_{fin})(T_{c1}^2 + T_{fin}^2) \frac{T_{c1} - T_{fin}}{T_{c1} - T_{c2}} \quad (4.8)$$

$h_{c\infty}$  = coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire ambiente.

$T_{fin}$  = Temperatura efectiva del filamento.



Existen varios modelos para evaluar la temperatura del finamento (equivalente) como cuerpo negro; Swinbank correlaciona la temperatura del finamento con la del medio ambiente mediante la expresión:

$$T_{fin} = 0.0552 T_a^{1.5}$$

donde:  $T_{fin}$  y  $T_a$  están en  $^{\circ}K$ . De modo similar, Willier propone la siguiente relación:

$$T_{fin} = T_a - 6$$

Para simplificar más los cálculos, el coeficiente total de transferencia de calor por la parte superior del colector no es afectado significativamente por la ambigüedad de las expresiones anteriores por lo que la aproximación  $T_a = T_{fin}$  es aceptable en todos los casos.

Combinando las ecuaciones anteriores puede ahora calcularse el coeficiente total de transferencia de calor para la parte superior del colector y esto queda:

$$U_{sup.} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} \quad (4.9)$$

Las pérdidas de calor a través de los lados del colector pueden evaluarse de manera similar. Si el perímetro del colector es  $B$ , la altura de éste es  $M$  y el espesor del aislante por los lados de la placa de absorción es  $x'$ :

$$q_{lados} = U_x a_2 \Delta T = \frac{k_a M B}{x'} \Delta T$$

o bien, por unidad de área del colector  $q_{lados}^* = q_{lados}/a_c$ .

Esto es :

$$U_x = (k_a \cdot B) / (x \cdot a_c) \quad (4.10)$$

En consecuencia, para todo el colector :

$$U_L = U_{\text{londo}} + U_{\text{sup}} + U_x \quad (4.11)$$

#### 4.5 Distribución de Temperatura en Colectores Solares de Placa Plana.

El análisis detallado de un colector solar es un problema serio, afortunadamente, un simple y relativo análisis resultará muy útil. Estos resultados muestran las importantes variables, como son relacionadas y como éstas afectan el funcionamiento de un colector. Para ilustrar estos principios básicos, el líquido calentado es mostrado por la Figura 4.5 que serán examinados primero.

Para apreciar el desarrollo que sigue, esto es para tener un mejor entendimiento de la distribución de temperatura que existe en un colector solar como el mostrado en la Figura 4.5. En la Figura 4.6 se muestra una región entre dos tubos. Parte de la energía solar absorbida por la placa deberá ser conducida a lo largo de la placa a la región de los tubos. Entonces, la temperatura a mitad del camino entre los tubos será más alta que la temperatura en la vecindad de los tubos. La temperatura sobre los tubos será ciertamente uniforme por la presencia del tubo y metal unido o soldado.

La energía transmitida al fluido, causa un gradiente de

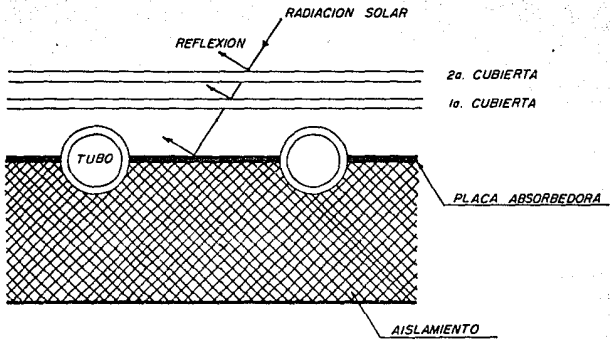


Figura 4.5 Placa y tubos del colector solar.

temperatura que existe en dirección del flujo. Entonces en cualquier región del colector, el nivel de temperatura general es gobernada por el nivel local de temperatura del fluido, esta situación es mostrada en la Fig. 4.6b la que es esperada. Para cualquier localización "y", la distribución de temperatura general en la dirección "x" es como se muestra en la Figura 4.6c y para cualquier localización "x" es como se muestra en la Figura 4.6d la distribución de temperatura en la dirección "y".

Para el modelo de la situación mostrada en la Figura 4.6 un cierto número de asignaciones simplificadas pueden ser hechas para tener los fundamentos fuera de las situaciones físicas básicas. Esto es importante para tener las siguientes asignaciones:

1. El funcionamiento es ESTADO-ESTABLE
2. La construcción es de lámina y de tubos paralelos.
3. Cubiertas para las cabezas de los tubos ó para pequeñas áreas del colector que pueden ser olvidadas.
4. Las cubiertas proveen un flujo uniforme en los tubos.
5. Si no hay absorción solar (energía) por cubiertas malas y que afectan reflejándose en pérdidas para el colector.
6. Es un flujo unidimensional caliente que pasa sobre las cubiertas.
7. Hay un insignificante baja de temperatura a través de las cubiertas.
8. Las capas son opacas para radiación infrarroja.
9. Es flujo de calor unidimensional a través del

*aislamiento posterior.*

10. *El cielo puede ser considerado como un cuerpo negro para una longitud de onda grande de radiación como un equivalente de la temperatura del cielo.*
11. *El gradiente de temperatura alrededor de los tubos pueden ser olvidados ó desechados.*
12. *El gradiente de temperatura en la dirección del flujo y entre los tubos pueden ser tratados independientemente.*
13. *Las propiedades son independientes de temperatura.*
14. *Pérdidas a través de la parte frontal y partes laterales y traseras, son para algunos debido a la temperatura ambiente.*
15. *Polvo y tierra sobre el colector son insignificantes en su funcionamiento.*
16. *Sombreado de la placa absorbadora del colector es insignificante.*

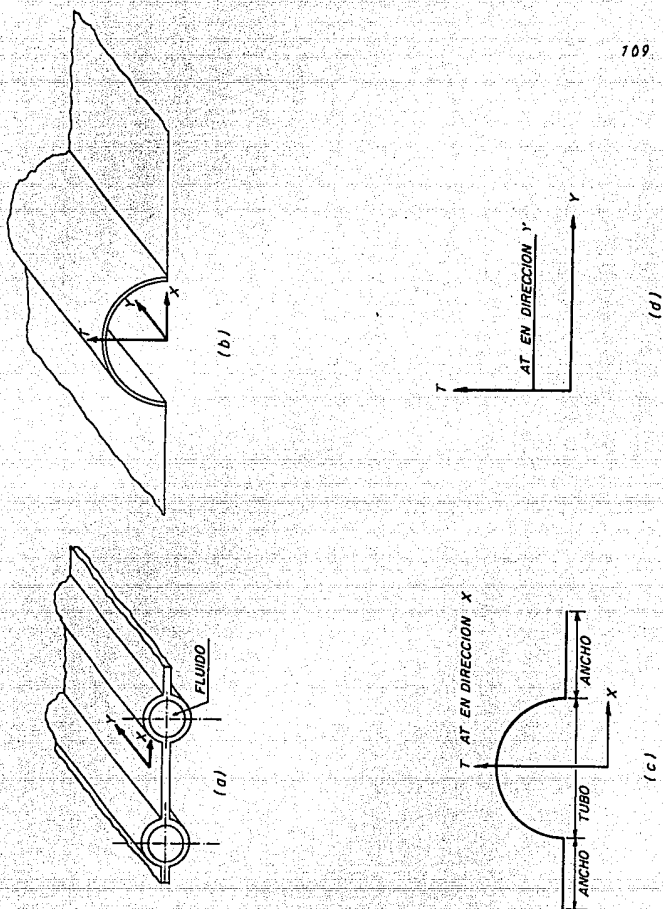


Figura 4.6 Distribución de temperatura en una placa absorbadora.

#### 4.5.1 Distribución de Temperatura entre los Tubos y el Factor de Eficiencia del Colector.

La distribución de temperatura entre dos tubos puede ser deducido si estos asumen el gradiente de temperatura en la dirección del flujo que es insignificante. Considerando la configuración de sección de tubo mostrado en la Fig. 4.7. La distancia entre los tubos  $L$ , el diámetro del tubo  $D$ , y la placa tiene un espesor  $x$ . Como la sección de material es buen conductor, el gradiente de temperatura que atraviesa la placa es insignificante. Entonces se asumirá en la unión encima de la placa como alguna temperatura base local,  $T_g$ . La región entre la separación central de los tubos y de la base del tubo puede entonces ser considerado como un problema clásico de aletas.

La aleta mostrada en la Figura 4.8a, es de longitud  $\frac{(L-D)}{2}$

Una región elemental de ancho  $\Delta y$ , y una unidad de longitud en la dirección mostrada en la Figura 4.8b.

Un balance en estos elementos dados (de energía):

$$S \Delta y + U_L \Delta y (T_a - T) + (-kx \frac{dT}{dy}) \Big|_y - (-kx \frac{dT}{dy}) \Big|_{y+\Delta y} = 0$$

.....-(4.11)

donde  $S$  es la energía de absorción solar por unidad de área. Dividiendo todo por  $y$ , y resultando el límite cuando  $\Delta y$  se aproxima a cero dando:

$$\frac{d^2 T}{dy^2} = \frac{U_L}{kx} (T - T_a - \frac{S}{U_L}) \quad (4.12)$$

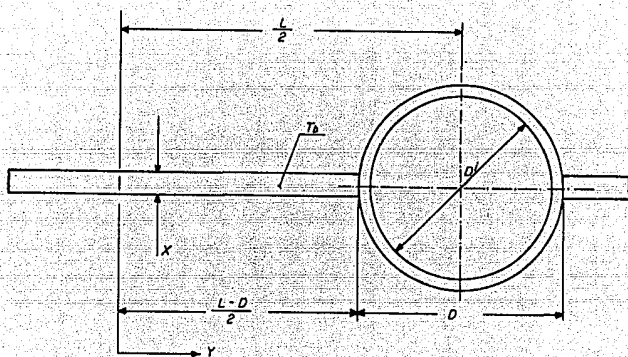


Figura 4.7 Dimensiones del grueso de la placa y del tubo.



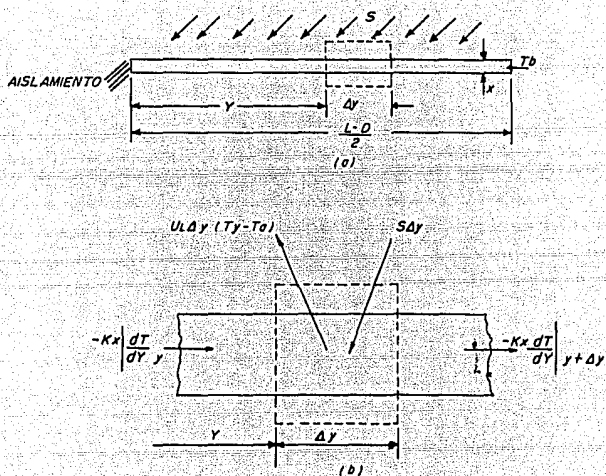


Figura 4.8 Balance de energía en una aleta.

Las dos condiciones de límite necesarios para solucionar esta ecuación diferencial de segundo orden son simétricos como el centro y conociendo la temperatura base :

$$\left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0} = 0 \quad , \quad T \Big|_{y=(L-D)/2} = T_b \quad (4.13)$$

Si entonces se define  $m^2 = U_L/kx$ , y  $C = T - T_a - \frac{S}{U_L}$ , la Ec. 4.12 cambia a :

$$\frac{d^2C}{dy^2} - m^2C = 0 \quad (4.14)$$

El que tiene las condiciones límites

$$\left. \frac{dC}{dy} \right|_{y=0} = 0 \quad , \quad C \Big|_{y=(L-D)/2} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L} \quad \dots\dots(4.15)$$

La solución general es entonces:

$$C = C_1 \sinh my + C_2 \cosh my \quad (4.16)$$

La constante  $C_1$  y  $C_2$  pueden ser establecidas por las condiciones límites, la Ecuación 4.15 en la solución general. El resultado es :

$$\frac{T_b - T_a - (S/U_L)}{T_b - T_a - (S/U_L)} = \frac{\cosh my}{\cosh m(L-D)/2} \quad (4.17)$$

La energía conducida a la región del tubo por unidad de longitud en la dirección del flujo puede ser dada por la evaluación de la ley de Fourier como la base de la aleta.

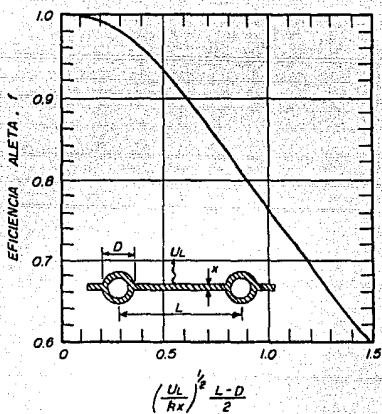


Figura 4.9 Eficiencia de aletas para tubos y gruesos del colector solar.

$$\begin{aligned}
 q'_{\text{aleta}} &= -kx \frac{dT}{dy} \Big|_{y=(L-D)/2} \\
 &= \frac{kxm}{U_L} (S - U_L(T_b - T_a)) \tanh \frac{m(L-D)}{2} \quad (4.18)
 \end{aligned}$$

pero  $kxm/U_L$  es justamente  $1/m$ . La Ec. 4.18 cuenta para la energía recolectada en solamente un lado del tubo; para ambos lados la ecuación de energía es:

$$q'_{\text{aleta}} = (L-D)f(S - U_L(T_b - T_a)) \quad (4.19)$$

donde:

$$f = \frac{\tanh(m(L-D)/2)}{m(L-D)/2} \quad (4.20)$$

La función  $f$  es una eficiencia estándar de una aleta, para aletas rectas con perfil rectangular y es mostrado en la Fig. 4.9. La ganancia útil del colector también incluye la energía colectada encima de la región tubular. La energía ganada por esta región es:

$$q'_{\text{tubo}} = D(S - U_L(T_b - T_a)) \quad (4.21)$$

y la ganancia útil por unidad de longitud en la dirección del flujo es la suma de la Ecuación 4.19 y 4.21:

$$q'_u = [(L-D)f + D] [S - U_L(T_b - T_a)] \quad (4.22)$$

Ultimamente, la ganancia útil para la Ec. 4.22 deberá ser transferida

nida al fluido. La resistencia del flujo de calor del fluido resulta para la unión y la resistencia del fluido al tubo. La ganancia útil puede ser expresada en términos de estas dos resistencias como :

$$q'_u = \frac{T_g - T_f}{\frac{1}{(h_{f,i} \pi D_i)} + \frac{1}{C_g}} \quad (4.23)$$

donde  $D_i$  es el diámetro interno del tubo y  $h_{f,i}$  es el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo. La conductancia  $C_g$ , puede ser estimada para conocer la unión de conductividad térmica,  $k$ , el promedio del grueso,  $x$ , y el ancho  $b$ . En uno por unidad de longitud base :

$$C_g = \frac{k b}{x} \quad (4.24)$$

La conductancia puede ser muy importante en la descripción del funcionamiento del colector.

Ahora eliminando  $T_g$  para considerar y obtener una expresión para la ganancia útil en términos de dimensiones conocidas, parámetros físicos y la temperatura local del fluido. Resolviendo la Ec. 4.23 para  $T_g$ , sustituyendo esto dentro de la Ec. 4.22 y resolviendo los resultados para la ganancia útil, se obtiene :

$$q'_u = L f' (S - U_L (T_f - T_a)) \quad (4.25)$$

donde  $f'$  es el factor de eficiencia del colector, que es :

$$f' = \frac{(1/U_L)}{L \left[ \frac{1}{U_L (D + (L - D) f')} + \frac{1}{C_g} + \frac{1}{D_i h_{f,i}} \right]} \quad (4.26)$$

Una interpretación física para resultados de  $f'$  examinando la Ec. 4.25. Para un lugar en particular,  $f'$  representa el rango de la actual ganancia de energía útil que resultaría si la superficie absorbidora del colector tuviera que ser como la temperatura local del fluido. Para este y muchos casos, pero no para todas las geometrías, otra interpretación para el parámetro  $f'$  debe hacerse claro cuando esto es reconocido que el denominador de la Ec. 4.26 es la resistencia de la transferencia de calor a el aire ambiente. Esta resistencia esta dada por el símbolo  $1/U_0$ . El numerador es la resistencia a la transferencia de calor desde la placa absorbidora al aire;  $f'$  es de este modo el rango para estos dos coeficientes de transferencia de calor.

$$f' = \frac{U_0}{U_L} \quad (4.27)$$

El factor de eficiencia del colector es esencialmente una constante para cualquier diseño de colectores y rango de flujo de fluido. El cociente  $U_L$  sobre  $C_{\theta}$  y el cociente de  $U_L$  sobre  $h_{f,i}$  y el parámetro de eficiencia  $f$  de la placa son solo una de las variables que aparecen en la Ec. 4.26, que pueden ser función de la temperatura. Para la mayor parte de los diseños de los colectores,  $f$ , es de la mayor importancia de todas estas variables al determinar  $f'$ , pero esta no es una función fuerte de la temperatura.

La evaluación de  $f'$  no es una tarea difícil. Sin embargo, para ilustrar los efectos de los diversos parámetros de diseño en la magnitud de  $f'$ , la Fig. 4.10 fue preparada. Tres valores del total del coeficiente de transferencia de calor  $U_L$  son elegidos (2, 4, 8  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ), que cubren el rango para diseño de co-

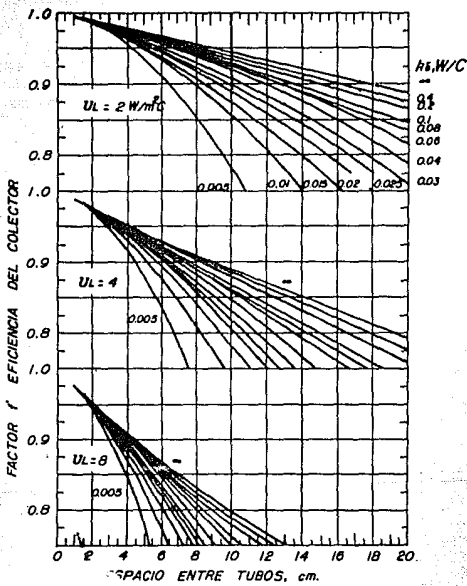


Figura 4.10 Factor de eficiencia del colector  $f'$  contra espacio entre tubos de 10 mm. de diámetro.

