



UNIVERSIDAD POPULAR AUTÓNOMA DEL ESTADO DE PUEBLA

INGENIERÍA QUÍMICA

“EVALUACIÓN NUMÉRICA DE UN COLECTOR SOLAR
ALTERNATIVO AL COLECTOR PLANO”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
LICENCIADO EN INGENIERÍA QUÍMICA

PRESENTA:

ARIADNA SÁNCHEZ CASTILLO

PUEBLA, PUE.

2002



UPAEP – Secretaría General

Dirección General de Apoyos Académicos

Dirección del Centro de Recursos para el Aprendizaje y la Investigación.

Biblioteca Central - **Karol Wojtyla**

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 textos, imágenes, gráficas, 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 de donde la obtuvo mencionando el autor o autores involucrados en el documento.

Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



Puebla, Pue. 4 de febrero de 2002.

A la C. Dra. Maria Josefina Rivero Villar.
Dirección del Departamento de Ingeniería.
P R E S E N T E.

Por este conducto la saludo y le comunico que la pasante de Ingeniería Química srita. Ariadna Sánchez Castillo ha elaborado su tesis la cuál lleva por nombre: "Evaluación numérica de un colector solar alternativo al colector plano". Es preciso mencionar que he revisado y aprobado dicho documento. De esta manera, no tengo inconveniente en que la srita. Sánchez Castillo continúe con los trámites requeridos para su titulación.

Agradeciendo la atención a la presente, me despido.

Atentamente.

M.I.Q. Rogerio E. Martínez Gómez
Asesor de Tesis
Catedrático Tiempo Completo.
U.P.A.E.P.

IN MEMORIAM

A MI HERMANO *MARTÍN SÓCRATES*

AGRADECIMIENTOS

A DIOS

POR TODO LO QUE SOY Y LO QUE TENGO

A MIS PADRES

POR EL APOYO RECIBIDO DURANTE TODA MI VIDA

AL CLUB DE EMPRESARIOS DE PUEBLA

POR FINANCIAR MIS ESTUDIOS UNIVERSITARIOS Y PREOCUPARSE POR MI EDUCACIÓN INTEGRAL

A TODAS AQUELLAS PERSONAS QUE HAN CONTRIBUIDO A MI FORMACIÓN PROFESIONAL

Prólogo.

En la actualidad, la principal fuente de energía es el petróleo y sus derivados, desafortunadamente estos recursos son no renovables por lo que deben buscarse fuentes alternas de energía. La energía solar puede considerarse como una opción ya que presenta muchas ventajas, entre ellas la disponibilidad, no se necesita de ningún medio de transporte, no contamina, no tiene costo alguno, etc.

Una aplicación útil de la energía solar es la calefacción de agua sobre todo para uso doméstico y calefacción de albercas. Para este fin se usan por lo general colectores planos para captar la energía solar proveniente del sol. De este hecho surgió la inquietud de diseñar un colector solar más eficiente que los usados actualmente, por ello en este trabajo se pretende proponer un modelo de un colector que combina algunas características del colector plano y del colector concentrador basándose en los fundamentos teóricos.

En el primer capítulo se hace una revisión de los mecanismos de transferencia de calor, poniendo mayor énfasis en la transferencia de calor por radiación que en este caso es el proceso de mayor interés, después se introduce específicamente a la radiación solar describiendo la forma de captar dicha energía por medio de colectores solares y se hace una descripción de ellos, finalmente se presentan las aplicaciones más comunes de la energía solar.

En el capítulo 2 se propone un modelo de colector solar que al parecer es más eficiente que el colector solar plano típico.

Las ecuaciones que describen el comportamiento del colector plano, del colector propuesto y del tanque de almacenamiento se analizan en el capítulo 3, las cuales sirven de base para establecer una estrategia para resolver dichas ecuaciones y obtener las variables que nos interesa conocer de los modelos estudiados. Dicha estrategia se presenta en el capítulo 4, estableciendo las condiciones bajo las cuales operan ambos sistemas.

Los resultados de las variables evaluadas para el calentador con colector plano y con el colector propuesto se comparan en el capítulo 5.

Una vez conocidos los resultados obtenidos con el colector propuesto, este trata de mejorarse estudiando los efectos que producen la variación de dos parámetros importantes: el número de celdas y el volumen de agua caliente por unidad de área del colector.

Finalmente se presentan las conclusiones obtenidas del presente trabajo en el capítulo 7.

Objetivos Generales

1. Proponer un colector solar alternativo al colector solar plano y validarlo mediante una simulación.
2. Proponer recomendaciones de diseño basándose en un análisis de sensibilidad ante los parámetros principales.

Objetivos Particulares

1. Proponer un colector alternativo a los reportados
2. Plantear el modelo completo de un sistema de ecuaciones.
3. Resolver con ayuda de una computadora el sistema de ecuaciones mediante el empleo de Análisis Numérico y un lenguaje de programación
4. Hacer una comparación del funcionamiento del colector propuesto con el funcionamiento del Colector Solar Plano que es el usado comúnmente mediante algunos parámetros comunes
5. Realizar un análisis de sensibilidad ante los parámetros principales