(a)  $h_{11} = 100 \text{ W/m}^2\text{C}$

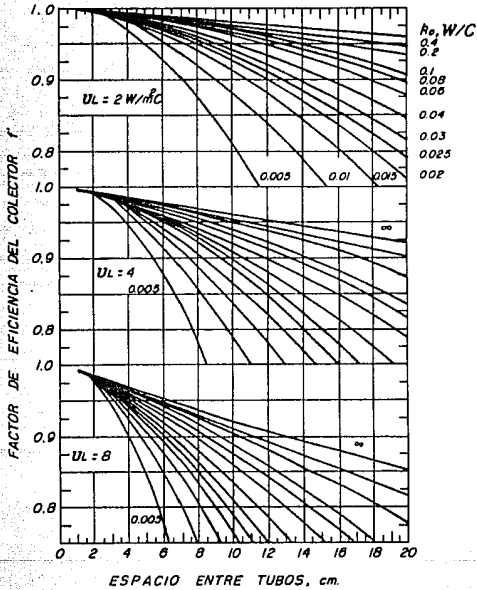


Figura 4.10 (b)  $h_{fi} = 300 \text{ w/m}^2\text{C}$



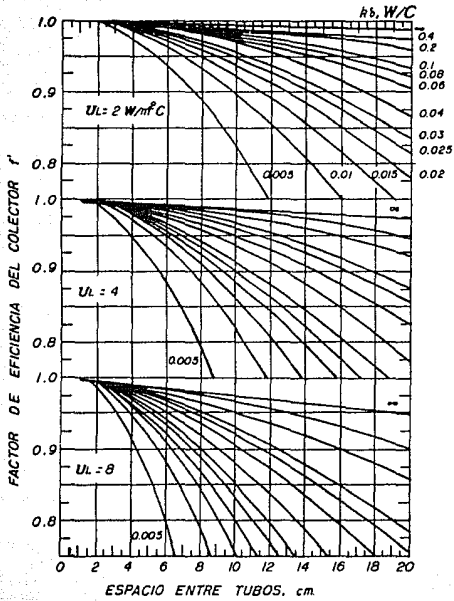


Figura 4.10(c)  $h_{r1} = 1000 \text{ w/m}^2\text{C}$

lecciones desde una cubierta no selectiva hasta dos cubiertas se selectivas. En lugar de seleccionar diversos materiales para la placa las curvas fueron preparadas para varios valores de  $kx$  (producto de la conductividad térmica de la placa y el grueso de la placa). Para placas de cobre de 1 mm de grueso,  $kx$  es igual a  $0.4 \text{ W/}^\circ\text{C}$ ; para placas de acero de 0.1 mm de grueso,  $kx$  es igual a  $0.005 \text{ W/}^\circ\text{C}$ . Entonces el rango probable de  $kx$  es desde  $0.005$  a  $0.4 \text{ W/}^\circ\text{C}$ . La conductancia de la unión de los tubos con la placa será asumida por ser muy larga ( $(1/C_p) = 0$ ), y el diámetro del tubo será seleccionado como 0.01 m. (Tres valores serán elegidos para el coeficiente de transferencia de calor dentro del tubo hasta la cubierta, el rango es desde un flujo laminar, hasta un alto flujo turbulento; 100, 300, y  $1000 \text{ W/m}^2$ ) que es mostrado en la Figura 4.10. Nótese que el incremento de  $h_{f,i}$  más allá de  $1000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  para estos diámetros del tubo no resulta un incremento significativo en  $f'$ . Como excepción, el factor de eficiencia del colector decrece con el incremento de la distancia entre los centros de los tubos, y se incrementa con el aumento en ambos gruesos del material y conductividad térmica. Incrementándose el coeficiente total de pérdidas, decrece  $f'$  mientras se incrementa el fluido, para el coeficiente de transferencia de calor del tubo, se incrementa  $f'$ .

#### Ejemplo.

Calcule el factor de eficiencia del colector para las siguientes especificaciones:

Pérdidas totales (coeficiente)	$8.0 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
Espacio entre tubos	150 mm
Diámetro interno de tubos	10 mm
Grueso de la placa	0.5 mm
Conductividad Térmica de la placa (Cobre)	$384 \text{ W/m }^\circ\text{C}$

Coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos  $300 \frac{W}{m^2 \cdot C}$   
 Resistencia de las uniones ..... 0

Solución.

El factor de eficiencia de la aleta,  $f$ , de la Ec. 4.20 es:

$$m = \left( \frac{8}{(385)(5)(10-4)} \right)^{1/2} = 6.45$$

$$f = \frac{\tanh((6.45)((0.15 - 0.01)/2))}{(6.45)((0.15 - 0.01)/2)} = 0.937$$

El factor de eficiencia del colector,  $f'$ , de la Ec. 4.26

$$f' = \frac{1/8}{(0.015)(1/(8(0.01 + (0.15 - 0.01)0.937))) + 1/((0.01)300)}$$

$$f' = 0.841$$

El resultado es obtenido de la Figura 4.10b.

## CAPITULO 5

DISEÑO DE COLECTORES DE PLACA PLANA CON FLUJO DE  
AGUA.

## 5.1 Calentamiento Solar de Agua.

El esquema de un sistema solar líquido para calentamiento de espacios y agua caliente precalentada es mostrado en la Figura 5.1. En el sistema mostrado tiene tres intercambiadores de calor, uno entre el colector y el almacenaje, otro entre el almacenaje y el agua caliente y el último entre el almacenaje y el aire repartido al cuarto. Si una solución anticongelante es usada en el colector, esto es aconsejable para usar un intercambiador de calor entre el colector y el almacenaje, entonces el costo de rellenar el almacenaje (1000 a 2000 galones) sería prohibitivo. Si un sistema de desagüe inferior es usado en el colector, un intercambiador de calor no sería necesario. Recíprocamente en un clima templado, donde heladas son improbables, no es necesario por lo tanto un intercambiador de calor entre el colector y el almacenaje.

En cualquier evento, dos o tres intercambiadores pueden ser necesarios, al mismo tiempo que con cada tres o cuatro bombas circulantes.

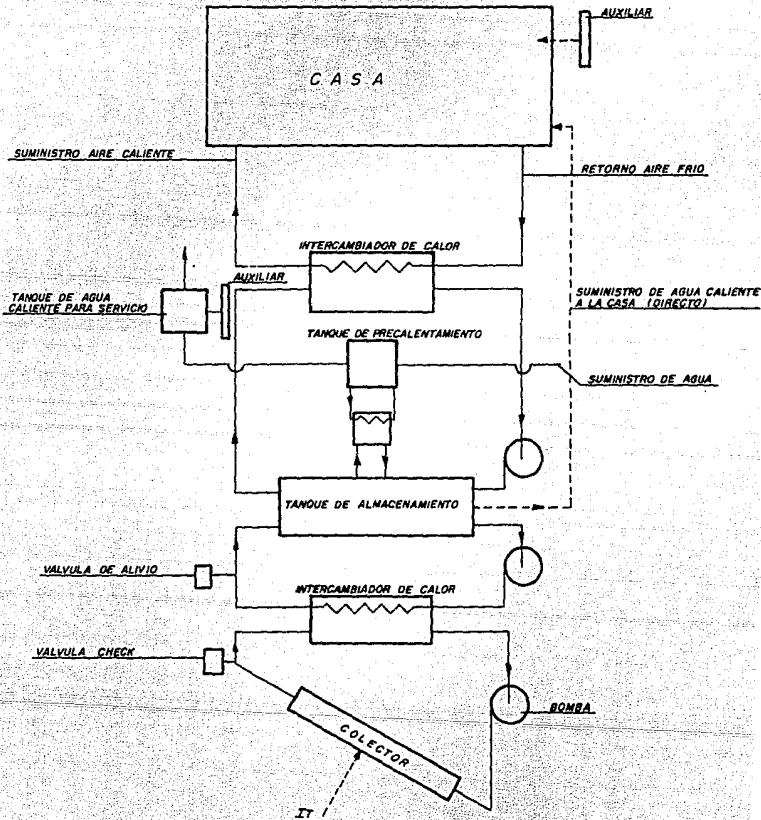


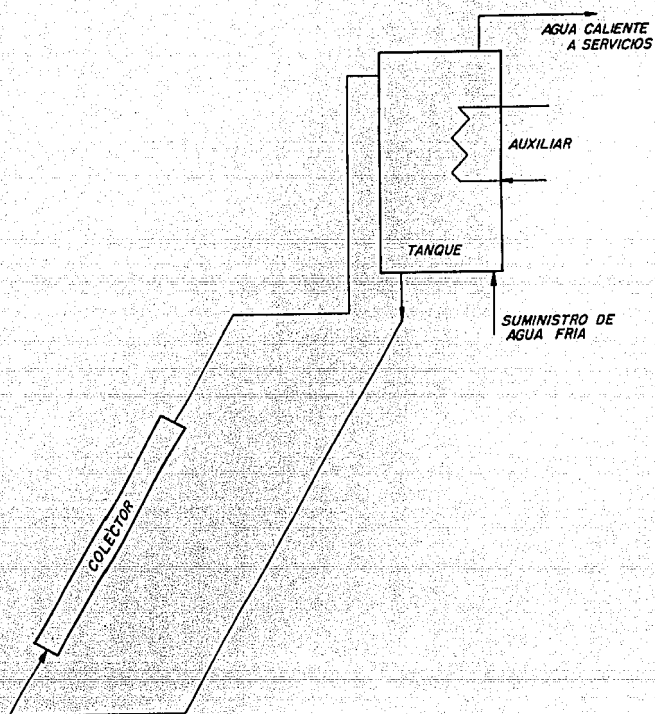
Figura 5.1 Esquema de calentamiento solar de espacios y sistemas de calentamiento de agua para una casa.

## 5.2 Sistemas de Calentamiento de Agua.

Los elementos básicos que intervienen en los sistemas de calentamiento solar de agua, pueden ser arreglados en diferentes configuraciones. Los más comunes de éstos sistemas son los mostrados en la Figura 5.2. La energía auxiliar es suministrada, como se muestra, en tres diferentes formas; también éstos cuatro métodos de transferencia de calor desde el colector hacia el tanque son intercambiables.

El sistema de circulación natural de calentamiento de agua es mostrado en la Figura 5.2a. El tanque se localiza por encima del colector y la circulación de agua se lleva a cabo por convección natural, siempre y cuando la energía solar en el colector agregue energía al agua en la base del colector y también estabilice la diferencial de densidad. La energía auxiliar es agregada dentro del tanque cerca de la salida para mantener el suministro de agua caliente.

La Figura 5.2b, muestra un ejemplo de sistemas de circulación forzada. Una bomba es requerida para impulsar el fluido a calentar la cual es controlada por un termostato diferencial giratorio, que funciona en el momento que la temperatura en la parte superior del tanque es más alta que la temperatura en la parte inferior del mismo, para tener un suficiente margen para asegurar un control estable. Una válvula check, o de paso, es necesaria para prevenir una posible circulación reversible y también las posibles pérdidas térmicas nocturnas para el colector. La energía auxiliar que es agregada al agua, generalmente es suministrada en la tubería que se dirige a los servicios para no reducir la capacidad de calentamiento y almacenaje del tanque.



*Figura 5.2 Esquema de configuraciones comunes de calentamiento de agua.  
a) Sistema de circulación natural.*

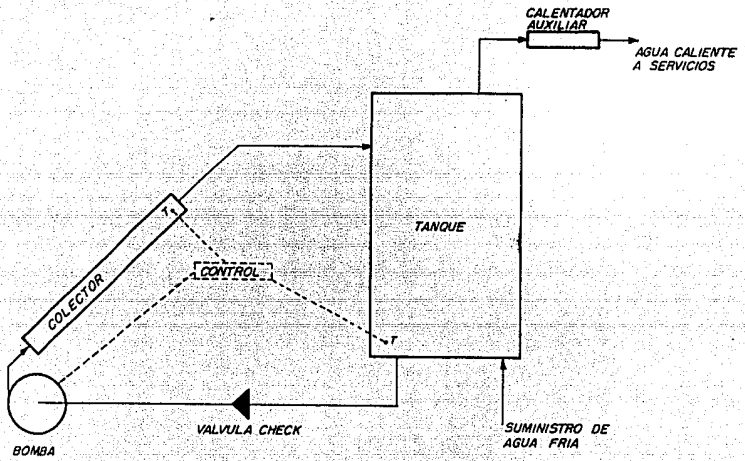


Figura 5.2 b. Sistema de circulación forzada con un tanque.



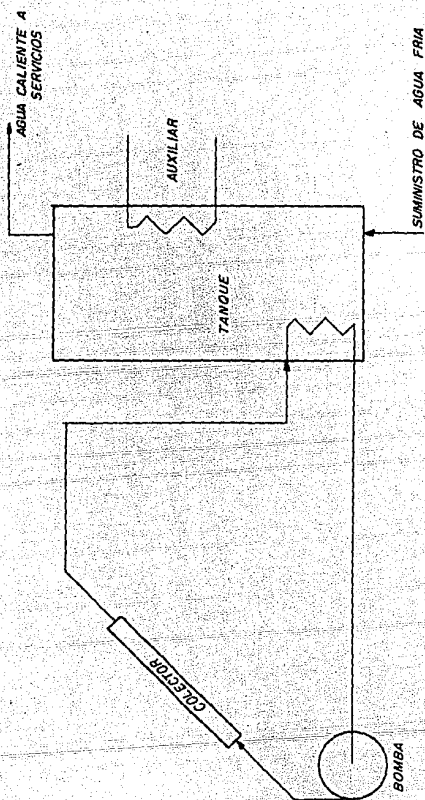


Figura 5.2c Sistema con anticongelante enlazado con un intercambiador de calor interno.

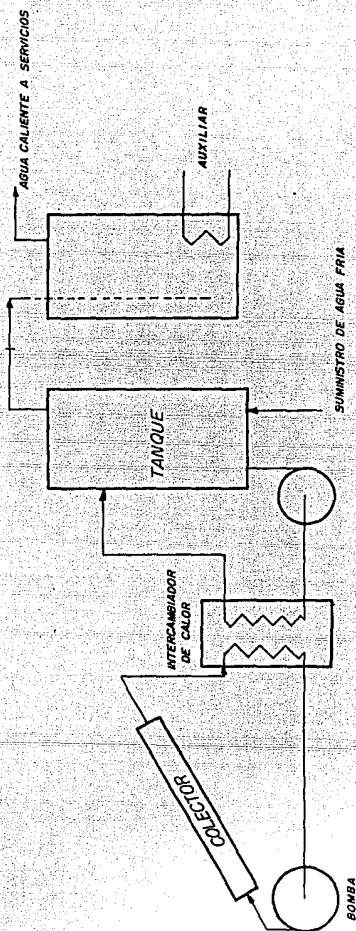


Figura 5.2d. Sistema con anticongelante enlazado con intercambiador de calor externo. Auxiliariamente es mostrado agregado en el tanque en una línea caliente o en un segundo tanque, cualquiera de éstos métodos auxiliares puede ser usado con cualquiera de los arreglos colector-tanque.

En climas donde existen temperaturas de congelamiento, estos diseños son modificados. Ejemplos de estos sistemas que usan fluidos anticongelantes en el colector son mostrados en la Figura 5.2c y 5.2d. El intercambio de calor en el colector puede ser en cada caso interno o externo al tanque. La energía auxiliar en estos casos es agregada al agua en el tanque de almacenaje, en la Figura 5.2c con un intercambiador de calor dentro del tanque.

La energía auxiliar suministrada puede ser también suministrada por electricidad, petróleo y/o gas la cual se realiza en un segundo tanque para no reducir la capacidad de almacenaje del primer tanque; éste es el sistema de 2 tanques, que es mostrado en la Figura 5.2d.

Los colectores que se usan, en muchos casos de los sistemas de calentamiento de agua, son similares al mostrado en la Fig. 4.2 con tubos paralelos ascendentes, apartándose de uno a otro de 0.10 a 0.15 m. El material de la placa puede ser de cobre o de acero. Otros diseños de placas pueden ser también usados, pero los más comunes son los anteriores. Por ejemplo muchos son manufacturados de soldadura de dos puntos, soldadura de costura y/o placas roladas de acero inoxidable, acero ordinario o cobre y aluminio. El fluido pasa entre las placas, que son formadas por expansión hidráulica anteriormente soldadas. Serpentin de tubos también son usados. Las placas absorbedoras son montadas en una caja de metal con 50 a 100 mm. de aislamiento detrás de la placa y una de las dos capas de vidrio sobre las placas. Las dimensiones típicas de un colector sencillo son de aproximadamente 0.9 x 2.1 m; de 0.6 x 1.2 m o 1.2 x 1.2 m. Esta es una ventaja para mantener la estratificación dentro del tanque, la localización y diseño de una de las conexiones del tanque también

son importantes. Los esquemas de la Fig. 5.2 muestran la localización aproximada de las conexiones de uso típico.

Para una mejor eficiencia por lo regular se aíslan los tanques de almacenamiento, en la práctica se usa 0.2 m ó más de lana mineral o fibra de lana de vidrio como aislamiento, también se colocarán en los costados del colector, tapas y base. Las conexiones de tubería del colector al tanque también serán aislados para evitar pérdidas.

### 5.3 Energía Auxiliar.

El grado de rentabilidad en el diseño de un proceso solar para satisfacer las necesidades de energía en particular, pueden ser provistas o satisfechas por una buena combinación de los elementos como son: el colector, aislamientos, unidades de almacenaje y de la fuente de energía auxiliar.

Existen climas o áreas en el mundo donde existen nublados de bastante duración, entonces la utilización de una fuente de energía auxiliar puede ser muy práctico para satisfacer todas las cargas que necesita el sistema solar. Sin embargo, en la mayor parte de climas la energía auxiliar es necesaria para proveer una alta rentabilidad y evitar un diseño del sistema que sea excesivamente caro.

La energía auxiliar puede ser provista en cualquiera de las tres formas mostradas en la Fig. 5.3.

1.- La energía auxiliar puede ser suministrada al agua den-

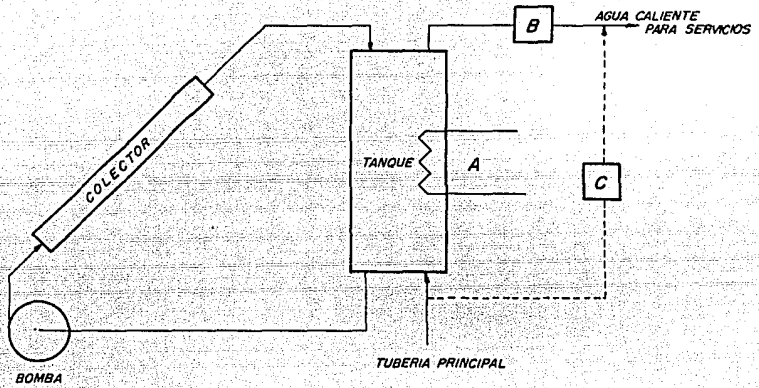


Figura 5.3 Sistema de localización alternativa para el suministro de energía auxiliar de un tanque por circulación forzada de un calentador solar de agua; A en el tanque, B en línea de carga, C una circulación alrededor del tanque.

no del tanque, posición "A". La energía auxiliar es controlada por un termostato colocado en la parte superior del tanque, lo que hace que la temperatura en la parte superior se perciba el cambio de temperatura. Este es el más simple y probablemente el más barato de los métodos. Sin embargo, ésta tiene una desventaja, que la energía solar que usualmente incrementa la temperatura en el fondo del tanque y entonces la temperatura dentro del colector resulta una reducción en la ganancia solar, esto es que no existirá intercambio ó por lo menos no el suficiente de energía.