Índice

Capítulo I. Introducción.....	I-1
1.1 Transferencia de Calor.....	I-1
1.1.1. Conducción.....	I-1
1.1.2. Convección.....	I-2
1.1.3. Radiación.....	I-3
1.1.3.1. Propiedades de la Radiación.....	I-3
1.1.3.2. Características de un Cuerpo Negro.....	I-4
1.1.3.3. Intensidad de la Radiación de un Cuerpo negro	I-4
1.1.3.4. Potencia Emisiva de un Cuerpo Negro.....	I-4
1.1.3.5. Radiación de Superficies no Negras.....	I-6
1.1.3.6. Intercambio de Energía Radiante Entre	
Superficies negras Isotérmicas.....	I-7
1.1.3.7 Factor de Forma de la Radiación.....	I-7
1.1.3.8. Álgebra del Factor de Vista.....	I-8
1.1.3.9. Analogía de la Red Eléctrica.....	I-9
1.1.3.10. Intercambio de Energía Radiante Entre	
Superficies Isotérmicas no Negras.....	I-9
1.2 Radiación Solar.....	I-10
1.2.1. Tipos de Radiación	I-10
1.3 Colección de la Energía Solar.....	I-15
1.3.1. Colectores Solares Planos.....	I-16
1.3.1.1 Descripción general de un colector solar	
plano.....	I-16
1.3.1.2 Tipos de colectores solares planos.....	I-18
1.3.2. Colectores Concentradores.....	I-19
1.3.2.1 Diferentes tipos de colectores concentradores..	I-19
1.3.2.2 Concentradores de enfoque.....	I-21
1.3.2.3 Concentradores fijos o semifijos.....	I-24
1.4. Aplicaciones de la Energía Solar.....	I-25
1.4.1 Calefacción de Agua.....	I-25
1.4.1.1 Tipos Básicos de Calentadores Solares.....	I-25
1.4.2. Secado Solar.....	I-30
1.4.2.1. Circulación de Aire.....	I-32
1.4.2.2. Forma de Operación.....	I-32
1.4.3. Potabilización de agua.....	I-33
1.4.3.1. Agua con Contaminación Microbiana Ligera..	I-33
1.4.3.2. Agua con contaminación de Sales Disueltas....	I-33
1.4.3.3. Destilador Solar Tipo Caseta.....	I-34
1.4.3.4. Destilador Solar en Escalera.....	I-36
1.4.3.5. Destilador Solar con evaporador textil.....	I-37
1.4.3.6. Destilador Solar de Múltiples Efectos.....	I-37
1.4.3.7. Destilador Solar de Indirecto.....	I-37
1.4.4. Refrigeración Solar.....	I-37
1.4.4.1 Sistema de refrigeración solar continuo.....	I-37

1.4.4.2 Sistema amoniaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$)	I-38
1.4.4.3 Sistema bromuro de litio-agua ($\text{BrLi-H}_2\text{O}$)....	I-38
1.4.4.4 Sistema de refrigeración solar intermitente.....	I-38
1.4.5. Aplicaciones Fotovoltaicas.....	I.39
Capítulo II. Motivación.....	II-1
Capítulo III. Ecuaciones del Modelo.....	III-1
3.1. Estimación de la Radiación Solar Absorbida por el Colector.....	III-1
3.1.1. Cálculo de la Irradiancia Directa sobre una superficie..	III-1
3.1.2. Conversión de Hora Civil a Hora Solar.....	III-4
3.1.3. Cálculo de la Radiación Directa sobre una superficie horizontal.....	III-5
3.1.4. Estimación de la Radiación en un día despejado.....	III-6
3.1.5 Radiación sobre Superficies Inclinadas.....	III-7
3.1.6. Radiación Absorbida por el colector.....	III-8
3.2. Análisis del Colector Plano.....	III-10
3.2.1. Pérdidas de Energía.....	III-10
3.2.2. Análisis Térmico del Colector.....	III-11
3.2.3. Eficiencia del Colector.....	III-17
3.3. Análisis del Colector Concentrador.....	III-18
3.3.1. Pérdidas de Energía.....	III-18
3.2.2. Análisis Térmico del Colector.....	III-21
3.4. Distribución de la temperatura del Tanque.....	III-23
Capítulo IV. Estrategia de Solución.....	IV-1
4.1.-Condiciones de funcionamiento del colector.....	IV-1
4.2.- Cálculo de la Radiación Absorbida.....	IV-2
4.3.-Método iterativo para resolver las variables del Calentador con Colector Plano	IV-3
4.3.-Método iterativo para resolver las variables del Calentador con Colector Concentrador.....	IV-4
Capítulo V. Resultados de la Simulación.....	V-1
Capítulo VI. Diseño.....	VI-1
6.1. Volumen del fluido-área del colector.....	VI-1
6.2. Número de Celdas.....	VI-1
Capítulo VII.- Conclusiones.....	VII-1
Apéndice A.- Programas.....	A-1
A.1. Cálculo del Flujo de Calor que entra al colector.....	A-1
A.2. Cálculo de las Variables del Colector de Placa Plana.....	A-2
A.3. Cálculo de la Distribución de Temperaturas en el tanque de..... Almacenamiento	A-6
A.4. Cálculo de las Propiedades del Aire.....	A-11
A.5. Cálculo de las Propiedades del Agua en unidades MKS.....	A-12
A.7.- Cálculo de las Propiedades del Agua en Unidades Inglesas.....	A-14

Apéndice B.- Desarrollos

Referencias Bibliográficas

Capítulo I.-Introducción

1.1.-Transferencia de Calor

Cuando pasa energía de un cuerpo a otro, en virtud de una diferencia de temperatura existente entre los mismos, se dice que ocurre una transmisión de calor. La ley fundamental que rige este fenómeno es la de que el calor puede ser transmitido de una región de temperatura superior a otra de temperatura inferior. Puesto que la transmisión de calor es, en realidad, una transmisión de la energía, el calor emitido por la región de temperatura superior debe ser exactamente igual al calor absorbido por la región de temperatura inferior. El estudio de la transferencia de calor debe, en consecuencia, fundamentarse sobre estos dos principios básicos. La ciencia de la transmisión de calor se ocupa, primordialmente, de la determinación de la cantidad de calor transmitido de una región a otra.

Las tres formas de transmisión de calor son: la conducción, la radiación y la convección. Aunque por razones de cómoda sistematización todos los aspectos de la transmisión de calor se clasifican bajo estos tres conceptos, en realidad la naturaleza no admite este intento de simplificación, generalmente se presentan más de uno de los modos de transmisión. En algunos casos es posible determinar como datos separados el calor transmitido; en otros sólo es posible determinar el calor total. En todo caso, la solución de los problemas de transmisión de calor requiere la aplicación de las leyes que rigen los fenómenos de conducción, convección y radiación.

1.1.1- CONDUCCION.

La transferencia de calor por medio de conducción se logra a través de dos mecanismos. El primero es de interacción molecular, en el cual las dos moléculas de niveles energéticos relativamente mayores (indicados por su temperatura) ceden energía a moléculas adyacentes en niveles inferiores. Este tipo de transferencia sucede en los sistemas que tienen moléculas de sólidos, líquidos o gases y en los que hay un gradiente de temperatura.

El segundo mecanismo de transferencia de calor por conducción es el de electrones libres, los cuales se presentan en los sólidos metálicos puros. La concentración de electrones libres varía considerablemente para las aleaciones metálicas y es muy baja para los no metales. La facilidad que tienen los sólidos para conducir el calor varía directamente con la concentración de electrones libres en consecuencia, se espera que los metales puros sean los mejores conductores de calor, hecho confirmado por la experiencia.

Se ha mencionado que la conducción es principalmente un fenómeno molecular que requiere de un gradiente de temperatura como fuerza motriz. Se atribuye a Fourier una expresión cuantitativa que relaciona el gradiente de temperatura con la naturaleza del medio conductor y la razón de transferencia de calor; en 1822 presentó la relación unidireccional:

$$\frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad 1.1$$

En que q_x es el flujo de calor en la dirección de las x en $^{\circ}\text{F}/\text{ft}$; y k es la conductividad térmica, que tiene unidades de $\text{Btu}/\text{h}^{\circ}\text{F}\cdot\text{ft}^2/\text{ft}$. A la relación q_x/A , que tiene unidades de

Btu/h ft², se le llama el flux de calor direccional en x. La expresión completa para el flujo de calor es:

$$\frac{q}{A} = -k \nabla T \quad 1.2$$

En donde q es el vector de flujo de calor y ∇T es el gradiente de temperatura. El signo negativo es necesario en las ec. 1.2 y 1.3 que el flujo de calor sucede en la dirección de un gradiente de temperatura decreciente. Estas ecuaciones son respectivamente las formas escalar y vectorial de la ecuación de la relación de Fourier, conocida en ocasiones como la primera “ley” de Fourier de la conducción de calor.

De acuerdo con la relación de Fourier, el flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura. Dicha proporcionalidad se presenta mediante la conductividad térmica K. La conductividad térmica es una propiedad de un medio dado, y las ecuaciones 29 y 30 son las relaciones de definición de esta cantidad.

La conductividad térmica es una propiedad muy importante de un material o medio. En gran parte, el valor de la conductividad determina la adaptabilidad de un material para un uso determinado.

1.1.2 CONVECCION

La transferencia de calor por convección involucra la cantidad de energía entre un fluido y una superficie o interfase. Hay dos clases de procesos convectivos, que son la convección forzada en que se fuerza el movimiento de un fluido por una superficie debido al efecto de un agente externo tal como un ventilador o bomba y la convección natural o libre en que los cambios de densidad en el fluido a consecuencia del intercambio de energía provocan un movimiento natural del fluido.

En 1701 Sir Isaac Newton expresó por primera vez la ecuación básica de la relación para la transferencia convectiva de calor. Esta expresión es muy sencilla, conocida como la ecuación de la razón o “ley” de enfriamiento de Newton es

$$q = hA(T_{\text{superf}} - T_{\text{fluido}}) \quad 1.3$$

en donde q es la relación de la transferencia convectiva de calor en Btu/hr, A es el área normal a la dirección de flujo de calor en ft², $T_{\text{superf}} - T_{\text{fluido}}$ es la fuerza motriz de la temperatura en °F y h es el coeficiente convectivo de transferencia de calor en Btu/hr ft² °F.

La diferencia de la temperatura se puede escribir como en la ec. (1.3) o como $T_{\text{fluido}} - T_{\text{superf}}$. Esta fuerza motriz determina si la transferencia de calor es hacia o desde una superficie dada. La orientación de la superficie, hacia o desde la que se intercambia el calor con un fluido adyacente, determina la dirección de la transferencia de calor.

También se necesita considerar los efectos del momentum descritos por la segunda ley del movimiento de Newton además de los conceptos básicos de transferencia de calor y de la primera ley. Sin considerar el fenómeno del flujo involucrado, se sabe que la conducción es el mecanismo de transferencia de energía directa adyacente a una superficie. Estas capas conductivas superficiales del fluido o “película del fluido” son las que controlan la

razón de transferencia de calor, con lo que determinan un valor dado para h . Por esta razón se denomina con frecuencia al coeficiente h como “coeficiente de película”.

1.1.3 RADIACION

La radiación térmica es la parte de la emisión electromagnética de una sustancia que está caracterizada por luz o transferencia de calor. La energía radiante emitida puede tener longitudes de onda considerablemente cortas, como en el caso de los rayos cósmicos ($\lambda \sim 10^{-10}$ cm), o del orden de kilómetros, como sucede para algunas ondas de radio. La banda térmica está en el rango intermedio y generalmente se considera 0.1 y 100 micras.

La propagación de la radiación térmica ocurre en forma de cuantos discretos (fotones), en la que cada cuanto tiene una energía de $E = h\nu$, en donde h es la constante de Planck y su valor es $h = 6.625 \times 10^{-34}$ J·s

El intercambio de energía radiante entre dos cuerpos depende de las diferencias entre sus temperaturas elevadas aproximadamente a la cuarta potencia y, a diferencia de la transferencia de calor por conducción y convección, el intercambio de calor radiante no requiere un medio para la propagación de la energía, en efecto éste es máximo cuando es vacío el espacio entre las superficies.

1.3.1.1 PROPIEDADES DE LA RADIACIÓN

La radiación incidente sobre una superficie puede ser absorbida, reflejada o transmitida.

Si α , ρ y τ son las fracciones de la radiación incidente que se refleja, absorbe y transmite, respectivamente, entonces:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad 1.4$$

donde ρ es la reflectividad, α la absorbancia y τ la transmitancia.

Las reflexiones son de dos tipos, regulares o especulares y difusas. La reflexión especular es aquella para la que los ángulos de incidencia y de reflexión son iguales. La reflexión difusa es aquella en la que la radiación de entrada o incidente se refleja en todas direcciones.

Aquellas superficies que absorben toda la radiación incidente sobre ellos son llamados “superficies negras o cuerpo negro”. Para un cuerpo negro $\alpha=1$. En la práctica, la aproximación más cercana a un cuerpo negro verdadero es una cavidad con apenas una pequeña abertura en él. La energía que entra a la cavidad. La energía que entra a la cavidad a través de un pequeño agujero tiene muy poca posibilidad de reflejarse hacia afuera, por lo que esencialmente se absorbe toda. La propia cavidad puede estar formada por un material brillante, aunque siempre aparezca como negra cuando uno mire a través de la abertura.