2.- La energía auxiliar puede ser suministrada en la línea de salida del tanque, que se dirige a los servicios, así de este modo se tiene lo mejor conocido como "tapa de salida" de energía solar con energía auxiliar. Esto requiere un separador de calor desde el tanque solar, entonces el calentamiento puede ser una simple línea de calor, ó puede ser un calentador de agua convencional con la capacidad de almacenar energía él mismo. La energía auxiliar es controlada para mantener la temperatura de salida desde el calentador auxiliar hasta el nivel deseado, para mantener la temperatura deseada. Este método tiene la ventaja de utilizar al máximo la energía solar, desde el tanque y a través del colector pero tiene la desventaja de que si el calentador auxiliar tiene capacidad de almacenaje, entonces ocurrirán pérdidas de calor adicional (Posición "B").

3.- La energía auxiliar puede ser agregada directamente al suministro de agua que llega por la válvula check ó de paso - cuando la energía auxiliar en el tanque es necesaria. Esto es un método simple, pero tiene la desventaja que la energía solar colectada en el tanque que no resulta en la temperatura de agua existente encima de la temperatura establecida, puede represen-

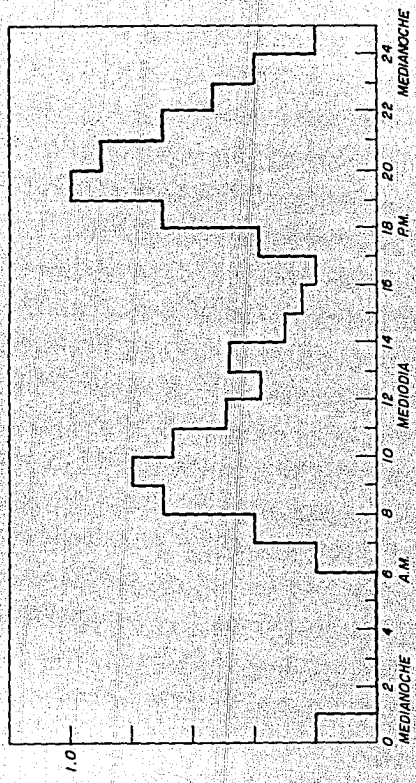
tar pérdidas para el tanque, (Posición "C").

Las mayores razones para apreciar los cambios en el funcionamiento de los colectores, es la forma de adicionar la energía auxiliar, que concierne directamente a la temperatura a la cual opera el colector. La adición de la temperatura auxiliar en la parte superior del tanque (método 1), puede resultar en un tipo de colector de alto costo, de pobre funcionamiento y de altos requerimientos de energía auxiliar. El método 3, que desvía la energía auxiliar del tanque cuando su sección superior no es lo suficientemente caliente, presenta ciertas fallas en algunos colectores de energía auxiliar. El método 2, con un modulador auxiliar de calor (éste es un equivalente de encendido-apagado de un calentador auxiliar), maximiza el uso del colector solar en sus salidas y minimizan las pérdidas del colector para operaciones de éste a bajas temperaturas para cualquiera de los métodos. La magnitud de las diferencias pueden depender en el grado de estratificación que se presente en el tanque y en el aislamiento del tanque. Las pérdidas para calentadores auxiliares, también deberán mantenerse a niveles muy bajos, ó el método 2 puede no ser el mejor (ver sección 5.4).

#### 5.4 Sistemas de Circulación Forzada.

La mayoría de los sistemas de calentamiento solar de agua usados, son los sistemas de circulación forzada.

Las simulaciones están basadas en un diseño típico de las cargas de calentamiento de agua como se muestra en la Fig. 5.4



USO NORMAL DE AGUA CALIENTE

Figura 5.4 Perfil normalizado del uso de agua caliente por hora para una aplicación doméstica.



El agua caliente se utiliza en su mayor parte en la mañana y en las horas del anochecer; para poder suministrar las largas fracciones de estas cargas, el agua calentada por energía solar en un día deberá ser almacenada para usarse a lo largo del día. (Cambios menores en la dependencia del tiempo de carga que no tiene un mayor efecto en el funcionamiento durante largos períodos de tiempo de los sistemas de calentamiento doméstico de agua caliente. Sin embargo, variaciones de gran magnitud, igualmente son causadas por cierres de los edificios comerciales ó de oficinas durante los fines de semana, pueden entonces representar un factor en el diseño y funcionamiento de los calentadores solares de agua).

En los sistemas estudiados, las cargas diarias observadas fueron para 300 litros de agua, calentada desde 10 a 50 °C, para una carga anual de calentamiento de 18.3 gigajoule.

Los tanques de almacenamiento en todos los casos tienen un coeficiente de pérdidas de  $1.67 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ . Un sistema de tanque sencillo está moldeado como un nudo de tres tanques con suministro de energía auxiliar al tope del nudo para calentadores inmersos. El sistema de dos tanques están moldeados con el mismo volumen total como el del tanque sencillo, con un tercio del volumen en el tanque auxiliar, y el tanque de precalentamiento con el remanso de dos tercios tratado como un nudo de dos tanques.

El colector intercambia calor dentro del tanque, para tener una efectividad de 0.5, a menos que se note lo contrario. Los sistemas directos están moldeados con intercambiador de calor por fuera, con circulación desde la base del tanque al colector

y retorna por la parte superior del tanque.

Un índice en el funcionamiento de éstos sistemas es la cantidad anual de energía solar derivado del calentamiento de agua. Esta cantidad es frecuentemente calculada fuera de la consideración de pérdidas térmicas para los tanques. Los datos bajos indican comparaciones de sistemas solares funcionando relativamente para un sistema convencional en el cual el total de carga es la energía requerida para calentar el agua; 18.3 gigajoule por un año con estimaciones adicionales de pérdidas para un tanque convencional de 3.6 gigajoules para un total de  $Q_{conv} = 21.6$  gigajoules. La fracción solar,  $F$ , es entonces el rango de la energía solar derivada de la carga convencional total,  $(1 - Q_{aux}/Q_{conv})$  y es una medida de la reducción en el consumo de la energía relativa de los sistemas convencionales.

La fracción solar anual es mostrada para cinco sistemas y tres áreas de colector. Bajo las asunciones hechas en este estudio, esto es, con un razonable grado de estratificación y con energía auxiliar suministrada a la parte superior de un tanque sencillo ó en el segundo tanque de un sistema de dos tanques, esto representa una muy pequeña diferencia entre los sistemas de uno y/o dos tanques.

En algunos casos los sistemas de un tanque son ligeramente mejores que los sistemas de dos tanques porque son de menor área y representan por lo tanto menos pérdidas de calor para los tanques. Los sistemas directos de dos tanques sin válvulas moderadoras tienen esencialmente el mismo funcionamiento como aquellos que si las tienen.

Durante ciertos intervalos cuando el sistema es muy grande y el agua resultante desde el almacén es lo suficientemente caliente para requerir templado con agua fría, las altas pérdidas térmicas evitan cualquier ventaja de derivación de menor agua caliente para el tanque, y por tiempos cuando el sistema es de menor tamaño, la válvula no funciona.

En simulaciones adicionales de una instalación, donde el promedio diario de agua caliente (carga) en el que fueron absorbidos 300 litros, pero que tienen 15 variaciones desde el largo desagüe al pequeño desagüe diario en cada semana. El porcentaje semanal de las cargas de agua caliente desaguada en cada uno de los días de la semana (empezando en domingo), será de 5.7, 42.9, 2.8, 2.8, 14.4, 2.8 y 28.6%. Para un tanque, el sistema externo de intercambiador de calor con tres módulos colector, la fracción de la carga recibida por la energía solar será de 0.64 para el retorno regular de la carga y 0.58 para carga irregular. Este estudio simulado sugiere que el cambio en la configuración del sistema hace pequeñas diferencias en el rendimiento que da el tipo de variación que surge día a día de la carga que sería esperado con un sistema doméstico.

Dimensiones de un sistema doméstico de circulación forzada puede ser hecho por "ley de pulgar" ó por térmico y análisis económico y procedimientos de diseño. El agua caliente usada en un hogar típico medio es de 75 litros al día por persona y las áreas típicas del colector a usarse por persona son de alrededor de  $1.5 \text{ m}^2$  para sistemas que entregan aproximadamente de 0.5 a 0.8 de la carga anual por energía solar. Sin embargo estas figuras varían con la calidad del colector y el tipo de clima dominante, y estos son el grueso de las variaciones indi-

viduales para el promedio del agua usada.

Sistemas que se utilicen en instituciones, comercios y edificios de oficinas, son casi todos por sistema de circulación forzada. La magnitud y tiempo dependen de las cargas a utilizarse en estos edificios. La carga puede irse a cero los fines de semana y días de fiesta, en algunas oficinas y edificios comerciales. Diseños cuidadosos de los sistemas estarán garantizados para las grandes inversiones hechas en éstos.

#### 5.5 Sistemas de Circulación Natural.

La circulación de agua en forma natural en calentadores solares es semejante como se muestra en la Fig. 5.2a, ocurriendo cuando el colector calienta el agua lo suficiente para estabilizar la diferencia de densidad entre la base incluyendo el tanque y la línea de alimentación, desde el tanque hasta el colector.

La diferencia de densidad es una función de la diferencia de temperatura. Bajo estas condiciones, estos sistemas son autoajustables, con incremento en la ganancia llevando a un incremento en los rangos de flujo que pasa a través del colector. Éstos fueron observados en 1967 por Löf y Close, y por Cooper en 1973 que bajo holgados rangos en las condiciones, el incremento en la temperatura del agua fluyendo por varios colectores, en sistemas de circulación natural, es aproximadamente de  $10^{\circ}\text{C}$ , particularmente los diseños australianos.

Close (1962) trabajó en análisis de rangos de circulación de agua, en sistemas de circulación natural, y comparando, computando y volviendo a experimentar, teniendo diferentes temperaturas de entrada y salida, le dieron los resultados de los cuales son mostrados algunos en la Fig. 5.5, los que confirman la sugerencia, de que el incremento de la temperatura es aproximadamente de 10 °C, son representativos de estos sistemas, si estos están bien diseñados y serias restricciones de flujo.

Existen dos métodos alternativos de moldear el funcionamiento del colector con sistema de circulación natural. El primero es por un análisis de la temperatura y la distribución de temperatura, resultando rangos de flujo basados en circulación a bajas presiones como es mostrado por Close. El segundo, es asumir un incremento a temperatura constante, del flujo de agua atravesando el colector y calcular el rango de flujo que producía esta diferencia de temperatura que estima la ganancia del colector.

La ecuación básica del colector es:

$$Q_u = a_c F_R (S - U_L (T_i - T_a)) \quad (5.1)$$

y

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) = \dot{m} C_p T_f \quad (5.2)$$

resolviendo para el rango de flujo

$$\dot{m} = \frac{a_c F_R (S - U_L (T_i - T_a))}{C_p T_f} \quad (5.3)$$

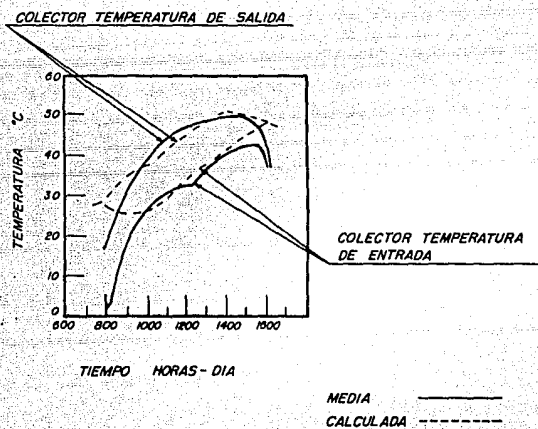


Figura 5.5 Temperatura del agua a la entrada y salida del colector para una circulación natural.

Esta ecuación puede ser solucionada para  $\dot{m}$  si esto es asumiendo para  $f'$  es independiente del rango de flujo, sustituyendo el valor de  $F_R$  en la ecuación 5.3:

$$\text{Donde } F_R = \frac{\dot{m} C_p}{a_c u_L} (1 - e^{-(a_c u_L f' / \dot{m} C_p)})$$

Entonces tenemos:

$$\dot{m} = - \frac{u_L f' a_c}{C_p \ln \left( 1 - \frac{u_L (T_o - T_i)}{S - u_L (T_i - T_o)} \right)} \quad (5.4)$$

### Ejemplo 5.1

Un calentador de agua de circulación natural opera con una constante, incrementando la temperatura del agua  $10^\circ\text{C}$ . El colector tiene una área de  $4 \text{ m}^2$ , un coeficiente total de pérdidas de  $4.2 \text{ W/m}^2$  y un  $f'$  de 0.91. Si la temperatura del agua a la entrada es de  $30^\circ\text{C}$ , la temperatura ambiente es de  $15^\circ\text{C}$ , y la radiación absorbida por la placa del colector es  $780 \text{ W/m}^2$ . Determinar la ganancia útil para el colector.

Solución.

Toda la información necesaria para estimar  $\dot{m}$  usando la ecuación 5.4. está dada por:

$$\dot{m} = \frac{-4.2 \times 0.91 \times 4}{4190 \times \ln \left( 1 - \frac{4.2 \times 10}{780 - (4.2 \times (30 - 15))} \right)}$$

$$\dot{m} = 0.060 \text{ Kg/seg}$$

Mediante la ecuación 5.2:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) = 0.060 \times 4190 \times 10$$

$$Q_u = 2550 \text{ W}$$

La operación del colector con rangos de temperatura del fluido de aproximadamente de  $10^\circ\text{C}$ , implica sistemas prácticos que el agua circula por el colector diversas veces por día.

Tabor (1969) sugiere una alternativa, la resistencia al flujo y el  $\Delta T_p$  sean altos con rangos de flujo iguales que el agua en el tanque pasando una vez por día por el colector. El cálculo nos muestra que la eficiencia diaria de un paso y alto  $\Delta T_p$ , el sistema será parecido al sistema utilizando diversos pasos por día y bajo  $\Delta T_p$ . Esto depende del buen mantenimiento de la estratificación en el tanque. Esto es referido para reducir los efectos de  $T_R$ , para balancear, debido esto, al reducir la temperatura de entrada del fluido. Muchos calentadores de agua israelitas son diseñados para operar de esta manera.

En Australia, los sistemas de circulación natural son extensamente usados, los cuales son diseñados para producir agua a  $65^\circ\text{C}$  y con uso diario promedio de 45 litros por persona por



dia, si en un sistema totalmente solar son usados, por ejemplo, en Darwin Australia, que se caracteriza por tener todo el año buen clima solar y energéticos convencionales muy caros, entonces una capacidad de almacenaje de 2.5 veces el requerimiento diario es el indicado.

Para una familia de cuatro personas, en Darwin, un colector con área de alrededor de  $4 \text{ m}^2$  es el más indicado. Si es usada una fuente auxiliar de energía, la recomendación del tamaño del tanque será aproximadamente de 1.5 veces el requerimiento diario. La mayor parte de los calentadores solares de agua que se utilizan en Australia son sistemas de circulación natural, y su utilización como sistemas de refrigeración no presentaría ningún problema en la mayoría del país.

### 5.6 Combinación de Colector-Almacenaje.

Los subsistemas de calentamiento de agua en estos sistemas, frecuentemente incluyen intercambiadores de calor para extraer calor de uno a otro para el fluido circulante a través del colector o para la tubería principal del tanque de almacenamiento. También puede ser usado un "tanque de precalentamiento solar", para almacenar agua caliente, calentada solarmente y un calentador de agua auxiliar (convencional), como se muestra en la Fig. 5.6 ó un sistema de un solo tanque, que incluye la fuente auxiliar que puede ser usada. Los calentadores para calentamiento son usualmente dimensionados para estas funciones y son de tamaño muy grande para calentamiento de agua, durante periodos cuando las cargas de calentamiento son bajas.

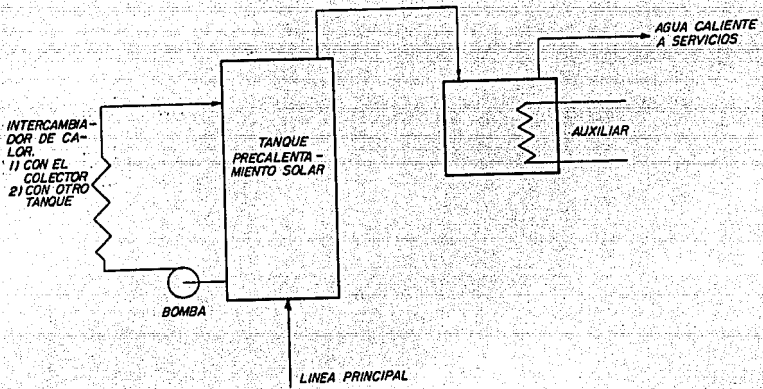


Figura 5.6 Sistema de agua caliente de dos tanques para calentamiento solar.

Calentadores de agua que combinan las funciones del colector y almacenaje son manufacturados en Japón (Tanishita 1976). Un esquema seccionado de este tipo es mostrado en la Fig. 5.7. En la mañana, el agua es enviada en los tubos, que son cilindros plásticos negros abajo de los 0.2 m en diámetro. Durante el día, el agua es calentada por absorción solar de energía. La capa superior y el aislamiento de respaldo reducen las pérdidas de energía para los cilindros. Análisis del funcionamiento de este tipo de colector pueden ser hechos para solucionar la ecuación diferencial que describe el balance de energía en el tanque como se muestra en el siguiente ejemplo.

#### Ejemplo 5.2

En el calentamiento de agua, se combina el sistema colector y almacenaje, estructurados de tubos negros de 150 mm de largo, colocados de lado a lado de la caja, aislado en la base para lograr que las pérdidas en la base sean pequeñas, y cubierta en la parte superior por una tapa de vidrio sencillito. La sección de este calentador es mostrada en la Fig. 5.7.

El calentador es llenado con agua a  $18^{\circ}\text{C}$  a las 6 a.m.. El calentador es inclinado hacia el ecuador con  $\beta = \phi = 40^{\circ}$ . Datos meteorológicos para un periodo de 24 horas es mostrado en la segunda y tercera columna de la Tabla A.14.

Suponiendo que el agua no es arrastrada fuera de cualquier tiempo durante las 24 hrs. Estimar la temperatura del agua durante un periodo de 24 hrs..