1.1.3.2. CARACTERÍSTICAS DE UN CUERPO NEGRO.

Un cuerpo negro tiene determinadas características desde el punto de vista conceptual como cuantitativo.

Un cuerpo negro es un emisor perfecto. El cuerpo negro y el encierro que lo rodea llegan a la misma temperatura uniforme después de transcurrido un tiempo debido a la transferencia de calor. Cuando se llega a este estado de equilibrio térmico, el cuerpo negro absorbe y transmite a la misma rapidez; si esto no fuera cierto, su temperatura cambiaría, lo que sería una violación directa a la segunda ley de la termodinámica. Ya que por definición, el cuerpo negro absorbe la máxima energía posible sin importar la dirección o longitud de onda, se sigue que su emisión es igualmente un máximo. Un argumento semejante indica que una característica adicional del cuerpo negro es la máxima emisión posible en todas las longitudes de onda y en toda dirección.

La radiación total emitida de un cuerpo negro es función únicamente de la temperatura. Se ve que esto es cierto considerando lo que sucede cuando cambia la temperatura del entorno a un valor uniforme. El cuerpo negro se ajusta hasta que su temperatura es la misma que la del entorno. Una vez que ocurre este equilibrio, el cuerpo negro nuevamente absorbe y emite la máxima energía posible característica de su nueva temperatura, por lo que la declaración anterior es verdadera. La razón de absorción y emisión aumenta conforme aumenta la temperatura de un cuerpo negro.

1.1.3.3. INTENSIDAD DE LA RADIACIÓN DE UN CUERPO NEGRO.

La cantidad de energía que viaja desde una superficie negra a lo largo de una trayectoria específica se debe determinar de la intensidad I de la radiación.

La intensidad de la radiación se refiere a la cantidad de energía emitida desde una superficie, tal como dA , por unidad de tiempo por unidad de área proyectada normal a una dirección dada por un ángulo sólido unitario subtendido en la superficie emisora. También se debe considerar la intensidad espectral que incluye la radiación en un pequeño intervalo $d\lambda$ alrededor de una sola longitud de onda. La intensidad total incluye toda la radiación que cubre el espectro total de longitudes de onda. La intensidad total del cuerpo I_b y la intensidad espectral $I_{b\lambda}$ están relacionadas por la expresión:

$$I_b = \int_0^{\infty} I_{b\lambda} d\lambda \quad 1.5$$

Para un cuerpo negro, la intensidad de radiación es independiente de la dirección de emisión.¹¹

1.1.3.4. POTENCIA EMISIVA DE UN CUERPO NEGRO

La potencia emisiva se define como la energía emitida por una superficie por unidad de tiempo por unidad de área no proyectada. La potencia emisiva de una superficie también existe en forma espectral $E_{b\lambda}$ y en forma total E_b .

La intensidad espectral y la potencia emisiva de un cuerpo negro están relacionadas de acuerdo con la Ley de los cosenos de Lambert:

1.6

$$E_{b\lambda}(\lambda, \theta) = I_{b\lambda}(\lambda) \cos \theta$$

Las superficies que se comportan de esta forma se llaman superficies difusas o de Lambert. Por lo general las superficies reales se apartan del comportamiento de la ley de los cosenos. La potencia emisiva espectral semiesférica de una superficie negra es la energía emitida de una superficie por unidad de tiempo por unidad de área de una determinada longitud de onda. Se determina integrando en todos los ángulos sólidos subtendidos por una semiesfera centrada en dA obteniendo la siguiente expresión:

$$E_{b\lambda}(\lambda) = \pi I_{b\lambda}(\lambda) \quad 1.7$$

Como parte de su teoría cuántica Max Planck expresó la temperatura y distribución de longitudes de onda de la potencia emisiva de un cuerpo negro en un vacío como

$$E_b(\lambda) = \pi I_{b\lambda}(\lambda) = \frac{2\pi C_1 \lambda}{C_2 / \lambda T} \quad 1.8$$

en donde las constantes son $C_1 = hC_2$ y $C_2 = hc/\kappa$, siendo h y κ las constantes de Planck y Boltzman respectivamente.

Las potencias emisivas espectral y total están relacionadas de forma análoga a la intensidad con

$$E_{b\lambda}(T) = \int_0^{\infty} E_{b\lambda}(\lambda, T) d\lambda \quad 1.9$$

Se puede sustituir la distribución de la potencia emisiva con la longitud de onda dada por la ley de Planck (Ec. 1.9), en la expresión anterior. Entonces la integración de la potencia emisiva semiesférica total de una superficie negra como

$$E_{b\lambda}(T) = \int_0^{\infty} E_{b\lambda}(\lambda, T) d\lambda = \sigma T^4 \quad 1.10$$

en donde σ es la constante de Stefan Boltzman.

La integración indicada da $\sigma = 0.1714 \times 10^{-8} \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4$, en tanto que el valor experimental aceptado es ligeramente superior a $0.173 \times 10^{-8} \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4$.

1.1.3.5. RADIACIÓN DE SUPERFICIES NO NEGRAS

Los conceptos de cuerpo Negro presentados en la sección anterior proporcionan un estándar contra el que se puede comparar el comportamiento de las superficies reales. Algunos de los factores que se deben considerar cuando existen superficies no negras son: temperatura, la longitud de onda de la radiación, acabado de la superficie, composición, ángulo de emisión radiante, ángulo a que se recibe la radiación incidente. Por lo general, las tabulaciones de las propiedades radiantes de las superficies contienen propiedades promedio con respecto a la longitud de onda y a la dirección. Las propiedades radiantes son:

EMISIVIDAD. La emisividad se define como la medida de la forma en que un cuerpo emite energía radiante en comparación con un cuerpo negro, es decir

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} = \frac{\int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} E_b}{\sigma T^4} \quad 1.11$$