#### Solución.

Para establecer las suposiciones, deberán ser hechas para estimar la historia de la temperatura de este calentador, estos son los siguientes:

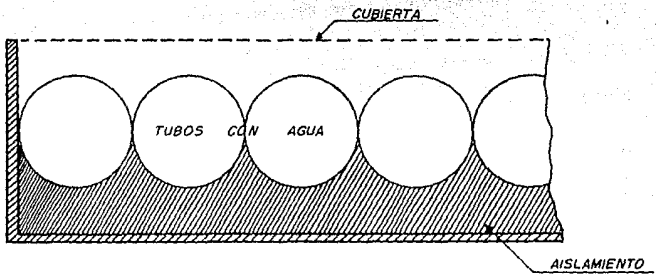


Figura 5.7 Esquema seccionado de un calentador solar de agua combinado colector - almacenaje.

- 1.- Absortancia = 0.95
- 2.- Emitancia para plástico negro = 0.95
- 3.- Transmitancia solar para la cubierta = 0.89
- 4.- Capacidad de calor para la cubierta y otras estructuras son insignificantes comparadas con la del agua.
- 5.- Agua y tubos se encuentran a temperatura uniforme.
- 6.- La velocidad del viento es igual a  $h_w = 10 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
- 7.-  $U_z = U_L = \text{constante durante todo el periodo.}$

Primero estimar  $U_L$ . Si el plato fuera plano,  $U_L$  podría ser aproximadamente de  $5.5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ . El área del plato es  $0.5 \pi D/D$  largo de la tapa,  $\delta$ :

$$a_p = 1.57 a_c$$

Como una primera estimación:

$$U_z = 5.5 \left( 1 + \frac{0.570}{2} \right) = 7.0 \text{ W/m}^2$$

a valores usados fuera del cambio en cálculos abajo.

La ecuación clásica usada es:

$$T_w^* = T_a + \frac{S}{U_L} - \left( \frac{S}{U_L} - (T_w - T_a) \right) e^{-a_c U_L \tau / (mc) e}$$

Para cada hora:

$$S = \frac{1.02 \times 0.89 \times 0.95 I_T}{7.0 \times 3600} = 34.1 I_T$$

$$\frac{a_c u_c \tau}{(mc)_e} = \frac{1 \times 7.0 \times 3.6 \times 0.15}{(\pi/4)(0.15)^2 \times 4 \times 190} = 0.0511$$

y

$$e^{-0.0511} = 0.95$$

La ecuación de trabajo de esta:

$$T_w^* = T_a + 34.1 \text{ } 1_T - (34.1 \text{ } 1_T - T_w + T_a) 0.95$$

La temperatura para el fin de cada hora,  $T_w^*$ , es mostrada en la última columna en la Tabla A.14. Estos calentamientos son situados para usarse cuando el agua caliente es buscada para el fin de la colección del periodo. Pérdidas térmicas para almacenamiento de agua caliente son suficientemente altos durante la noche ó durante prolongados periodos de nublado que requieren el uso de agua caliente continuamente, vuelven este sistema muy impráctico.

## CAPITULO 6

ALMACENAMIENTO DE ENERGIA SOLAR.*Introducción.*

*El almacenamiento es necesario si un suministro continuo de energía es requerido del Sol. La variable de la insolación solar viene de una nueva variación constante en posición a que una localización geográfica experimenta en relación al Sol, la cantidad de masa de aire y la cantidad de nubes cambian constantemente.*

*Un sistema solar grande con frecuencia colecta más energía de la que puede ser usada al medio día solar. El almacenaje es representado como un capacitor que marca entrada y salida.*

*Existen diversos métodos para almacenar energía solar. Por ejemplo concentrando colectores pueden operar máquinas, las cuales, a través del uso de corriente directa producirán hidrógeno del agua. Posteriormente el hidrógeno puede ser quemado liberando la energía solar almacenada.*

*Celdas fotovoltaicas pueden convertir la energía solar en potencia eléctrica la cual es fácil almacenar en baterías.*

*Muchas técnicas para el almacenaje solar han estado desarrolladas. Dos métodos, Masa y Cambio de Fase, son los métodos predominantes para el almacenamiento de energía solar.*

*El método de Masa no se desarrollará en este tratado, solamente para colectores de aire y no de agua.*

### 6.1 Sistema Pasivo.

El almacenamiento de energía en un sistema solar residencial pasivo, usualmente se encuentra incorporado a los distintos componentes del edificio: elementos estructurales como el piso y las paredes, recipientes con agua en la pared sur ó sobre el techo, etc.. En este caso se requieren grandes volúmenes debido a que las temperaturas de almacenamiento son relativamente bajas (usualmente menos de los 40 °C). Si se permite que la temperatura del ambiente interior fluctue entre los 18 °C y los 23 °C a lo largo del día, por ejemplo, los distintos elementos del edificio pueden absorber energía durante el periodo de auge, y posteriormente cederla durante la tarde ó por la noche. Así, un piso de concreto de 120 m<sup>2</sup> de superficie y 15 cm de espesor, expuesto al Sol puede almacenar aproximadamente 194 megajoules de energía con un incremento de temperatura igual a 5 °C, lo suficiente para administrar toda la carga térmica de una casa habitación bien aislada. Obviamente el piso debe estar expuesto a la radiación solar tanto como sea posible y estar aislado térmicamente.

La Tabla A.15 lista las propiedades más importantes de algunos materiales empleados para almacenar energía.

Por otra parte, algunos recipientes con agua, aunque no son elementos estructurales, también pueden emplearse para almacenar energía. Las ventajas del agua sobre el concreto ó el ladrillo estriba con la mayor capacidad térmica que tiene ésta con respecto a los últimos. Es decir, el agua puede almacenar en el mismo volumen más el doble de energía.



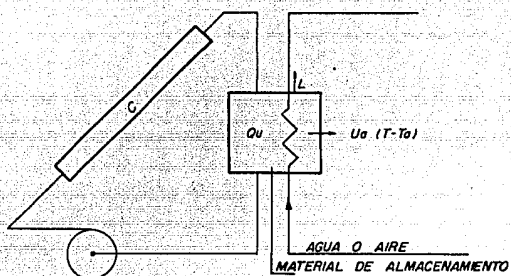


Figura 6.1 Balance de energía en un tanque de almacenamiento.

## 6.2 Sistema Activo.

El medio de almacenamiento depende en gran medida del tipo de colector empleado. Así, el medio de almacenamiento es usualmente agua, si en los colectores se hace circular un líquido. Similarmente, si en los colectores circula aire, el medio de almacenamiento usualmente consiste en rocas o piedras, sales eutécticas, etc..

Analizando los datos de la Tabla A.15 se desprende que el agua puede almacenar casi cinco veces más energía (4.186 kilojoules/Kg-°C) que la que puede almacenar la misma masa de roca o piedras (0.88 kilojoules/Kg °C). Por otra parte con 30% de espacio vacío entre las piedras, un sistema de almacenamiento con piedras requiere del orden de 2.5 veces más volumen ( $2.724 \times 0.88 \times 0.7 = 1.677,98$  kilojoules/m<sup>3</sup>-°C) con el mismo incremento de temperatura. Debe apuntarse, sin embargo, que el almacenamiento de energía en rocas no presenta problemas de corrosión y resistencia que implican usualmente los tanques con agua.

En general, el fluido calentado en energía solar debe entrar al tanque de almacenamiento por la parte superior de éste dada la estratificación que se presenta. Similarmente el aire o el agua debe regresar al colector por la parte inferior. En algunas ocasiones, tratándose de sistemas líquidos, se hace necesario emplear intercambiadores de calor para evitar el contacto físico directo del fluido en el colector o red de distribución, con el del tanque de almacenamiento.

Cuando mayor sea la temperatura que puede alcanzar el medio de almacenamiento, tanto menor será el tamaño del sistema.

Por ejemplo, 1 000 litros de agua pueden almacenar 84 megajoules de energía aproximadamente cuando la temperatura incrementa de 30 °C a 50 °C y 168 megajoules cuando la temperatura varía de 30 °C a 70 °C. Nótese que se requiere aproximadamente 2,5 m<sup>3</sup> de rocas para almacenar la misma cantidad de energía con los mismos incrementos de temperatura.

En primera instancia se desearía diseñar el sistema de almacenamiento para tener la mayor temperatura posible pero debe recordarse que los colecciones en tanto aumente la temperatura de operación disminuye su eficiencia.

Prácticamente el tamaño apropiado de un sistema de almacenamiento activo es del orden de 300 kilojoules/°C·m<sup>2</sup> de área de colector (ó en el intervalo de 50 a 100 lts/m<sup>2</sup>). Obviamente todo sistema de almacenamiento de energía debe encontrarse perfectamente aislado para disminuir las pérdidas de calor hacia los alrededores.

### 6.3 Cambio de Fase.

Una manera de reducir el tamaño del sistema de almacenamiento de energía consiste en hacer uso del cambio de fase que experimentan las diferentes sustancias. Por ejemplo, el agua tiene un calor específico igual a 4.186 kilojoule/Kg·°C, y su entalpia de solidificación es 334.24 kilojoule/Kg.

Por consiguiente el agua puede almacenar aproximadamente 80 veces más energía en su punto de solidificación, que como líquido con una diferencia de temperatura de 1 °C. Esta capaci-

dad de almacenar energía durante el cambio de fase da cabida a múltiples investigaciones.

En la Tabla A.16 se muestran sales hidratadas que tienen un alto calor de solidificación ó fusión, bajo costo y temperatura de solidificación ó fusión que resultan convenientes en aplicaciones de energía solar.

Estas sales presentan algunos problemas que las hacen hasta ahora comercialmente imprácticas: 1) Sobreenfriamiento ó falla de la sal para solidificarse en su punto respectivo. 2) Segregación por gravedad de la mezcla de sus componentes mientras se encuentra en su fase líquida. 3) Fallas de los recipientes que contienen las sales. Algunos de estos problemas han sido prácticamente resueltos, por ejemplo, la adición de Nbrax (Tetraborato de sodio decahidratado) a la sal de Glauber ( $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ ) elimina el sobreenfriamiento provocando cristalización entre  $28^\circ\text{C}$  y  $29^\circ\text{C}$ . Otros agentes químicos resuelven el problema de la segregación formando una matriz microscópica que mantiene a los componentes en suspensión. Finalmente, el problema de corrosión en los recipientes ha sido parcialmente resuelto mediante el empleo de plásticos. Estas sales obtienen una degradación importante después de algunos ciclos de operación.

#### 6.4. Estanques Solares.

Un estanque común y corriente es capaz de captar una gran cantidad de energía solar a través del año. Sin embargo, la tem

temperatura del agua permanece por debajo de la del ambiente, debido a que el calentamiento provoca una circulación convectiva que transporta la energía absorbida hacia la superficie en donde a su vez se dispersa rápidamente. La observación en algunos lagos naturales de agua salada ha revelado un comportamiento interesante: la temperatura del agua en el fondo es sustancialmente más alta que en la superficie.

El fenómeno que ocurre en los estanques solares es explicable al considerar que la distribución vertical no uniforme de sal en el lago o estanque evita la convección. Es decir, el aumento en densidad por las sales disueltas, contrarresta el efecto de la dilatación térmica debida a la absorción local del calor. En consecuencia, el gradiente de densidad permite que desarrolle, un gradiente de temperatura, positivo hacia abajo, y además, estable. Por otra parte, dado que el agua no es buena conductora de calor y además opaca a la radiación infrarroja -con o sin sales disueltas- el gradiente de salinidad permite que la fracción visible y ultravioleta de la radiación solar penetre hasta las regiones más profundas del agua.

La absorción en las longitudes de onda más grandes es importante al tomar en cuenta que 27% de la radiación, el espectro solar total es absorbida en el primer centímetro de agua. La eficiencia de aprovechamiento, en consecuencia, está limitada a la absorción en la capa con gradientes. Puede demostrarse que la fracción de luz que resta después de atravesar una distancia  $x$  de agua clara es:

$$f(x) = a - b (\ln x), \quad 1 \leq x \leq 1000 \text{ cm}$$

Donde:

$a = 0.73$  y  $b = 0.08$ . La profundidad  $x$  se expresa en centímetros.

En un estanque solar se distinguen tres regiones distintas aunque difusas: Una capa pura de agua en la superficie, una intermedia donde ocurren los gradientes de densidad y una convectiva en el fondo. La última puede constituir un sistema de almacenamiento de energía, dado que se encuentra aislada la atmósfera por el gradiente de densidad.

### 6.5 Almacenamiento en la Forma de Combustible.

La energía solar también puede almacenarse en forma de reacciones químicas. En el almacenamiento químico interviene una reacción endotérmica reversible, la cual puede invertirse cuando se requiere liberación de calor. Para que una reacción sea utilizable convenientemente en el almacenamiento de la energía solar se requiere:

- La reacción sea reversible.
- Los reactivos puedan hacer uso de la energía del espectro solar, tanto como sea posible.
- La energía almacenada en la reacción sea bastante grande (al menos del orden de 60 W hr/kg).
- Los reactivos sean económicos.

Por otra parte, no se requiere que la reacción sea reversible si los productos pueden separarse y almacenarse como un

combustible. Un ejemplo típico es la producción de hidrógeno, existe en este caso cuatro métodos principales para producir hidrógeno en los que la energía solar puede emplearse: Térmico directo, y termoquímico, electrolítico y fotolítico.

En el primero de ellos, agua (en forma de vapor) se calienta hasta 3 000 °K o más y se empieza a descomponer en hidrógeno y oxígeno. Esto es:



en donde  $n_1$ ,  $n_2$  y  $n_3$  son las fracciones molares.

En los procesos termoquímicos se requieren dos o más reacciones previas antes de completar el ciclo de producción de hidrógeno. A continuación se muestran tales reacciones a 73 °C con 50% de eficiencia. Esto es:

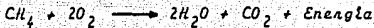


Si la energía solar se convierte en electricidad, el agua

puede ser electrolizada posteriormente para producir hidrógeno. Este proceso es especialmente atractivo en combinación con otras formas de energía, como las oceanotérmicas, la eólica, la hidráulica y la conversión fotovoltaica en la que usualmente se obtiene electricidad.

En la reacción fotovoltaica los fotones de la radiación solar pueden ser absorbidos por las moléculas de agua. Cuando la energía absorbida alcanza un cierto nivel (285.9 kilojoules/mol de agua), se libera hidrógeno.

La energía solar también puede emplearse en los procesos de fermentación anaeróbica de algas para la producción de metano ( $\text{CH}_4$ ). Debe señalarse que el metano es estable a la temperatura ambiente. Al reaccionar con el oxígeno puede liberar la energía almacenada y producir altas temperaturas. Es decir:



Algunas reacciones fotoquímicas producen metano como producto final. Tal es el caso de la disociación de  $\text{H}_2\text{CHO}$  bajo la influencia de la luz para producir metano y dióxido de carbono.

Otras reacciones producen también combustibles (como hidrazina,  $\text{NH}_2\text{NH}_2$ ), hidrocarburos saturados de mayor orden que el metano ( $\text{C}_2\text{H}_{2n+2}$ ).

#### 6.6 Descripción Matemática.

El funcionamiento térmico en forma de transferencia de un tanque de almacenamiento puede obtenerse recurriendo a princi-



pios básicos. Aquí se considerará el caso más sencillo de un tanque en el cual el agua se encuentra a temperatura uniforme (totalmente mezclado). Supongase que  $Q_u$  es el flujo de calor asociado al agua caliente que proviene del colector,  $L$  es el flujo de calor asociado con la demanda de agua caliente, y  $Ua(T - T_a)$  son las pérdidas hacia los alrededores. La Fig. 6.1 muestra un esquema del sistema. Un balance de energía en el tanque da como resultado la siguiente ecuación diferencial:

$$m C_p \frac{dT}{dt} = Q_u - L - Ua(T - T_a) \quad (6.1)$$

Dado que en general  $Q_u$  y  $L$  depende del tiempo, la solución de la ecuación puede escribirse en diferencias finitas como:

$$T_{n+1} = T_n + \frac{\Delta T}{m C_p} (Q_u - L - Ua(T_n - T_a)) \quad (6.2)$$

en donde  $T_{n+1}$  es la temperatura del agua después de transcurrir un intervalo de tiempo  $\Delta t$ .

#### Ejemplo 6.1

Considérese un tanque de 1 500 lt para el que el producto  $Ua$  es igual a 11.11 W/°C. El tanque inicia un periodo de 24 h con una temperatura de 25 °C, y se localiza en un local cuya temperatura ambiente es de 20 °C. Empleando la integración de Euler, calcule la temperatura del agua de acuerdo con los datos de calor  $Q_u$  que se indican en la tabla abajo indicada. Suponga se que  $L = 0$ .

Solución.

Según la ecuación 6.2

$$T_{n+1} = T_n + \frac{3600}{(1500)(4186)} (Q_u - 11.11 (T_n - 20))$$

Hora	$Q_u$ , W	$T_n$ , °C	$T_{n+1}$ , °C
1	0	25.0	24.97
2	0	24.97	24.94
3	0	24.94	24.91
4	0	24.91	24.88
5	0	24.88	24.85
6	0	24.85	24.82
7	0	24.82	24.79
8	1 250	24.79	25.48
9	2 380	25.48	26.81
10	4 128	26.81	29.13
11	7 320	29.13	33.27
12	10 285	33.27	39.08

## CAPITULO 7

ECONOMIA DE LOS PROCESOS SOLARES.

## 7.1 Calentamiento de Agua por medio de Energía Solar contra el Calentamiento de Agua por medio de Electricidad.

Cuando se considera una alternativa para el uso de energía, el único método práctico de seleccionar el más adecuado es de comparar el costo de este con el costo presente de los aceites fósiles. Aunque la energía solar es gratis, diferentes equipos son necesarios para capturar y convertir esta en energía útil.