ABSORTIVIDAD. La absorptividad puede ser definida como la fracción de la energía incidente en una superficie que se absorbe. La radiación incidente tiene características que dependen de la fuente, y son estas características direccionales y espectrales que la descripción de la absorptividad sea más compleja que la de la emisividad

La ley de Kirchoff relaciona la actividad de un cuerpo de emitir energía radiante con su capacidad de absorción, que se obtiene considerando un cuerpo negro de superficie dA situado en un entorno negro. cuando se logra el equilibrio térmico, el cuerpo y el entorno están a la misma temperatura T_A La energía que sale de dA por unidad de tiempo esta dada por

$$dq = \varepsilon I_b dA \cos \theta d\lambda dw \quad 1.12$$

La energía absorbida está dada por la ecuación:

$$dq_{i,abs} = \alpha I_i \quad 1.13$$

Ya que dA y su entorno están en equilibrio térmico, la emisión y la absorción desde dA deben ser iguales; en consecuencia, de las dos expresiones anteriores:

$$\varepsilon I_b = \alpha (T_A) \quad 1.14$$

Y ya que la energía incidente en dA se emite desde un medio ambiente negro, $I_b=I_i$; por tanto la emisividad y la absorptividad son iguales, o sea

$$\varepsilon(T_A) = \alpha(T_A) \quad 1.15$$

REFLECTIVIDAD. Cuando la energía radiante incidente se refleja de una superficie, la cantidad reflejada depende del ángulo con que choca la energía incidente contra la superficie y de las características direccionales de la energía reflejada. Para un cuerpo opaco, la energía por unidad de tiempo que incide sobre una superficie se absorbe o se refleja. En forma acorde se puede escribir la expresión, cuando la intensidad radiante incidente es independiente de la dirección como:

1.16

$$\alpha + \rho = 1$$

y con las restricciones adecuadas, la aplicación de la ley de Kirchoff permite escribir:

1.17

$$\varepsilon + \rho = 1$$

1.1.3.6. INTERCAMBIO DE ENERGÍA RADIANTE ENTRE SUPERFICIES NEGRAS ISOTÉRMICAS

El intercambio de energía radiante entre dos superficies es, potencialmente, un problema muy complejo. Se considera desde el principio el caso más sencillo que ocurre entre superficies negras. Se simplifica el intercambio entre superficies negras, ya que por definición son absorbentes perfectos y en consecuencia no se necesita considerar la energía reflejada; también emiten la energía en forma difusa, por lo que la intensidad de la radiación emitida es independiente de la dirección. Se observará que la complicación primordial cuando se considere el intercambio radiante entre superficies negras es el de la geometría o la orientación de las superficies relativas entre sí.

1.1.3.7. FACTOR DE FORMA DE LA RADIACION.

Consideremos dos superficies no negras A_1 y A_2 . Deseamos obtener una expresión general para el intercambio de energía entre estas superficies cuando se les mantiene a temperaturas diferentes. El problema es en esencia la determinación de la cantidad de energía que sale de una superficie y alcanza la otra. para resolver este problema los factores de forma de la radiación se definen como:

F_{1-2} = fracción de energía que sale de la superficie 1 y alcanza la superficie 2.

F_{2-1} = fracción de energía que sale de la superficie 2 y alcanza la superficie 1.

F_{m-n} = fracción de energía que sale de la superficie m y alcanza la superficie n.

Factor de vista, factor de ángulo y factor de configuración son otros de los nombres para el factor de forma de la radiación. La energía que sale de la superficie 1 y alcanza la superficie 2 es:

1.18.a

$$E_{b1}A_1F_{12}$$

y la energía que deja la superficie 2 y que alcanza la superficie 1 es

$$E_{b2}A_2F_{21} \quad 1.18.b$$

Como las superficies son negras, toda la radiación incidente se absorberá y el intercambio de energía neto es

$$Q_{1-2} = E_{b1}A_1F_{12} - E_{b2}A_2F_{21} \quad 1.19$$

Si ambas superficies se encuentran a la misma temperatura, no podrá haber intercambio de calor, esto es, $Q_{1-2} = 0$. También

$$E_{b1} = E_{b2} \quad 1.20$$

de modo que

$$A_1F_{12} = A_2F_{21} \quad 1.21$$

Por tanto el intercambio de calor neto es

$$Q_{1-2} = A_1F_{12}(E_{b1} - E_{b2}) = A_2F_{21}(E_{b1} - E_{b2}) \quad 1.22$$

La ecuación anterior se conoce como una relación de reciprocidad, y se aplica en forma general para cualquier par de superficies m y n:

$$A_m F_{mn} = A_n F_{nm} \quad 1.23$$

Aunque la relación se ha derivado para superficies negras, sirve, también sirve para otras superficies siempre y cuando haya radiación difusa.

1.1.3.8. ALGEBRA DEL FACTOR DE VISTA

Toda la energía que sale de una superficie, designada por i, en un entorno debe llevar a todas las superficies que pueda “ver” el entorno. Se considera que el entorno tiene n superficies designando por j cualquier superficie que reciba energía desde i. (Nótese que en el caso de una superficie cóncava $F_{ij} \neq c$). Se puede expresar este concepto formalmente como

$$\sum_{i=1}^n F_{ij} = 1 \quad 1.24$$

La relación de reciprocidad, que se repite aquí para fines de claridad, en general es

$$A_1F_{12} = A_2F_{21} \quad 1.25$$

Estas dos expresiones comprenden la relación del álgebra del factor de vista, que es una técnica muy útil para evaluar factores de vista cuya evaluación, en primera estancia, podría resultar bastante difícil.

1.1.3.9. ANALOGÍA DE LA RED ELECTRICA.

Se puede generalizar una expresión para representar el intercambio de energía radiante entre la superficie A_i en un entorno que consiste en varias superficies negras, y las otras n superficies que “ve “. La razón neta de flujo de energía desde A_i es

$$q_{ineta} = \sum_{i=1}^n A_i F_{i-j} [E_{bi} - E_{bj}] \quad 1.26$$

Esta ecuación representa la base para una analogía entre el intercambio radiante del cuerpo negro y el flujo de la corriente eléctrica.

En la analogía, la cantidad transferida en el caso de la transferencia de calor, q_{ineta} , es análoga a la corriente eléctrica; Fuerza motriz $E_{bi} - E_{bj}$ es análoga a la diferencia de potencial eléctrico ΔV ; y la conductancia en el caso de la transferencia de calor es $A_i F_{ij}$.

En todos los casos es conveniente utilizar una ilustración de la red eléctrica equivalente para la solución del problema. Las soluciones analíticas se hacen tediosas para los casos que involucran cuatro o más superficies; en tales casos, es posible construir un circuito equivalente para un problema de radiación y medir la cantidad deseada.

1.1.3.10. INTERCAMBIO DE ENERGIA RADIANTE ENTRE SUPERFICIES ISOTERMICAS NO NEGRAS.

El cálculo de transferencia de calor por radiación en superficies negras es relativamente fácil ya que toda la energía radiante que incide sobre una superficie se absorbe. El problema general es la determinación del factor de forma geométrica, pero una vez determinado, el cálculo del intercambio de calor es muy simple. Cuando se tienen cuerpos que no son negros, la situación es mucho más compleja, porque no toda la energía que incide sobre el cuerpo se absorberá, parte de ella se reflejará a su vez sobre otra superficie con transferencia de calor, y parte puede reflejarse completamente fuera del sistema. El problema se complica porque la energía radiante puede reflejarse de un lado a otro entre la superficie con transferencia de calor varias veces.

En el análisis del problema se debe tomar en cuenta estas reflexiones múltiples si se quieren obtener conclusiones correctas.

Supondremos que todas las superficies consideradas en nuestro análisis son difusas y de temperatura uniforme y que las propiedades reflejantes y emisivas son constantes sobre toda la superficie. Se pueden definir dos nuevos términos:

G = irradiación
= radiación total incidente sobre una superficie por unidad de tiempo y por unidad de área

J = radiosidad
= radiación total que deja la superficie por unidad de tiempo y por unidad de área.

Además de las suposiciones antes mencionadas, supondremos que la radiosidad e irradiación son uniformes sobre cada superficie. Esta suposición no es estrictamente correcta, aún para superficies de difusión grises ideales, pero cuando no se impone esta restricción los problemas se vuelven demasiado complejos. La radiosidad es la suma de la energía emitida y de la energía reflejada cuando no se transmite energía, o

$$J = \varepsilon E_b + \rho G \quad 1.27$$

En donde ε es la emisividad y E_b es el poder emisivo del cuerpo negro. Como se supone que la transmisividad es cero, la reflectividad se supone como

$$\rho = 1 - \alpha = 1 - \varepsilon \quad 1.28$$

de modo que

$$J = \varepsilon E_b + (1 - \varepsilon)G \quad 1.29$$

La energía neta que deja la superficie es la diferencia entre la radiosidad y la irradiación

$$\frac{q}{A} = J - G = \varepsilon E_b + (1 - \varepsilon)G - G \quad 1.30$$

Resolviendo para G en términos de J a partir de la ec. 1.29

$$q = \frac{\varepsilon A}{1 - \varepsilon} (E_b - J) = \frac{E_b - J}{(1 - \varepsilon) / \varepsilon A} \quad 1.31$$

1.2 Radiación Solar

1.2.1 TIPOS DE RADIACIÓN SOLAR.

La radiación solar sufre ciertas transformaciones al incidir sobre la atmósfera, de modo que es necesario manejar algunos conceptos específicos para los diversos tipos de radiación. Las siguientes definiciones ayudan a aclarar estos conceptos.

Se conoce como **radiación directa**, la que se recibe directamente del Sol, sin sufrir ninguna dispersión atmosférica. La radiación extraterrestre es, por tanto, radiación directa. Generalmente se usa el subíndice "b" para indicar radiación directa, por el término que se utiliza en inglés: beam (haz, rayo).

La **radiación difusa** es la que se recibe del Sol, después de ser desviada por dispersión atmosférica. Es radiación difusa la que se recibe a través de las nubes, así como la que proviene del cielo azul. De no haber radiación difusa, el cielo se vería negro, aun de día, como sucede por ejemplo en la Luna. Suele utilizarse el subíndice "d" para la radiación difusa.

Por otro lado, se conoce como **radiación terrestre** la que proviene de objetos terrestres, por ejemplo, la que refleja una pared blanca, un charco o un lago, etc.

Se conoce como **radiación total**, la suma de las radiaciones directa, difusa y terrestre que se reciben sobre una superficie. Por ejemplo, sobre una pared o una ventana, incide la radiación directa del Sol, la difundida por las nubes y por el cielo y, además, puede entrar la luz reflejada por algún otro objeto frente a la pared o ventana. Un caso particular, pero de mucho interés práctico en el estudio de la energía solar, es el medir la radiación total sobre una superficie horizontal "viendo" hacia arriba. En este caso puede considerarse que no existe radiación terrestre y se conoce también como **radiación global**. Por tanto, la radiación global es la suma de la directa más la difusa.

Para expresar la potencia solar -y en general, de cualquier radiación- se utiliza el término irradiancia. La **irradiancia**, $W\ m^{-2}$, es la rapidez de incidencia de energía radiante sobre una superficie, por unidad de área. Generalmente se usa el símbolo G para la irradiancia, junto con los subíndices adecuados: G_o , G_b , G_d , para la irradiancia extraterrestre, directa, difusa, etc. Nótese que la irradiancia tiene la virtud de indicar muy claramente que la radiación es un fenómeno que transcurre en el tiempo, que "va de pasada", que no es estático. Es energía que incide instantáneamente sobre una superficie.

Cuando incide la radiación sobre un plano, durante un tiempo determinado, puede hablarse entonces de que incidió una cierta cantidad de energía. La cantidad de energía, por unidad de área, que incide durante un período de tiempo dado, recibe el nombre de **irradiación**, $J\ m^{-2}$, y no es otra cosa que la integral de la irradiancia durante el período en cuestión. Generalmente se usa el símbolo "I" para la insolación por hora, mientras que "H" se usa para la insolación en el período de un día. Se aplican los mismos subíndices, por ejemplo: H_o simboliza la irradiación extraterrestre en un día; I_d simboliza la irradiación difusa en una hora, etc.