Retornando al calentamiento de agua mediante energía solar, una familia de 4 miembros, utiliza 2 240 lt de agua caliente por semana o 560 lt/persona-semana; donde la densidad del agua es de  $1.0 \text{ Kg/dm}^3$ , entonces el peso total del agua usada es

$$\dot{m} = (2\ 240 \text{ lt}) (1.0 \text{ Kg/dm}^3) (1 \text{ dm}^3/1 \text{ lt}) = 2\ 240 \text{ Kg/semana}$$

Con agua que entra a  $13^\circ\text{C}$  y es calentado hasta  $60^\circ\text{C}$  para uso doméstico, la energía requerida es:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (7.1)$$

Dónde:

$Q$  = Energía (kiloJoule/semana)

$\dot{m}$  = Flujo másico. (Kg/semana)

$C_p$  = Calor específico del agua ( $4.19 \text{ kJoule/Kg}^\circ\text{C}$ )

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del agua ( $^{\circ}\text{C}$ )

Entonces:

$$Q = (2\,240 \text{ kg/sem}) (4.19 \text{ kJoule/Kg-}^{\circ}\text{C}) (60 - 13)^{\circ}\text{C}$$

$$Q = 441\,123 \text{ kJoule/sem}$$

Para un año entonces tenemos:

$$Q = (441\,123 \text{ kJoule/sem}) (52 \text{ sem/año}) = 22\,938\,396 \frac{\text{kJoule}}{\text{año}}$$

Asumiendo que un calentador eléctrico es usado y que la eficiencia de este es del 100% ( $\eta = 1.0$ ) y conociendo que  $1 \text{ kW-hr} = 3.66 \times 10^3 \text{ kJoule}$ , entonces los kW-hr usados son:

$$\text{Energía} = Q / (\text{eficiencia}) \text{ (conversión de energía)}$$

$$\text{Energía} = \frac{(22\,938\,396 \text{ kJoule}) (\text{kW-hr})}{\text{Año } (3.66 \times 10^3 \text{ kJoule}) (1.0)} = 6\,267 \frac{\text{kW-hr}}{\text{año}}$$

Asumiendo un costo de \$50 kW-hr, el costo anual de calentar agua es:

$$\text{Costo anual} = 6\,267 \times 50 = \$313\,350 \text{ año}$$

El método de simple circulación establece que el número de años requeridos para pagar el equipo es el costo de la unidad dividida por la economía del equipo. Debido a nubosidad, un calentador solar de agua puede esperarse que preeva alrede-

don del 70% del calentamiento requerido (efectividad del 0.7), asumiendo un costo de instalación de \$1 000 000.

$$\begin{aligned} \text{Años a pagar} &= \frac{\text{Costo de instalación.}}{(\text{Costo anual}) (\text{efectividad})} \\ &= \frac{\$1\,000\,000}{(\$373\,350) (0.7)} \\ &= 4.6 \text{ años} \end{aligned}$$

Por lo tanto excluyendo cualquier consideración por interés, depreciación, operación extensiva, mantenimiento e impuestos, el método de simple pago requiere alrededor de 4.6 años - para pagar por sí mismo una unidad eléctrica operando a \$50 kW-hr. Aunque es este método simple, el efecto de la inflación - tiende a balancear intereses, depreciación, también, de este modo es una buena aproximación del tiempo de pago.

Resumiendo los cálculos:

$$Q = (\# \text{gentes}) \left( \frac{1 \text{ lt}}{\text{persona-sem}} \right) (\text{densidad agua}) (t_{\text{sem}}) \Delta T C_p \dots$$

.....(7.2).

$$Q = (4) (560 \frac{\text{litros}}{\text{persona-sem}}) (1.0 \frac{\text{Kg}}{\text{dm}^3}) (52 \frac{\text{sem}}{\text{año}}) (60-13) (4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}})$$

$$Q = 22\,938\,396 \text{ kJoule/año}$$

$$\text{Costo Anual} = \frac{Q (\text{Costo energía})}{\text{EFICIENCIA}} \quad (7.3)$$

$$= \frac{(22\ 398\ 396\ \text{kJoule}) (\$50) (\text{KW-hr})}{(\text{año}) (3.66 \times 10^3\ \text{kJoule}) (1.0)}$$

$$= \$373\ 350\ \text{año}$$

$$\text{Años a pagar} = \frac{\text{Costo Instalación}}{(\text{Costo anual}) (\text{efectividad})} \quad (7.4)$$

$$= \frac{87\ 000\ 000}{(\$373\ 350) (0.70)}$$

$$= 4.6\ \text{años.}$$

Si la temperatura del agua, costo de combustible y efectividad son diferentes en otras localidades, valores apropiados pueden ser introducidos en las ecuaciones 7.2, 7.3, y 7.4.

#### 7.2 Calentamiento de Agua por medio de Energía Solar contra el Calentamiento de Agua por medio de Gas.

Para comparar costos con un calentador alimentado por gas, los requerimientos de energía (Q) no cambian, mismos datos del ejemplo de la sección 7.1; sin embargo, el costo anual puede cambiar. Típicamente el costo presente de gas por día es de alrededor de \$380/unidad. Donde una unidad es de  $4.0\ \text{m}^3$  de gas. El valor de calentamiento por gas varía de localidad en localidad, para rangos entre 35 000 y 40 000 kJoule/ $\text{m}^3$  que pueden ser considerados. La eficiencia de un calentador alimentado por gas

esta entre el 60 y 75%. Usando un valor de calentamiento de  $40\,000 \text{ kJoule/m}^3$  y una eficiencia del 65%, con una energía requerida de  $22\,938\,396 \text{ kJoule/año}$ , del ejemplo de la sección 7.1:

$$\text{Energía} = \frac{22\,938\,396 \text{ kJoule/año}}{(40\,000 \text{ kJoule/m}^3) (0.65) (4 \text{ m}^3)}$$

$$= 221 \text{ unidades/año}$$

$$\text{Costo} = (221 \text{ unidades/año}) (\$380 \text{ /unidad})$$

$$= \$83\,980 \text{ /año}$$

$$\text{Años a pagar} = (\$1\,000\,000) / (\$83\,980 (0.70))$$

$$= 17.01 \text{ años.}$$

En general si el periodo revolvente excede el periodo de garantía (usualmente de 10 a 15 años en sistemas de calentamiento solar), la inversión no se considera prudente, en otras palabras, con el costo actual de gas, en un sistema de calentamiento de agua mediante un sistema solar, el reemplazarlo por suministro de gas si es costeable.

#### 7.4 Calentamiento de Agua por medio de Energía Solar contra el Calentamiento de Agua por medio de Petróleo.

En los presentes días el costo del petróleo es impredecible, pero por ejemplo, asumimos \$300/litro. El litro de petróleo tiene un valor de calentamiento de  $40\,000\,000 \text{ kJoule/m}^3$ . La efi-

ciencia de un calentador con inyección de petróleo usualmente es de 65%. El costo entonces es:

$$\text{Energía} = \frac{22\,938\,396 \text{ kJoule/año}}{(40\,000\,000 \text{ kJoule/m}^3) (0.65)}$$

$$= 0.88 \text{ m}^3/\text{año}$$

$$\text{Costo} = (0.88 \text{ m}^3) (\$300/\text{lt}) (1\,000 \text{ lt}/\text{m}^3)$$

$$= \$264\,000/\text{año}$$

$$\text{Años a pagar} = \frac{\$1\,000\,000}{(\$264\,000) (0.70)}$$

$$= 5.41 \text{ años.}$$

Un sustituto solar para el calentamiento de agua por petróleo puede ser una consideración definitiva.

#### 7.4 Costo de Ciclo de Vida.

El método del costo del ciclo de vida mediante el cual el costo futuro está determinado en la base del peso, sistemas alternativos pueden ser comparados en las bases de la moneda actual. El problema se centra en que la moneda tiene diferentes valores en futuros años. Esta dificultad puede ser sobrellevada por tomar en cuenta el valor del dinero en el tiempo (interés) y efectos en el poder de compra (inflación).



La ecuación matemática para elaborar los cálculos del valor presente de calentamiento es:

$$P = \frac{A}{i} ((1 + i)^n - 1) \quad (7.5)$$

Donde:

$P$  = Valor presente (\$)

$A$  = Costo corriente anual (\$)

$i$  = Rango de inflación en forma decimal.

$n$  = número de años

#### Ejemplo 7.1

El costo presente del petróleo ( $A$ ) es \$250 000 (para calentar una casa), y suponiendo un rango de inflación de 40% para los próximos 5 años. ¿Cuál es el valor presente?

Solución.

$$\begin{aligned} P &= \frac{250\,000}{0.40} ((1 + 0.40)^5 - 1) \\ &= 625\,000 (5.37824 - 1) \\ &= \$2\,736\,400 \end{aligned}$$

#### Ejemplo 7.2

Asumiendo que el costo en este año de calentar una casa es de \$75 000. ¿Cuál será el costo total de calentamiento para los próximos 5 años con un 20% de aumento anual?

$$\begin{aligned} P &= \frac{75\,000}{0.20} ((1 + 0.20)^5 - 1) \\ &= \$558\,120 \end{aligned}$$

## CAPITULO 8

EQUIPO TIPICO COMERCIAL.

La construcción solar de Placa Plana para calentar agua es realmente sencilla, en donde se requiere un poco de ingenio y deseo de hacerlo, para tal caso se requieren los siguientes materiales, así mismo se recomiendan algunos distribuidores.

## 1.- Tanque de Almacenamiento.

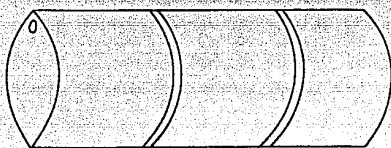
En el cual se almacena el líquido calentado que proviene del colector, este se recomienda con una capacidad de 200 a 500 litros, este puede ser de plástico o metal, el cubo debe ser limpio en su interior para evitar contaminantes. Como se ve en la Fig. 8.1

## 2.- Lámina (Placa Absorbente)

Esta se recomienda sea de un metal que transmita bastante calor, puede ser cobre (de preferencia), acanalada si se encuentra, o de fierro, y se recomienda de 91 cm x 244 cm. Como se ve en la Fig. 8.2.

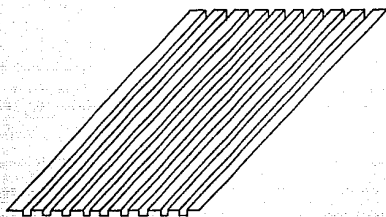
## 3.- Madera.

En la cuba se soportara la placa y la tapa de vidrio, se recomienda de este material para evitar mayores pérdidas y ser fácil de trabajar. Como se ve en la Fig. 8.3.

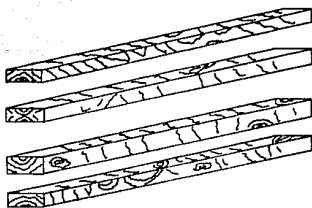


170

*Figura 8.1 Tonque de almacenamiento.*



*Figura 8.2 Lámina (Placa Absorbedora)*



*Figura 8.3 Madera.*

#### 4.- Vidrio.

Para colocar las cubiertas (1 & 2), que sirven para evitar pérdidas, se recomienda que sean delgadas (3 a 5 mm) y las medidas de acuerdo al tamaño de la placa absorbadora.

#### 5.- Tuberias de Cobre.

Para construir el múltiple y la red de conexión del tanque del colector.

#### 6.- Fibra de Vidrio.

Para aislar la placa absorbadora, así como el tanque, tubería que esta expuesta al medio ambiente, o puede usarse otro tipo de aislante.

#### 7.- Selladores y Silicones.

Los selladores se utilizan para tapar los lugares donde existan conexiones y puedan existir fugas (en este caso en las tuberías); y los silicones para tapar espacios que pudieran quedar entre las tapas de vidrio y la madera, así mismo como la madera, y la placa absorbadora, y entre las uniones de la madera para evitar que penetre aire.

#### 8.- Termómetros.

Para tasar la temperatura que exista en la llegada del agua al tanque y a la salida del agua que va hacia el colector (ver - Fig. 5.26), así como reguladores de temperatura (Termostato).



Figura 8.4 Tubería de cobre

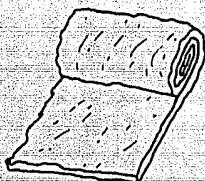


Figura 8.5 Fibra de vidrio

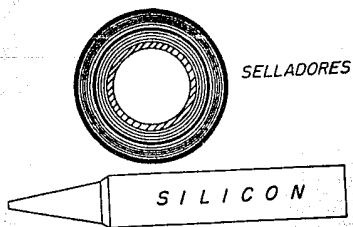


Figura 8.6 Selladores y silicones

9.- Válvulas.

Para regular el flujo, suspender el mismo, evitar contra-flujos, utilizando diversas válvulas, de compuerta, de alivio, check, etc..

10.- Clavos y Tornillos.

Para unir madera, base del colector, soleras, etc..

11.- Soleras.

Para construir base del colector ó soporte.

12.- Accesorios.

Codos, nipples, cople, reducciones, etc..

13.- Bombas.

Por si se requiere que el sistema sea de circulación forzada.

14.- Pintura negra mate.

Se recomiendan los siguientes distribuidores para los diferentes materiales antes mencionados.

ROTOPLAS S.A. de C.V.

(Tanques)

Anahuac t 91 Col. el Mirador México D.F.

- LA PALOMA** (Lámina)  
 Compañía de Metales S.A. de C.V.  
 Av. Sara # 4 563-C México D.F.
- MADERERIA ARAGON S.A. de C.V.** (Madera)  
 J. Loneto Fabela # 83 Col. San Juan de  
 Aragón México D.F.
- LEON WEILL S.A.** (Lámina, Clavos  
 Herramientas, Equipo Industrial,  
 Máquinas-Herramientas y Aceros,  
 Isabel la Católica # 96 Esq. San Jerónimo  
 México D.F. Tonillos, Selladores, Silicones).
- VITRO FIBRAS S.A.** (Aislantes, Fi-  
 Ingenieros Militares # 85 4º Piso  
 Col. Argentina México D.F. bras de Vidrio)
- VIDRIOS EL CRISTAL S.A.** (Vidrio)  
 Dr. Pasteur # 85 Col. Doctores México D.F.
- VAESA DE MEXICO S.A. de C.V.** (Válvulas, tubg  
 Camino Real # 37. Calacoya Edo. México. nias de Poliprop  
 pileno)
- ASESORES EN EQUIPOS DE BOMBEO S.A.** (Bombas, acceso  
 Son Juana Inés de la Cruz # 157 rios)  
 Tlanepantla Edo. de México.

- CALEFACCION CENTRAL S.A. (Termómetros y  
Sevilla # 9 Col. Juárez México D.F. Termostatos).
- F. ARANZABAL S.A. de C.V. (Termómetros y  
Senapio Rendón # 55 Col. Sta. María Termostatos).  
la Ribera. México D.F.
- Tlapalería HOHOALCO S.A. (Tubería y -  
Ricardo Flores Magón # 388 Col. Guerrero Accesorios).  
México D.F.
- MURIZ HERMANOS S.A. (Tuberías y -  
J. Torres Bodet # 268 Esq. R. Flores Accesorios)  
Magón. México D.F.
- TECNOLOGIA ROJAN S.A. de C.V. (Tubos Aletados)  
Calle Industrial Electrica de México  
# 5-A Col. Vista Hermosa Tlalnepantla  
Estado de México.



*Pasos a seguir en la construcción de un Colector de Placa Plana.*

- 1.- *Construir el MULTIPLE. (ver Figura 8.7)*
- 2.- *Colocar en la PLACA (si es acanalada) el MULTIPLE si no contar la PLACA y soldar los tubos (en los dos casos, pintar de NEGRO la placa y el múltiple). (ver Fig. 8.8)*
- 3.- *Construir BASE de madera para el colector. (ver Fig. 8.9)*
- 4.- *Colocar AISLAMIENTO de fibra de vidrio en la BASE. (Fig. 8.10)*
- 5.- *Colocar la Placa y la Tapa de vidrio. (Fig. 8.11)*
- 6.- *Aislar el TANQUE y colocar Termómetros, Entradas y Salidas. (mostrado en la Fig. 8.12).*
- 7.- *Construir BASE de Soporte del Colector. ( Fig. 8.13 ).*
- 8.- *Colocar el Tanque y el colector sobre los Soportes (se muestra solamente la colocación del colector y el tanque sin el soporte) (Fig. 8.14).*
- 9.- *Hacer las últimas conexiones. Un esquema aproximado de como queda la instalación es mostrado en las Figuras 4.1 y 4.2, así es como quedaría una instalación con el ensamble final.*

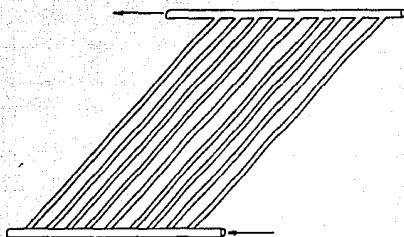


Figura 8.7 Multiple.

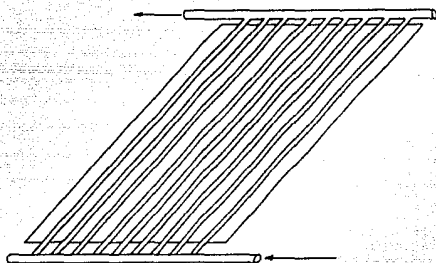


Figura 8.8 Ensamble de placa y multiple.

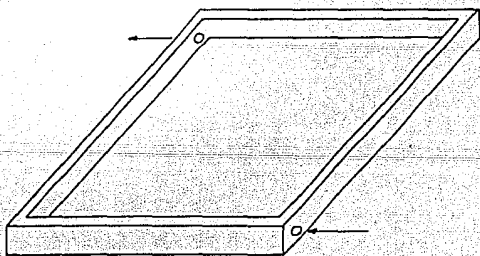


Figura 8.9 Base de colector

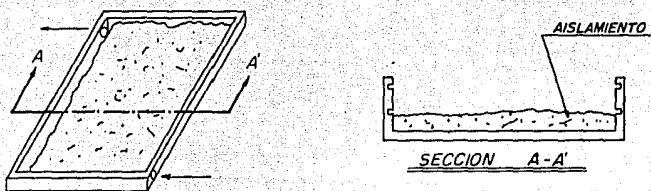


Figura 8.10 Colocacion del aislamiento en la base.

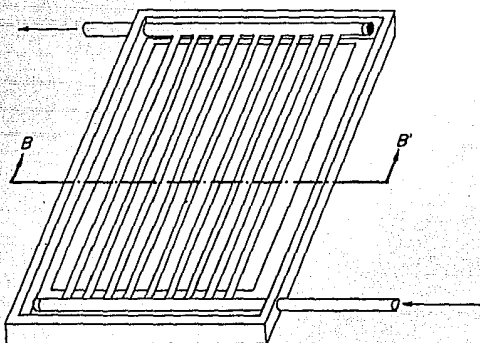
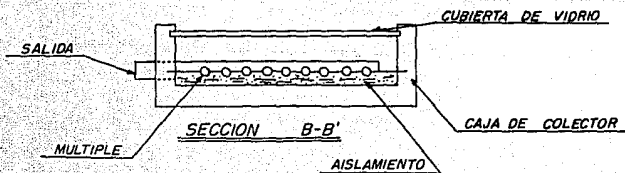


Figura 8.11: Ensamble de placa, base, multiple y vidrio.



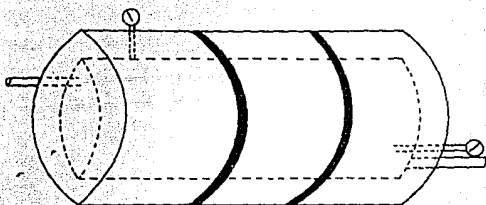


Figura 8.12 Aislamiento del tanque de almacenamiento.

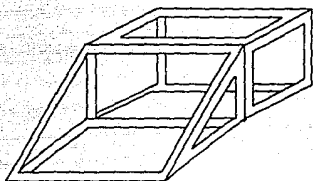


Figura 8.13 Soporte del colector y tanque.

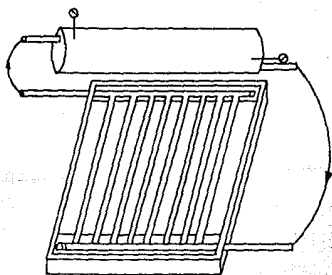


Figura 8.14 Ensamble de colector - tanque.

CONCLUSIONES

La presente tesis muestra algunos de los conocimientos básicos y parámetros elementales que influyen en el diseño, construcción y empleo de los colectores solares de placa plana con flujo de agua.

El Sol es un componente principal, el cual nos ayuda para encontrar algunos de estos parámetros, como son los ángulos solares, los cuales nos determinan la intensidad de radiación (posición), que llega a la Tierra en un lugar y día determinados.

Para el óptimo aprovechamiento de la energía solar es necesario conocer las tres formas de transferencia de calor: conducción, convección y radiación, que además son elementos básicos para el buen funcionamiento del colector y que influyen sobremanera en el diseño y construcción del mismo.

Los colectores solares emplean principalmente agua o aire como fluido de transferencia de calor.

Se ha determinado que las superficies negras u opacas son las más aptas para absorber la energía solar.

También se deben tomar en cuenta las pérdidas que tienen los colectores por convección, conducción e infiltración, además de las condiciones ambientales.

Otros puntos que se deben tomar en cuenta son las características atmosféricas y geográficas del lugar donde se instalará el colector. Este punto nos determinará si es necesario usar energía auxiliar.

Se recomienda el uso de intercambiadores de calor y también debe cuidarse la estratificación que se presenta en los colectores con flujo de agua y en sus tanques de almacenamiento.

Se presenta en esta Tesis diversos diagramas de colectores además de la forma de construir uno y los materiales empleados que son los más fáciles de conseguir.

En la construcción de un colector encontramos algunos problemas, los cuales pueden ser que al emplear tubos de un material y una lámina de distinto material a los tubos al tratar de unirlos (soldarlos con estaño) la lámina se pandea y pierde superficie de contacto, es por eso que recomendamos que los tubos y la lámina sean del mismo material para que al soldarlos resulte una mejor unión.

Otro problema es que al realizar los barrenos en los tubos múltiples de entrada y salida, estos presentan dificultades (fugas) al ser unidos con los tubos que van sobre la placa ya que los tubos pueden quedar holgados y en las uniones se pueden presentar fugas. Lo recomendable sería realizar un barrenado en forma cóncava o algo similar a una conexión de la forma "T" para que así los tubos queden unidos de una mejor manera y con esto evitan las fugas.

Lo óptimo sería que se consiguieran los tubos aletados o en su defecto conseguir un pegamento que sea buen conductor de calor y que sirva para unir los tubos con la placa. Es preferible tener el múltiple ya construido o los tubos aletados ya fabricados pero esto nos elevaría los costos del colector. Por último, tenemos que para convertir energía solar en energía calorífica, mediante el uso de colectores, no es muy confiable ni costeable y que además por esto debe mejorarse los sistemas de transformación de esta energía, concluyendo es una de las mejores alternativas que a corto plazo tenemos para el futuro.

*A P E N D I C E " A "**T A B L A S*



$\lambda$	$I_{\text{ca}}^{\lambda}$	$f_{\lambda}$	$\lambda$	$I_{\text{ca}}^{\lambda}$	$f_{\lambda}$	$\lambda$	$I_{\text{ca}}^{\lambda}$	$f_{\lambda}$
0.115	0.007	$1 \times 10^{-4}$	0.43	1639	12.47	0.90	891	63.37
0.14	0.03	$5 \times 10^{-4}$	0.44	1810	13.73	1.00	748	69.49
0.16	0.23	$6 \times 10^{-4}$	0.45	2006	16.65	1.2	485	78.40
0.18	1.25	$1.6 \times 10^{-3}$	0.46	2066	16.65	1.4	337	84.33
0.20	10.7	$8.1 \times 10^{-3}$	0.47	2033	18.17	1.6	245	88.61
0.22	57.5	0.05	0.48	2074	19.68	1.8	159	91.59
0.23	66.7	0.10	0.49	1950	21.15	2.0	103	93.49
0.24	63.0	0.14	0.50	1942	22.60	2.2	79	94.83
0.25	70.9	0.19	0.51	1882	24.01	2.4	62	95.86
0.26	130.0	0.27	0.52	1883	25.38	2.6	48	96.67
0.27	232.0	0.41	0.53	1842	26.74	2.8	39	97.31
0.28	222.0	0.56	0.54	1783	28.08	3.0	31	97.83
0.29	482.0	0.81	0.55	1725	29.38	3.2	22.6	98.22
0.30	514.0	1.21	0.56	1695	30.65	3.4	16.6	98.50
0.31	689.0	1.66	0.57	1712	31.91	3.6	13.5	98.72
0.32	830.0	2.22	0.58	1715	33.18	3.8	11.1	98.91
0.33	1059.0	2.93	0.59	1700	34.44	4.0	9.5	99.06
0.34	1074.0	3.72	0.60	1666	35.68	4.5	5.9	99.34
0.35	1093.0	4.52	0.62	1602	38.10	5.0	3.8	99.51
0.36	1068.0	5.32	0.64	1544	40.42	6.0	1.8	99.72
0.37	1781.0	6.15	0.66	1486	42.66	7.0	1.0	99.82
0.38	1720.0	7.00	0.68	1427	44.81	8.0	0.59	99.88
0.39	1098.0	7.82	0.70	1369	46.88	10.0	0.24	99.94
0.40	1429.0	8.73	0.72	1314	48.86	15.0	$4.8 \times 10^{-2}$	99.98
0.41	1751.0	9.92	0.75	1235	51.69	20.0	$1.5 \times 10^{-2}$	99.99
0.42	1747.0	11.22	0.80	1109	56.02	50.0	$3.9 \times 10^{-2}$	100.0

TABLA A.1 Valores monocromáticos de la radiación solar extraterrestre.

TABLA A.2 *Ángulos de declinación ( $\delta$ ) diaria del Sol.*

Día	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.
01	-23°05'	-17°24'	-07°37'	04°30'	15°03'	22°02'
02	-23°00'	-17°07'	-07°14'	04°54'	15°27'	22°10'
03	-22°55'	-16°50'	-06°51'	05°17'	15°39'	22°18'
04	-22°49'	-16°33'	-06°28'	05°40'	15°56'	22°25'
05	-22°43'	-16°15'	-06°05'	06°02'	16°14'	22°32'
06	-22°37'	-15°57'	-05°42'	06°25'	16°31'	22°39'
07	-22°30'	-15°38'	-05°19'	06°48'	16°47'	22°45'
08	-22°23'	-15°20'	-04°55'	07°10'	17°04'	22°50'
09	-22°15'	-15°01'	-04°32'	07°33'	17°20'	22°55'
10	-22°07'	-14°42'	-04°08'	07°55'	17°36'	23°00'
11	-21°58'	-14°22'	-03°45'	08°17'	17°51'	23°05'
12	-21°49'	-14°03'	-03°21'	08°39'	18°07'	23°06'
13	-21°39'	-13°43'	-02°58'	09°01'	18°22'	23°12'
14	-21°29'	-13°23'	-02°34'	09°22'	18°36'	23°16'
15	-21°19'	-13°03'	-02°10'	09°44'	18°51'	23°18'
16	-21°08'	-12°42'	-01°47'	10°05'	19°05'	23°21'
17	-20°57'	-12°22'	-01°23'	10°27'	19°18'	23°23'
18	-20°45'	-12°01'	-00°59'	10°48'	19°32'	23°24'
19	-20°33'	-11°40'	-00°35'	11°08'	19°45'	23°25'
20	-20°21'	-11°18'	-00°12'	11°29'	19°58'	23°26'
21	-20°08'	-10°57'	00°12'	11°50'	20°10'	23°26'
22	-19°55'	-10°35'	00°36'	12°10'	20°22'	23°26'
23	-19°42'	-10°13'	00°59'	12°30'	20°34'	23°26'
24	-19°28'	-09°52'	01°23'	12°50'	20°45'	23°25'
25	-19°13'	-09°29'	01°47'	13°10'	20°56'	23°24'
26	-18°59'	-09°07'	02°10'	13°29'	21°07'	23°22'
27	-18°44'	-08°45'	02°34'	13°48'	21°17'	23°20'
28	-18°29'	-08°22'	02°57'	14°07'	21°27'	23°17'
29	-18°13'	-08°00'	03°21'	14°26'	21°36'	23°14'
30	-17°57'	-----	03°44'	14°45'	21°45'	23°11'
31	-17°41'	-----	04°07'	-----	21°54'	-----

TABLA A.2 (Continuación)

Día	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.
01	23°07'	18°02'	08°19'	-03°09'	-14°24'	-21°47'
02	23°03'	17°47'	07°57'	-03°32'	-14°43'	-21°56'
03	22°58'	17°32'	07°35'	-03°55'	-15°02'	-22°05'
04	22°53'	17°16'	07°13'	-04°19'	-15°21'	-22°14'
05	22°48'	17°00'	06°51'	-04°42'	-15°39'	-22°21'
06	22°42'	16°44'	06°29'	-05°05'	-15°57'	-22°29'
07	22°36'	16°27'	06°06'	-05°28'	-16°15'	-22°36'
08	22°29'	16°10'	05°44'	-05°51'	-16°33'	-22°42'
09	22°22'	15°53'	05°21'	-06°14'	-16°50'	-22°49'
10	22°15'	15°36'	04°59'	-06°36'	-17°07'	-22°54'
11	22°07'	15°18'	04°36'	-06°59'	-17°24'	-22°59'
12	21°59'	15°00'	04°13'	-07°22'	-17°40'	-23°04'
13	21°51'	14°42'	03°50'	-07°44'	-17°56'	-23°09'
14	21°42'	14°24'	03°27'	-08°07'	-18°12'	-23°12'
15	21°32'	14°05'	03°04'	-08°29'	-18°28'	-23°16'
16	21°23'	13°46'	02°41'	-08°51'	-18°43'	-23°19'
17	21°13'	13°27'	02°18'	-09°13'	-18°58'	-23°21'
18	21°03'	13°08'	01°54'	-09°35'	-19°12'	-23°23'
19	20°52'	12°48'	01°31'	-09°57'	-19°26'	-23°25'
20	20°41'	12°29'	01°08'	-10°18'	-19°40'	-23°26'
21	20°29'	12°09'	00°45'	-10°40'	-19°54'	-23°26'
22	20°18'	11°49'	00°21'	-11°01'	-20°07'	-23°26'
23	20°06'	11°29'	-00°02'	-11°22'	-20°19'	-23°26'
24	19°53'	11°08'	-00°26'	-11°43'	-20°32'	-23°25'
25	19°41'	10°48'	-00°49'	-12°04'	-20°44'	-23°24'
26	19°27'	10°27'	-01°12'	-12°25'	-20°55'	-23°22'
27	19°14'	10°06'	-01°36'	-12°45'	-21°07'	-23°20'
28	19°00'	09°45'	-01°59'	-13°05'	-21°17'	-23°17'
29	18°46'	09°24'	-02°22'	-13°25'	-21°28'	-23°14'
30	18°32'	09°02'	-02°46'	-13°45'	-21°38'	-23°10'
31	18°17'	08°41'	-----	-14°05'	-----	-23°06'

TABLA A.3 Valores de la ecuación del tiempo en distintos días del año.

Fecha	Corrección de Tiempo		Fecha	Corrección de Tiempo			
	min.	seg.		min.	seg.		
Enero	1	-3	22				
	8	-4	04	Julio	1	-3	23
	15	-9	12	8	-4	33	
	22	-11	28	15	-5	28	
	29	-13	07	22	-6	02	
Febrero	1	-13	38	29	-6	11	
	8	-14	23	Agosto	1	-6	07
	15	-14	27	8	-5	37	
	22	-13	54	15	-4	38	
				22	-3	12	
Marzo	1	-12	47	29	-1	21	
	8	-11	12	Sept.	1	-0	27
	15	-09	16	8	2	07	
	22	-07	07	15	4	20	
	29	-04	53	22	6	54	
Abril	1	-03	57	29	9	23	
	8	-02	08	Octu.	1	10	04
	15	0	13	8	12	17	
	22	1	23	15	14	08	
	29	2	35	22	15	30	
Mayo	1	2	58	29	16	16	
	8	3	32	Noviem.	1	16	25
	15	3	39	8	16	15	
	22	3	20	15	15	25	
	29	2	37	22	13	54	
Junio	1	2	13	29	11	47	
	8	1	05	Diciem.	1	11	05
	15	0	14	8	8	19	
	22	-1	38	15	5	12	
	29	-3	00	22	1	53	
			29	1	29		

TABLA A.4 Ecuaciones Simplificadas de Convección.

DESCRIPCION :	$h(W/m^2 \cdot ^\circ C)$
Convección-circulación forzada. Plano vertical con velocidad del aire (V) desde 5 a 30 m/seg. y aproximadamente $27^\circ C$ .	$h = 2.839(V)^{0.8}$
Plano vertical con velocidad del aire (V) menor de 5 m/seg. y temperatura aproximada de $27^\circ C$ .	$h = 5.621 + 1.193(V)$
Convección-circulación natural con una característica, una longitud L en metros y una diferencia de temperatura T en $^\circ C$ entre la superficie y el fluido.	
Placas verticales pequeñas	$h = 1.65(T/L)^{0.25}$
Placas verticales largas	$h = 1.08(T/L)^{0.33}$
Placas horizontales pequeñas siendo calentadas por la cara de arriba.	$h = 1.533(T/L)^{0.25}$
Placas horizontales largas siendo calentadas por la cara de arriba.	$h = 1.25(T/L)^{0.33}$
Placas horizontales pequeñas siendo enfriadas por la cara de arriba.	$h = 0.68(T/L)^{0.25}$
Convección natural con un tubo horizontal de diámetro D.	$h = 1.533(T/L)^{0.25}$

TABLA A.5 Función de radiación para un cuerpo negro.

AT,  $\mu\text{m}\cdot\text{K}$ 

Fracción de Energía Radiante entre 0 y AT

	.0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
500.	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000
600.	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000000	.000001	.000001	.000001	.000001
700.	.000002	.000002	.000003	.000004	.000005	.000006	.000007	.000009	.000011	.000014
800.	.000016	.000020	.000024	.000028	.000034	.000040	.000047	.000055	.000065	.000075
900.	.000087	.000101	.000116	.000133	.000152	.000174	.000197	.000224	.000253	.000285
1 000.	.000321	.000360	.000403	.000450	.000501	.000556	.000617	.000682	.000753	.000829
1 100.	.000912	.001001	.001096	.001198	.001308	.001425	.001550	.001683	.001825	.001976
1 200.	.002136	.002305	.002485	.002674	.002875	.003086	.003309	.003543	.003789	.004048
1 300.	.004319	.004603	.004900	.005211	.005536	.005875	.006229	.006597	.006981	.007380
1 400.	.007794	.008225	.008671	.009135	.009614	.010111	.010625	.011156	.011705	.012271
1 500.	.012856	.013459	.014080	.014720	.015378	.016055	.016751	.017466	.018201	.018954
1 600.	.019728	.020520	.021333	.022165	.023017	.023888	.024780	.025691	.026623	.027574
1 700.	.028545	.029537	.030548	.031580	.032631	.033702	.034793	.035904	.037035	.038186
1 800.	.039356	.040546	.041756	.042985	.044234	.045501	.046788	.048091	.049419	.050763
1 900.	.052126	.053507	.054907	.056325	.057761	.059215	.060687	.062177	.063684	.065209
2 000.	.066751	.068310	.069885	.071478	.073087	.074713	.076354	.078011	.079685	.081373
2 100.	.083077	.084797	.086531	.088280	.090043	.091821	.093613	.095418	.097238	.099071
2 200.	.100917	.102776	.104648	.106533	.108430	.110339	.112260	.114193	.116138	.118091
2 300.	.120060	.122038	.124026	.126025	.128034	.130053	.132082	.134120	.136168	.138225
2 400.	.140290	.142365	.144448	.146539	.148638	.150746	.152860	.154983	.157112	.159249
2 500.	.161392	.163542	.165699	.167861	.170030	.172205	.174385	.176571	.178762	.180958
2 600.	.183159	.185364	.187575	.189789	.192008	.194230	.196457	.198687	.200920	.203157
2 700.	.205397	.207610	.209886	.212134	.214385	.216638	.218893	.221150	.223409	.225669
2 800.	.227932	.230195	.232460	.234725	.236992	.239260	.241528	.243795	.246065	.248334
2 900.	.250974	.252873	.255142	.257411	.259679	.261947	.264214	.266481	.268746	.271011
3 000.	.273274	.275536	.277797	.280056	.282314	.284570	.286824	.289077	.291327	.293576
3 100.	.295822	.298066	.300307	.302546	.304783	.307017	.309248	.311476	.313702	.315924
3 200.	.318144	.320360	.322573	.324783	.326989	.329192	.331391	.333587	.335779	.337968
3 300.	.340152	.342333	.344510	.346683	.348852	.351016	.353177	.355333	.357485	.359633
3 400.	.361776	.363915	.366049	.368179	.370304	.372425	.374541	.376652	.378758	.380859
3 500.	.382956	.385048	.387135	.389216	.391293	.393365	.395431	.397493	.399549	.401600
3 600.	.403616	.405686	.407722	.409752	.411776	.413795	.415809	.417817	.419820	.421817
3 700.	.423809	.425795	.427776	.429751	.431721	.433685	.435643	.437596	.439543	.441484
3 800.	.443419	.445349	.447273	.449191	.451104	.453011	.454912	.456807	.458696	.460579
3 900.	.462457	.464329	.466195	.468055	.469909	.471757	.473600	.475436	.477267	.479092
4 000.	.482911	.484724	.486531	.488332	.489127	.489916	.491700	.493477	.495248	.497014
4 100.	.498774	.500527	.502275	.504017	.505753	.507483	.509208	.510925	.512637	.514344
4 200.	.516044	.517739	.519427	.521110	.522787	.524458	.526123	.527783	.529436	.531081
4 300.	.532725	.534361	.535991	.537615	.539234	.540846	.542453	.544054	.545650	.547239
4 400.	.548823	.550401	.551973	.553539	.555100	.556655	.558204	.559748	.561286	.562818
4 500.	.564345	.565866	.567381	.568891	.570395	.571894	.573387	.574874	.576356	.577832
4 600.	.579303	.580758	.582228	.583682	.585131	.586574	.588012	.589445	.590872	.592293
4 700.	.593709	.595120	.596526	.597926	.599321	.600710	.602093	.603473	.604848	.606215
4 800.	.607578	.608936	.610288	.611636	.612978	.614315	.615647	.616974	.618296	.619612
4 900.	.620924	.622230	.623531	.624828	.626119	.627405	.628686	.629963	.631234	.632500
5 000.	.633762	.635018	.636270	.637517	.638759	.639996	.641228	.642455	.643678	.644896
5 100.	.646109	.647317	.648521	.649720	.650914	.652103	.653288	.654468	.655644	.656815
5 200.	.657981	.659143	.660300	.661452	.662600	.663744	.664883	.666018	.667148	.668273
5 300.	.669395	.670511	.671624	.672732	.673835	.674935	.676030	.677120	.678207	.679289
5 400.	.680366	.681440	.682509	.683574	.684635	.685692	.686744	.687792	.688837	.689877
5 500.	.690913	.691944	.692972	.693996	.695016	.696031	.697043	.698051	.699054	.700051
5 600.	.701049	.702041	.703029	.704013	.704993	.705969	.706942	.707910	.708875	.709836
5 700.	.710793	.711746	.712695	.713641	.714583	.715521	.716456	.717387	.718314	.719238
5 800.	.720158	.721074	.721987	.722896	.723801	.724703	.725601	.726496	.727388	.728275
5 900.	.729160	.730041	.730918	.731792	.732662	.733529	.734393	.735253	.736110	.736963
6 000.	.737813	.738660	.739504	.740344	.741181	.742014	.742844	.743671	.744495	.745316
6 100.	.746133	.746947	.747758	.748566	.749370	.750172	.750970	.751765	.752557	.753346