De acuerdo con lo anterior, la relación entre la irradiación y la irradiancia está dada por la expresión:

$$I = \int_{t_1}^{t_2} G(t)dt \quad 1.32$$

en donde la irradiación se está calculando desde el tiempo t_1 hasta el tiempo t_2 y la irradiancia se considera función del tiempo.

1.3.- Colección de Energía Solar

1.3.1 COLECTORES SOLARES PLANOS

Un colector solar es una especie de intercambiador de calor que transforma la energía radiante en calor. La transferencia de energía se hace desde una fuente radiante (sol), hacia un fluido (agua o aire generalmente) que circula por los tubos o ductos del colector. El flujo de energía radiante que finalmente intercepta el colector, proviene básicamente del rango visible del espectro solar (longitudes de onda entre 0.29 y 2.5 μm) y es por naturaleza variable con el tiempo. En condiciones óptimas podemos esperar como máximo, flujos de 1100 W/m^2 . De esta forma, un análisis de colectores solares presenta problemas relacionados con radiación y flujos de energía pequeños y variables.

Dentro de los diversos tipos de colectores solares, los colectores solares planos son los más comunes. Estos pueden ser diseñados y utilizados en aplicaciones donde se requiere que la energía sea liberada a bajas temperaturas, debido a que la temperatura de operación de este tipo de colectores, difícilmente pasa los 100 °C.

Las ventajas que podemos obtener de este tipo de colectores con respecto a los colectores de enfoque, que concentran la radiación solar; es que éstos utilizan la energía solar directa y difusa, no requieren movimiento continuo para dar seguimiento al sol, prácticamente no necesitan mantenimiento y son mecánicamente de construcción más simple que los colectores concentradores. Las principales aplicaciones de estos dispositivos son en el campo del calentamiento de agua a nivel doméstico e industrial, acondicionamiento calorífico de edificios y secado de fruta y granos.

1.3.1.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE UN COLECTOR SOLAR PLANO.

Las partes más importantes de un colector solar plano se presentan en la figura 1.1. Esta muestra un corte transversal de uno de estos dispositivos que maneja un líquido como fluido de trabajo. En el diagrama se puede observar que la energía solar incidente, tiene que atravesar una o varias capas de vidrio o algún otro material transparente adecuado, antes de alcanzar la placa de absorción negra que es el elemento más importante del colector solar, al cual está unido el tubo o ducto. En esta placa, es donde la energía radiante es convertida en calor. Este calor, posteriormente es transferido por conducción hacia el fluido de trabajo (agua, aire), que es el que finalmente remueve la energía térmica del colector y la transfiere al tanque de almacenamiento térmico o al espacio o producto que va a ser calentado, según la aplicación que se le esté dando. El vidrio o su equivalente, evitará pérdidas de calor por conducción y convección, al impedir el contacto con el aire atmosférico, además, cuando el material es adecuado transmitirá la luz hacia el interior del colector de un gran porcentaje, y debido a que placa de absorción al calentarse emitirá radiación en la parte infrarroja del espectro, la tapa se reflejará de nuevo hacia el interior del colector comportándose como un material transmisor selectivo (Ver figura 1.2).

El aislante térmico (espuma de poliuretano, poliestireno, lana de fibra de vidrio o algún otro) colocado en la parte posterior y lados del colector, disminuye también las pérdidas de calor hacia el medio ambiente en esas partes. Todas las partes mencionadas se encuentran

dentro de una caja que sirve como parte estructural del colector y que puede ser hecha de diversos materiales como lámina metálica, madera o plástico.

El diseño de cada colector depende fundamentalmente de la aplicación específica a la cual vaya a destinarse. Este debe ser diferente si por ejemplo se trata de calentar agua para una alberca (22 - 30 °C), agua para uso doméstico (40 - 60 °C) o aire para el acondicionamiento calorífico de edificios (90 - 100 °C)

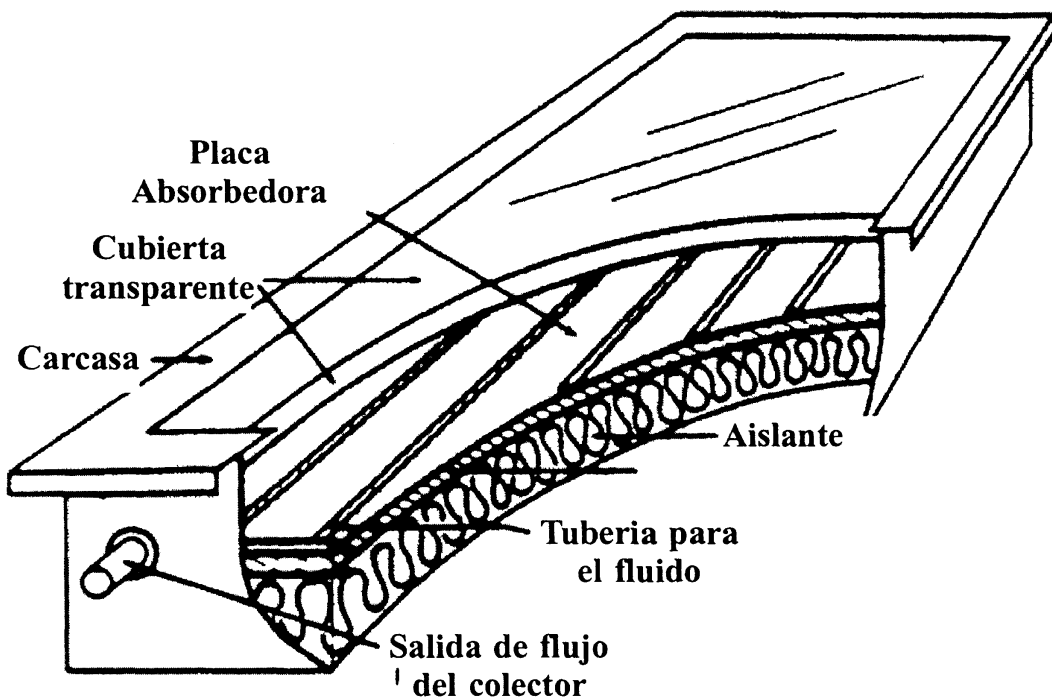


Figura 1.1.- Partes fundamentales de un colector plano



Figura 1.2- Efecto invernadero

Algunos de los parámetros más importantes que se tienen que tomar en cuenta para su diseño y funcionamiento, son los siguientes: tipo de tubo o ducto, diámetro nominal, longitud, número de tubos y espaciamiento entre ellos; material, espesor y acabado de la placa de absorción o aleta; número y tipo de capas o cubiertas transparentes; tipo de aislante y espesor; tipo de fluido de trabajo y flujo de masa del mismo; inclinación y orientación del colector; condiciones ambientales como velocidad del viento y temperatura del aire y, por supuesto, la intensidad de la radiación solar.