TABLA A.5 CONTINUACION

 $\lambda T, \mu\text{m}\cdot\text{K}$ Fracción de Energía Radiante entre 0 y  $\lambda T$ 

6 200.	.754132	.754915	.755695	.756472	.757245	.758016	.758784	.759548	.760310	.761069
6 300.	.761825	.762577	.763327	.764074	.764818	.765560	.766298	.767033	.767767	.768496
6 400.	.769222	.769947	.770668	.771396	.772102	.772815	.773525	.774233	.774937	.775639
6 500.	.776338	.777035	.777729	.778420	.779109	.779794	.780478	.781158	.781836	.782512
6 600.	.783184	.783855	.784522	.785187	.785850	.786510	.787167	.787822	.788474	.789124
6 700.	.789772	.790417	.791059	.791699	.792337	.792972	.793604	.794235	.794863	.795488
6 800.	.796111	.796732	.797350	.797966	.798580	.799191	.799800	.800407	.801011	.801613
6 900.	.802213	.802811	.803406	.803999	.804590	.805178	.805765	.806349	.806931	.807511
7 000.	.808088	.808663	.809237	.809808	.810377	.810943	.811508	.812070	.812631	.813189
7 100.	.813745	.814299	.814851	.815401	.815949	.816495	.817039	.817581	.818120	.818658
7 200.	.819194	.819728	.820259	.820789	.821317	.821843	.822367	.822889	.823409	.823927
7 300.	.824443	.824957	.825469	.825980	.826488	.826995	.827500	.828003	.828504	.829003
7 400.	.829500	.829996	.830490	.830982	.831472	.831970	.832447	.832931	.833414	.833895
7 500.	.834375	.834852	.835328	.835803	.836275	.836746	.837215	.837682	.838147	.838611
7 600.	.839074	.839534	.839993	.840450	.840906	.841359	.841812	.842262	.842711	.843158
7 700.	.843604	.844048	.844491	.844931	.845371	.845808	.846244	.846679	.847112	.847543
7 800.	.847973	.848402	.848828	.849254	.849677	.850100	.850520	.850939	.851357	.851773
7 900.	.852188	.852601	.853013	.853423	.853832	.854239	.854645	.855050	.855453	.855854
8 000.	.856254	.856653	.857050	.857446	.857841	.858234	.858626	.859016	.859405	.859793
8 100.	.860179	.860564	.860947	.861329	.861710	.862090	.862468	.862844	.863220	.863594
8 200.	.863967	.864338	.864709	.865078	.865445	.865812	.866177	.866541	.866903	.867264
8 300.	.867624	.867983	.868341	.868697	.869052	.869406	.869758	.870110	.870460	.870809
8 400.	.871156	.871503	.871848	.872192	.872535	.872877	.873218	.873557	.873895	.874232
8 500.	.874568	.874903	.875237	.875569	.875900	.876231	.876560	.876888	.877214	.877540
8 600.	.877865	.878188	.878510	.878832	.879152	.879471	.879789	.880106	.880422	.880736
8 700.	.881059	.881363	.881674	.881985	.882294	.882603	.882910	.883216	.883522	.883826
8 800.	.884129	.884431	.884733	.885033	.885332	.885630	.885927	.886224	.886519	.886813
8 900.	.887106	.887398	.887690	.887980	.888269	.888558	.888845	.889131	.889417	.889701
9 000.	.889985	.890268	.890549	.890830	.891110	.891389	.891667	.891944	.892220	.892495
9 100.	.892770	.893043	.893315	.893587	.893858	.894128	.894397	.894665	.894932	.895198
9 200.	.895463	.895728	.895992	.896255	.896516	.896778	.897038	.897297	.897556	.897813
9 300.	.898070	.898326	.898582	.898836	.899089	.899342	.899594	.899845	.900095	.900345
9 400.	.900591	.900841	.901088	.901335	.901580	.901825	.902069	.902312	.902554	.902795
9 500.	.903036	.903276	.903515	.903754	.903991	.904228	.904464	.904700	.904935	.905168
9 600.	.905402	.905634	.905866	.906097	.906327	.906556	.906785	.907013	.907240	.907467
9 700.	.907692	.907918	.908142	.908366	.908589	.908811	.909032	.909253	.909473	.909693
9 800.	.909912	.910130	.910397	.910564	.910780	.910995	.911210	.911424	.911637	.911850
9 900.	.912062	.912273	.912484	.912694	.912903	.913112	.913320	.913527	.913734	.913940
10 000.	.914146	.916166	.918125	.920024	.921867	.923654	.925388	.927071	.928705	.930292
11 000.	.931632	.933328	.934781	.936194	.937566	.938900	.940197	.941458	.942681	.943876
12 000.	.945037	.946166	.947261	.948334	.949375	.950388	.951376	.952337	.953273	.954186
13 000.	.955075	.955942	.956786	.957610	.958412	.959195	.959959	.960704	.961430	.962139
14 000.	.962831	.963507	.964166	.964800	.965438	.966065	.966681	.967286	.967880	.968467
15 000.	.968913	.969446	.969968	.970478	.970976	.971464	.971940	.972406	.972862	.973308
16 000.	.973745	.974172	.974589	.974998	.975398	.975790	.976174	.976549	.976917	.977277
17 000.	.977630	.977975	.978314	.978645	.978970	.979288	.979600	.979906	.980206	.980500
18 000.	.980788	.981070	.981347	.981619	.981885	.982146	.982403	.982654	.982901	.983143
19 000.	.983380	.983613	.983842	.984067	.984287	.984503	.984716	.984924	.985129	.985330
20 000.	.985528	.985722	.985883	.990111	.991202	.992138	.992946	.993647	.994258	.994793
21 000.	.995263	.995678	.996045	.996372	.996664	.996925	.997159	.997370	.997560	.997733
22 000.	.997889	.998031	.998160	.998278	.998386	.998485	.998576	.998660	.998737	.998808
23 000.	.998874	.998935	.998991	.999044	.999093	.999138	.999180	.999220	.999257	.999291
24 000.	.999324	.999354	.999382	.999409	.999434	.999458	.999480	.999501	.999521	.999539
25 000.	.999557	.999574	.999590	.999604	.999619	.999632	.999645	.999657	.999669	.999680
26 000.	.999690	.999700	.999709	.999718	.999727	.999735	.999743	.999751	.999758	.999765
27 000.	.999771	.999777	.999783	.999789	.999795	.999800	.999805	.999810	.999815	.999819
28 000.	.999823	.999827	.999831	.999835	.999839	.999843	.999846	.999849	.999852	.999855

TABLA A.6 Valores de emitanancia hemisférica monocromática para algunos materiales.

SUPERFICIE	Longitud de onda, $\mu$ m									
	0.5	0.6	0.95	1.8	2.1	3.6	4.4	5.4	8.8	9.3
<b>Aluminio:</b>										
pulido			0.26		0.17	0.08		0.05		0.04
oxidado						0.18		0.12		0.11
Cromo:	0.49	0.43			0.36	0.26		0.17		0.08
<b>Cobre:</b>										
pulido			0.26		0.17	0.18		0.05		0.04
oxidado						0.77		0.83		0.87
<b>Oro:</b>										
pulido					0.03	0.03		0.02		0.02
<b>Acero:</b>										
pulido		0.45	0.37		0.23	0.14		0.10		0.07
<b>Hierro:</b>										
pulido		0.45	0.35		0.22	0.13		0.08		0.06
vaciado nuevo						0.76		0.66		0.63
galvan. nuevo	0.66	0.66	0.67	0.42						0.23
galvan. sucio	0.89	0.89	0.89	0.90						0.28
Magnesio:		0.30	0.26		0.23	0.18		0.13		0.07
<b>Latón:</b>										
pulido										0.05
oxidado										0.67
<b>Pintura:</b>										
blanco	0.18	0.14	0.16					0.77		0.95
amarillo	0.39	0.30						0.59		0.95
rojo		0.74	0.59					0.70		0.96
negro de humo		0.97	0.97					0.97		0.96
aluminio		0.45								
<b>Plata:</b>										
pulido	0.11		0.04		0.03	0.03		0.02		0.07
Papel blanco		0.28	0.25			0.82				0.95
Marmol blanco		0.47				0.93				0.95
Grafito	0.78		0.73		0.64	0.54		0.49		0.41



TABLA A.7 Valores de emitanacia hemisférica total a distintas temperaturas.

SUPERFICIE	TEMPERATURA °C	E
Aluminio: PULIDO	93	0.05
Cromo: PULIDO	150	0.058
Cobre: PULIDO	20	0.030
LIGERAMENTE OXIDADO	20	0.037
OXIDADO	137	0.76
Oro: PULIDO	130	0.018
Hierro:	400	0.022
PULIDO	94	0.06
VACIADO, OXIDADO	93	0.67
Níquel: PULIDO MATE	100	0.047
PULIDO	100	0.045
Latón: PULIDO	38	0.05
OXIDADO	38	0.046
Pintura: BLANCO	100	0.925
ROJO	100	0.93
Mármol Blanco:	38	0.95
Papel:	95	0.92
Arena:	38	0.83
Agua (0.1 mm de espesor ó más)	38	0.96

TABLA A.8 Índice de refracción de distintas sustancias en el intervalo visible.

MATERIAL	INDICE DE REFRACCION
Aire	1.00
Vidrio (tipo para colector solar)	1.50 - 1.52
Plexiglas	1.49
Mylar	1.64
Tedlar	1.45
Agua (líquida)	1.33
Agua (sólida)	1.37

TABLA A.9 Valores típicos del coeficiente de extinción para aplicaciones solares

Polietileno	1.65 $\text{cm}^{-1}$
Vidrio ordinario para ventana	0.3
Vidrio claro ( 0.01% $\text{Fe}_2\text{O}_3$ )	0.04
Vidrio absorbente de calor	1.3 - 2.7

TABLA A.10 Coeficiente total de pérdidas de calor U para algunas condiciones.

Ventanas construidas de madera o metal ( $\text{W/m}^2\text{C}$ )

Factores que incluyen pérdidas de calor por transmisión e infiltración de 15 mph.

<p>No.1 Doble soporte, detención horizontal, cubierta móvil. (Infiltración menos que 0.50 <math>\text{cfm/ft}</math> a 25 mph. certificado por exámenes).</p>	
	U
a) Vidrio sencillo	7.67
b) Doble vidrio o vidrio aislante	4.83
c) Protector para tormenta	4.54
d) Triple vidrio	3.30
e) Doble vidrio o vidrio aislante con protector de tormenta	2.90
<p>No.2 Doble soporte, detención horizontal, cubierta móvil. (Infiltración menos que 0.75 <math>\text{cfm/ft}</math> a 25 mph certificado por exámenes).</p>	
	U
a) Vidrio sencillo	8.52
b) Doble vidrio o vidrio aislante	5.39
c) Protector para tormenta	5.17
d) Triple vidrio	3.89
e) Doble vidrio o vidrio aislante con protector de tormenta	3.47

<hr/>	
No.3 <i>Otro tipo de doble soporte, lado horizontal, marco o toldo.</i>	U
a) Vidrio sencillo	14.48
b) Doble vidrio o vidrio aislante	11.64
c) Protector para tormenta	6.81
d) Triple vidrio	5.68
e) Doble vidrio o vidrio aislante con protector de tormenta	5.11
<hr/>	
No.4 <i>Reparada o grabada</i>	U
a) Vidrio sencillo	7.95
b) Doble vidrio ó con protector de tormenta	4.83
c) Triple vidrio ó doble vidrio con protector de tormenta	3.12
<hr/>	
No.5 <i>Celosa (infiltración menos de 1.5 cfm/ft<sup>2</sup> a 25 mph certificado por exámenes.</i>	U
a) Vidrio sencillo	11.07
b) Con protector para tormenta	6.53
<hr/>	
No.6 <i>Otro tipo de celosa</i>	U
a) Vidrio sencillo	62.95
b) Con protector de tormenta	12.49
<hr/>	
<i>Puentes (U/m<sup>2</sup> °C)</i>	
<i>Factor que incluye pérdidas de calor por transmisión o infiltración a 15 mph.</i>	
<hr/>	
No.7 <i>Puerta de vidrio corrediza (infiltración menor a 1.0 cfm/ft<sup>2</sup> a 25 mph certificado por examen).</i>	U
a) Vidrio sencillo	9.37
b) Doble Vidrio	7.10
<hr/>	

---

**No. 8 Otro tipo de puertas de vidrio conedizas** *U*


---

a) Vidrio sencillo	14.20
b) Doble vidrio	11.36

---

**No. 9 Otras puertas** *U*


---

a) Burlete y con puerta para tormenta	7.38
b) Burlete ó con puerta para tormenta	13.63
c) Sin burlete ó puerta para tormenta	25.55
d) Puerta burlete con aislamiento y puerta para tormenta	6.53
e) Burlete aislante ó puerta para tormenta	12.78
f) Aislante	23.78

---

**Paredes y separaciones ( $U/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )**


---

**No. 10 Construcción de madera con cubierta y bordes barnizados ó con algún acabado externo fino** *U*


---

a) Sin aislante	1.42
b) Cubierta enmarcada con salientes de poliestireno	0.63
c) De 2 a 2 3/4 in de aislante	0.57
d) De 3 a 3 1/2 in de aislante	0.40
e) De 3 1/2 a 3 5/8 in de aislante	0.34
f) Cubierta enmarcada con salientes de poliestireno y aislante en las cavidades	0.28
g) 6 in de construcción con aislante especial	0.23

---

**No. 11 Separación entre espacios condicionados e incondicionados.** *U*


---

a) Con un lado terminado sin aislante	3.12
b) Dos lados terminados sin aislante	1.76
c) Separación de 1 in enmarcado con poliestireno saliente, dos lados terminados	0.68

U

d) Dos lados terminados con aislante de 2 a 2 3/4 in	0.57
e) Dos lados terminados con aislante de 3 a 3 1/2 in	0.45
f) Dos lados terminados con aislante de 3 1/2 a 3 5/8 in	0.40
g) Cubierta enmarcada con salientes de poliestireno y aislante	0.28
h) 6 in de construcción con aislante	0.22

No.12 Mampostería sólida, adoquín ó ladrillo U

a) Enyesado sencillo	2.55
b) Con piel sin aislamiento	1.65
c) Con piel y aislamiento nominal de 1 1/2 in	0.74

No.13 Sótano ó espacio de arrastre U

a) Grado superior sin aislamiento	2.90
b) Pared del espacio de arrastre condicionado con aislamiento	1.02
c) Pared del espacio de arrastre condicionado con aislamiento (poliestireno saliente)	0.79
d) Pared del espacio de arrastre usado con suministro pleno condicionado con aislamiento	1.36
e) Pared del espacio de arrastre usado como suministro pleno condicionado con aislamiento (poliestireno saliente)	1.08
f) Pared de grado inferior	0.34
g) Grado superior con 3/4 in de poliestireno expandido	1.02
h) Grado superior con 3/4 in de poliuretano o piel con aislamiento	0.80
i) Grado superior con aislamiento de fibra	0.40
j) Grado inferior con fibra ó 3/4 in de poliesti- reno o poliuretano expandido	0.23
k) Grado inferior con fibra	0.17

---

**Techos y tejas ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )**


---

**No. 14 Techos bajo espacios incondicionados o techos con respiraderos**


---

	<u>U</u>
a) Sin aislamiento	3.41
b) De 3 a 3 1/4 in de aislamiento	0.45
c) 5 1/4 a 6 1/2 in de aislamiento	0.28
d) 6 a 7 in de aislamiento	0.23
e) Techos bajo cuantos incondicionados	1.70
f) Respiradero bajo techo con aislante	0.20
g) Respiradero bajo techo con aislante	0.18
h) Respiradero bajo techo con aislante	0.16
i) Respiradero bajo techo con aislante	0.14
j) Respiradero bajo techo con aislante	0.12

---

**No. 15 Techado sobre vigas o travesaños expuestos**


---

	<u>U</u>
a) Para techado con cubierta de madera de 1 1/2 in aislamiento	1.93
b) Para techado con cubierta de madera de 1 1/2 in y aislamiento de 1 in entre techos y cubierta	0.96
c) Para techado con cubierta de madera de 1 1/2 in y aislamiento de 1 1/2 in entre techo y cubierta	0.76
d) Para techos con 2 in de grueso, conglomerado o tabla de aserrín	1.19
e) Para techos de 3 in de grueso, conglomerado o tabla de aserrín	0.85
f) Para techos con 1 1/2 in de fibra aislante en la cubierta	1.08
g) Para techos con 2 in de fibra aislante en la cubierta	0.85
h) Para techos con 3 in de fibra aislante en la cubierta	0.63

---

<u>No. 16 Combinación Techo-Tejado</u>	<u>U</u>
a) Sin aislante	1.76
b) De 3 a 3 1/2 in de aislante entre techo y cubierta	0.40
c) De 5 1/4 a 6 1/2 in de aislante entre techo y cubierta	0.28
d) De 6 a 7 in de aislante	0.23
e) Más de 7 in de aislante	0.19
f) Otro tipo de aislante	0.17
<u>Pisos (<math>W/m^2</math> °C)</u>	
<u>No. 17 Pisos sobre espacios incondicionados</u>	<u>U</u>
a) Sobre cuanto incondicionado	0.79
b) Sobre abierto ó espacios ventilados sin aislamiento	1.59
c) Sobre abierto ó espacios ventilados con aislamiento de 2 a 2 3/4 in	0.51
d) Sobre abierto ó espacios ventilados con aislamiento de 3 a 3 1/2 in	0.40
e) Sobre abierto ó espacios ventilados con aislamiento de 5 1/4 a 6 1/2 in	0.23
<u>No. 18 Piso de la parte inferior sobrecalentado o espacio de anastre</u>	<u>0.00</u>
<u>No. 19 Piso de la parte inferior o del sótano</u>	<u>0.17</u>
<u>Pisos (<math>W/m^2</math> °C)</u>	
<u>No. 20 Piso bloque de concreto no calentado</u>	<u>U</u>
a) Sin filo de aislamiento	4.26
b) Filo de aislamiento de 1 in	3.41
c) Filo de aislamiento de 2 in	2.84

<b>No. 21</b> <i>Piso de bloque de concreto con sistema de perimetro en bloque.</i>	U
a) Sin flujo de aislamiento	10.79
b) Filo de aislamiento de 1 in.	6.53
c) Filo de aislamiento de 2 in.	5.39
<b>No. 22</b> <i>Piso de espacio de arrastre calentado</i>	U
a) Menos de 18 in. grado bajo.	4.26
b) 18 in o más grado bajo.	2.84
<b>No. 23</b> <i>Piso del espacio de arrastre usado como suplemento pleno.</i>	U
a) Menos de 18 in. grado bajo.	5.84
b) 18 in. o más grado bajo.	2.84
<i>Medio ambiente (aire de fuera) (<math>U/m^2-^{\circ}C</math>)</i>	U
<b>No. 24</b> <i>Ventilación o aire existente</i>	6.25



No. DE PRODUCTO	D (mm)	d (mm)	di (mm)	ALETAS/ PULGADA		TIPO DE MATERIAL
				a	b	
TR-01.57 a,b	57	25.4	19.4 - 22.4	8	9	AL/acero C.SI acero Inox. S.SI
TR-02.57 a,b	57	25.4	19.0 - 22.1	8	9	Al/Cobre Cu. Latón Brass
TR-03.51 a,b	51	25.4	19.4 - 22.4	8	9	AL AL/acero C.SI acero Inox. S.SI
TR-04.51 a,b	51	25.4	19.0 22.1	8	9	Al/Cobre Cu Latón Brass
TR-05.45	45	27.0	23.0 - 23.5	8		cobre Cu
TR-06.37	37	16.0	13.0 - 14.0	10		AL/acero C.SI acero Inox. S.SI
TR-07.37	37	16.0	14.0	10		Al/Cobre Cu Latón Brass
TR-08.26	26	11.0	8.0	12		AL
TR-09.26	26	9.5	8.0	12		AL/acero C.SI acero Inox. S.SI
TR-10.26	26	9.5	8.0	12		Al/Cobre Cu Latón Brass
TR-11.19	19	6.0	4.0	8		AL/acero C.SI
TR-12.19	19	6.0	4.0	8		AL/Cobre Cu

Tabla A.11 Dimensiones de los tubos de alto aletado.

No. DE PRODUCTO	D (mm)	d (mm)	di (mm)	t (mm)	PASO ALETAS/ PULGADA
TR-14.11	11.0	8.5	6.5	1.40	18.0
TR-15.11	11.0	8.5	7.0	1.40	18.0
TR-16.11	11.0	8.5	7.5	1.40	18.0
TR-17.12	12.0	8.8	6.8	1.40	18.0
TR-18.12	12.0	8.8	7.3	1.40	18.0
TR-19.12	12.0	8.8	7.8	1.40	18.0

Tabla A.12 Dimensiones de los tubos de bajo aletado

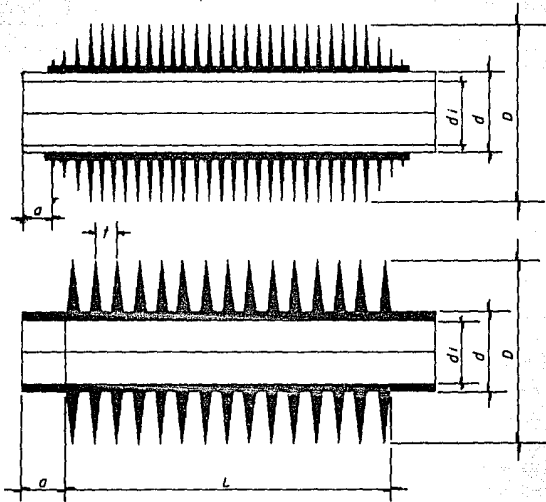


Figura de tabla A. 11

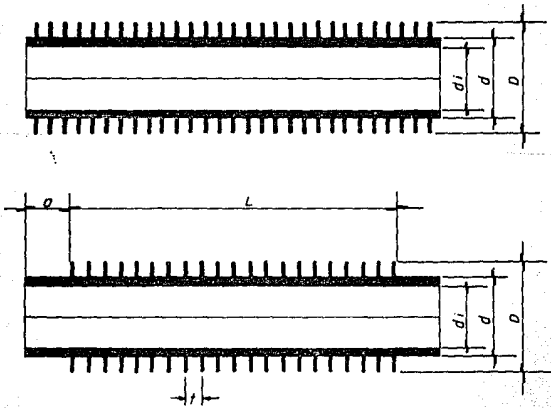


Figura de tabla A. 12

No. DE PRODUCTO	d (mm)	di (mm)	ALETAS / PULGADA	F interior (m <sup>2</sup> m)	F exterior (m <sup>2</sup> m)	F ext. / F int.	Peso en Kg/m		
							Tubo interior		
							acero C.S	cobre Cu.	Lafon Brass
TR-01.57 a	57	22.4	8	0.070	1.340	19.14	2.25	—	—
TR-01.57 a	57	19.4	8	0.061	1.340	21.95	3.05	—	—
TR-01.57 b	57	22.4	9	0.070	1.495	21.35	2.27	—	—
TR-01.57 b	57	19.4	9	0.061	1.495	24.51	3.07	—	—
TR-02.57 a	57	22.1	8	0.069	1.340	19.42	—	2.50	2.45
TR-02.57 a	57	19.0	8	0.060	1.340	22.33	—	3.39	3.29
TR-02.57 b	57	22.1	9	0.069	1.495	24.66	—	2.52	2.47
TR-02.57 b	57	19.0	9	0.060	1.495	24.92	—	3.41	3.31
TR-03.51 a	51	22.4	8	0.070	1.040	14.86	2.06	—	—
TR-03.51 a	51	19.4	8	0.061	1.040	17.05	2.83	—	—
TR-03.51 b	51	22.4	9	0.070	1.120	16.00	2.08	—	—
TR-03.51 b	51	19.4	9	0.061	1.120	18.36	2.85	—	—
TR-04.51 a	51	22.1	8	0.069	1.040	15.07	—	2.26	2.23
TR-04.51 a	51	19.0	8	0.060	1.040	17.33	—	3.17	3.07
TR-04.51 b	51	22.1	9	0.069	1.120	16.23	—	2.30	2.25
TR-04.51 b	51	19.0	9	0.060	1.120	18.67	—	3.19	3.09
TR-05.45	45	24	8	0.085	0.625	9.7	—	3.80	—
TR-06.37	37	14.0	10	0.044	0.621	14.12	1.12	—	—
TR-06.37	37	13.0	10	0.041	0.621	13.15	1.28	—	—
TR-07.37	37	14.0	10	0.044	0.621	14.12	—	1.17	1.12
TR-08.26	26	8.0	12	0.025	0.430	17.2	—	0.434	—
TR-09.26	26	8.0	12	0.025	0.430	17.2	0.643	—	—
TR-10.26	26	8.0	12	0.025	0.430	17.2	—	0.675	0.66
TR-11.19	19	4.0	8	0.0126	0.197	15.63	0.428	—	—
TR-12.19	19	4.0	8	0.0126	0.197	15.63	—	0.445	0.45

Tabla A.13 Características y dimensiones geométricas de los tubos aletados.

TABLA A.14 ( USADA PARA EL EJEMPLO 5.2 )

Hora	$I_T$ $\text{MJ/m}^2$	$T_a$ $^{\circ}\text{C}$	$T_w$ $^{\circ}\text{C}$	Hora	$I_T$ $\text{MJ/m}^2$	$T_a$ $^{\circ}\text{C}$	$T_w$ $^{\circ}\text{C}$
-7 am.	0.05	7	17.5	7 pm.	-	15	43.4
8	0.32	9	17.7	8	-	14	42.0
9	1.09	14	19.3	9	-	12	40.5
10	1.23	16	21.2	10	-	10	38.9
11	2.36	16	25.0	11	-	9	37.4
12	3.95	17	31.3	12	-	9	36.0
1 pm.	3.90	20	37.4	1 am.	-	9	34.7
2	3.52	20	42.5	2	-	8	33.3
3	2.55	21	45.7	3	-	6	32.0
4	1.38	22	46.9	4	-	7	30.7
5	0.46	21	46.4	5	-	7	29.5
6	0.04	16	44.9	6	-	7	28.4

TABLA A.15 Densidad y calor específico de algunos materiales.

MATERIAL	Densidad ( $\text{kg/m}^3$ )	Calor específico ( $\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}$ ).
Agua	1000	4.186
Acero	7853	
Roca o piedra	2724	0.88
Concreto	2244	0.96
Ladrillo	2244	0.84
Areña	1522	0.80
Pino ó Abeto	433	2.80
Ancilla	1010	0.92

TABLA A.16 Sales hidratadas (eutécticas).

SAL	Punto de fusión. $^\circ\text{C}$	Entalpia de fusión. ( $\text{kJ/kg}$ )	Densidad $\text{kg/m}^3$ .
$\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$	29 - 30	174	1637
$\text{Na}_2\text{CO}_3 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	32 - 36	246	1445
$\text{Na}_2\text{HPO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$	36	265	1525
$\text{Ca}(\text{NO}_3)_2 \cdot 4\text{H}_2\text{O}$	39 - 42	139	1830
$\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$	31 - 32	251	1557
$\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$	48 - 49	209	1669

TABLA A.17

<i>n</i> ORA	$Q_u, (W)$	$T_n, ^\circ C$	$T_{n+1}, ^\circ C$
1	0	25.0	24.97
2	0	24.97	24.94
3	0	24.94	24.91
4	0	24.91	24.88
5	0	24.88	24.85
6	0	24.85	24.82
7	0	24.82	24.79
8	1250	24.79	25.48
9	2380	25.48	26.81
10	4128	26.81	29.13
11	7320	29.13	33.27
12	10285	33.27	39.08

**A P E N D I C E " B "****UNIDADES**

APENDICE "B"

UNIDADES.

1 pie	= 0.3048 m
1 pulg.	= 25.4 mm
1 milla	= 1.609 Km
1 pie/min	= 0.00508 m/seg
1 milla/hr	= 0.4470 m/seg
1 Km/hr	= 0.27778 m/seg
1 pie <sup>2</sup>	= 0.09290304 m <sup>2</sup>
1 pulg. <sup>2</sup>	= 0.00064516 m <sup>2</sup>
1 milla <sup>2</sup>	= 2.590 Km <sup>2</sup>
1 lt	= 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>
1 pie <sup>3</sup>	= 28.32 lt
1 gal	= 3.785 lt
1 pie <sup>3</sup> /lb	= 0.06243 m <sup>3</sup> /Kg
1 pie <sup>3</sup> /min	= 0.4719 lt/seg
1 gal/min	= 0.06301 lt/seg
1 Pa	= 1 N/m <sup>2</sup>
1 lb <sub>f</sub>	= 4.448 N
1 lb <sub>f</sub> /pie	= 14.59 N/m
1 dina/cm	= 1 (mN)/m
1 mm H <sub>2</sub> O	= 9.80665 Pa
1 ban	= 10 <sup>5</sup> Pa
1 psi	= 6.894 kPa
1 pulg H <sub>2</sub> O	= 249.1 Pa
1 mm Hg	= 133.3 Pa
1 atm	= 1 Kg <sub>f</sub> /cm <sup>2</sup> = 98.0665 kPa



1 kW-hr	= 3.6 MJ
1 Btu	= 1.055 kJ
1 kcal	= 4.1868 kJ
1 Btu/lb	= 2.326 kJ/Kg
1 Btu/lb °F	= 4.1868 kJ/Kg °C
1 Btu/ft <sup>2</sup>	= 0.01136 MJ/m <sup>2</sup>
1 cal/cm <sup>2</sup>	= 0.04187 MJ/m <sup>2</sup>
1 Btu/hr	= 0.2937 W
1 kcal/hr	= 1.163 W
1 hp	= 0.7457 kW
1 W/ft <sup>2</sup>	= 10.76 W/m <sup>2</sup>
1 Btu/hr ft <sup>2</sup> °F	= 5.678 W/m <sup>2</sup> °C
1 Btu/hr ft <sup>2</sup> °C	= 1.731 W/m <sup>2</sup> °C
1 Btu/ft <sup>2</sup> hr	= 3.155 W/m <sup>2</sup>
1 lb	= 0.45359237 Kg
1 oz	= 28.35 g
1 lb/ft <sup>3</sup>	= 16.02 Kg/m <sup>3</sup>
1 lb/hr	= 0.0001256 Kg/seg
1 lb/hr ft <sup>2</sup>	= 0.001356 Kg/seg m <sup>2</sup>
1 g/cm <sup>3</sup>	= 10 <sup>3</sup> Kg/m <sup>3</sup>

APPENDICE "C"

SIMBOLOGIA

S I M B O L O G I A

$A$	Absortancia.
$a$	Area.
$a_c$	Area del colector.
$B$	Perimetro.
$C_b$	Conductancia.
$c^p$	Calor especifico.
$D$	Diámetro.
$d_n$	Día del año.
$E$	Ecuación del tiempo.
$e$	Emisividad.
$F_{12}$	Fracción de energía radiante que sale de la superficie 1 y es interceptada por la superficie 2.
$F_{21}$	Fracción de energía radiante que sale de la superficie 2 y es interceptada por la superficie 1.
$f'$	Factor de eficiencia del colector.
$G$	Intensidad de irradiación solar.
$g$	Constante gravitacional.
$g_\lambda$	Densidad espectral de radiación incidente por unidad de tiempo.
$I_{sc}$	Constante solar. ( $W/m^2$ ).
$h$	Coefficiente de transferencia de calor (Convección).
$I$	Intensidad de radiación solar ( $W/m^2$ ).
$J$	Radiosidad.
$K$	Coefficiente de extinción.
$k$	Coefficiente de transferencia de calor (Conducción).
$K_T$	Indice de claridad diaria.
$L$	Longitud.
$l_{ref}$	Longitud del meridiano de referencia horario oficial para la zona en cuestión.
$l_{loc}$	Longitud del meridiano del lugar en grados oeste.

$H$	Altura.
$m$	Masa de aire.
$\dot{m}$	Flujo de masa de aire.
$n$	Índice de refracción (reflectancia).
$P$	Presión.
$P_0$	Presión del nivel del mar.
$p$	Polarización.
$Q$	Calor: cantidad de energía transferida.
$q$	Energía por unidad de tiempo, por unidad de área.
$R$	Constante particular del gas.
$R_T$	Radiación total.
$\overline{R_T}$	Promedio mensual de $R_T$ .
$r$	Radio.
$S$	Absorción de la energía solar por unidad de área.
$T$	Temperatura.
$t$	Tiempo.
$t_d$	Tiempo solar.
$U$	Coefficiente de pérdidas de calor.
$U_L$	Coefficiente total de pérdidas de calor.
$v$	Volumen específico.
$W$	Distancia entre tubos.
$x$	Espesor.

---

$\alpha$	Ángulo de altura solar.
$\gamma$	Ángulo de acimut solar (medido desde el sur).
$\phi$	Latitud.
$\delta$	Declinación.
$\omega$	Ángulo horario.
$\lambda$	Longitud de onda.
$\theta_z$	Ángulo zenit.
$\theta$	Ángulo entre la superficie normal y la radiación incidente.
$\theta_r$	Ángulo refracción.
$\tau$	Transmitancia.

$\beta$	Angulo de inclinación.
$E$	Emitancia.
$\eta$	Eficiencia.
$\nu$	Viscosidad Cinemática.
$\rho$	Densidad.
$\rho_2$	Reflectancia hemisférica monocromática.
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman.
$e$	Constante logarítmica. $e = 2.71828183$
$e_\lambda$	Densidad espectral de energía.

---

## S U B S C R I T O S

$T$	Total.
$cn$	Cuerpo negro.
$i$	Incidencia.
$n$	Refnacción.
$p$	Pivote, promedio.
$s$	Corrediza.
$w$	Ventana.
$n$	Pared.
$c$	Techo : colector.
$a$	Ambiente, aislante.
$b$	Dase.
$u$	Util.
$f$	Fluido.

*BIBLIOGRAFIA*

B I B L I O G R A F I A

NEW MEXICO SOLAR ENERGY INSTITUTE

"Solar Remodeling in Southern New Mexico".

Edited by Grant Price, New Mexico State University,  
Las Cruces, New Mexico. 1981.

JOSE A. MANRIQUE

"Energía Solar: Fundamentos y Aplicaciones Fototérmicas".

Editada por Harla Harper and Row Latinoamericana, 1984.

RICHARD C. SCHUBERT / L.D. RYAN.

"Fundamentals of Solar Heating".

Edited by Prentice-Hall, Inc. 1981.

JOHN A. DUFFIE, WILLIAM A. BECKMAN.

"Solar Engineering of Thermal Processes".

Edited by John Wiley and Sons, 1980.

KURT GIECK

"Manual de Formulas Técnicas".

Representaciones y Servicios de Ingeniería, S.A. 1980.

MUHAMMAD IQBAL.

"An Introduction to Solar Radiation".

Edited by Academic Press Inc. 1983.

JOSE A. MANRIQUE.

"Transferencia de Calor".

Editada por Harla Harper and Row Latinoamericana, 1984.

KEVIN Mc.CARTNEY.

" Agua caliente Solar (Manual práctico) ".  
Ed. H. Blume Ediciones, España, 1981.

RAU HANS.

" Energía Solar ( Aplicaciones prácticas ) ".  
Ed. Marcombo, España, 1981.

LUNDE J. PETER.

" Solar Thermal Engineering. "  
Ed. John Wiley & Sons, USA, 1980.

VEZIROGLU NEZAT T.

" Solar Cooling and Heating I, II, III. "  
Ed. Hemisphere Publishing Corporation,  
USA, 1978

MEINEL AND MEINEL.

" Applied Solar Energy "  
Ed. Addison - Wesley, USA, 1979.

REIF, K. DANIEL.

" Reconversión Solar ".  
Ediciones G. Gili, S.A., México 1983.