1.3.1.2 TIPOS DE COLECTORES SOLARES PLANOS.

Los colectores solares planos pueden ser divididos en dos categorías básicas: los que utilizan como fluido de trabajo un líquido (agua) y los que utilizan un gas (aire). En general los que calientan aire manejan flujos mucho más grandes que los que calientan agua. También podemos decir que cuando se trabaja con un líquido, este fluye normalmente por un tubo adherido a la placa absorbidora o aleta; mientras que cuando se utiliza un gas, este fluye por un ducto que forma parte de la placa de absorción y que además puede tener muy diversas formas.

- **Placas absorbedoras para calentamiento de líquidos.**

Pueden existir diversas configuraciones. El tubo puede estar en la parte superior o posterior de la aleta o placa. También puede estar unido a ella mediante soldadura apropiada o algún pegamento especial que contenga trozos de metal conductor como bronce o simplemente adherido a la placa mediante una obstrucción practicada a la misma para ese fin. Existen también otros tipos de colectores planos que integran el tubo a la placa absorbidora y que no es precisamente de sección circular.

En general las placas de absorción pueden estar formadas por tubos con aleta individuales o bien, utilizando una sola placa de absorción, a la cual se le adhieren los tubos mediante los mecanismos antes mencionados.

- **Placas absorbedoras para calentamiento de gases.**

Al igual que en el caso anterior, puede existir un gran número de configuraciones de placas de absorción para el calentamiento de gases. En general se pretende que dentro del colector haya una gran área de contacto entre la placa absorbidora y el aire circulando a través del colector, para asegurar una buena transferencia de calor. Estudios de laboratorio indican que el área de absorción debe ser entre 2 y 4 veces el área de vidrio expuesto al sol.

En este tipo de colectores, la placa de absorción se coloca unos cuantos centímetros por arriba del aislante térmico, de manera que el aire fluya entre estos dos componentes, aunque también podría fluir por el hueco que queda entre la placa absorbidora y la cubierta de vidrio.

La placa absorbidora puede ser una simple lámina con aletas, una lámina corrugada, una serie de ductos grandes hechos de lámina, un relleno de metal o mallas de forma entrecruzada para formar una matriz absorbidora, una lámina en forma triangulada para dar más área de contacto al colector.

1.3.2 COLECTORES CONCENTRADORES

Existen muchas aplicaciones, sobre todo en la industria, donde se necesita que la energía sea liberada a altas temperaturas. Como se mencionó en la sección anterior, esto no se puede lograr con los colectores solares planos debido a las características propias de este tipo de colectores y a que la radiación solar es una energía de baja intensidad. En consecuencia, para obtener temperaturas altas (arriba de los 100 °C), se hace necesario incrementar la intensidad de la energía solar. Esto se puede lograr disminuyendo el área por donde ocurren las pérdidas de calor, e interponiendo un dispositivo óptico entre la fuente de radiación (sol) y la superficie absorbidora, que debe ser pequeña comparada con la del dispositivo óptico. Esta es precisamente la función que desempeñan los colectores concentradores. De esta manera, en el absorbedor, podemos tener densidades de energía que van desde 1.5 hasta varios miles de veces la radiación solar que llega al sistema óptico. Con los colectores concentradores de energía solar, se pueden obtener temperaturas entre 100 y 500 °C si se usan colectores focales rudimentarios, entre 500 y 1500 °C si el sistema óptico de los colectores tiene un buen acabado y entre 1500 y 3500 °C si el sistema óptico tiene un acabado perfecto.

Aunque con este tipo de colectores se pueden obtener altas temperaturas de operación, estos presentan varios problemas técnicos desde el punto de vista ingenieril comparados con los colectores solares planos. Deben orientarse continuamente al sol de manera precisa mediante un mecanismo apropiado debido a que este tipo de colectores utilizan únicamente la energía solar directa. Por otra parte, el acabado de las superficies que constituyen el sistema óptico no sólo debe ser de buena calidad, sino que debe mantener sus propiedades por largos períodos de tiempo sin ser deterioradas por el polvo, lluvia y medio ambiente, donde generalmente existen componentes oxidantes y corrosivos. También las demandas de los materiales utilizados en el receptor (aislante térmico, fluido de trabajo, tubos absorbedores y cubiertas) son mayores en este tipo de colectores, debido a que es ahí donde se obtienen las altas temperaturas.

En resumen podemos decir que los problemas de operación que acabamos de mencionar, junto con los costos elevados de los materiales utilizados en este tipo de colectores focales, ha hecho que su uso no sea muy generalizado. Esto ha dado cabida a que se trabaje en los colectores concentradores fijos. Estos no tienen las desventajas de los de enfoque, aunque sólo permiten incrementos moderados de la intensidad de la radiación solar.

1.3.2.1 DIFERENTES TIPOS DE COLECTORES CONCENTRADORES.

Existe una gran variedad de colectores concentradores, pero podemos decir que todos ellos pueden clasificarse en dos categorías básicas: los de enfoque y los fijos o semifijos. Los concentradores de enfoque constan fundamentalmente de tres partes: el concentrador óptico, el receptor donde se encuentra el absorbedor y un mecanismo de seguimiento para el sol. Los de enfoque necesitan forzosamente un mecanismo para seguir el sol y con ellos se pueden lograr altas temperaturas en el absorbedor. Los fijos o semifijos no necesitan del mecanismo para seguir al sol, pero sólo se pueden obtener temperaturas moderadas. Podemos tener una gran variedad de concentradores, receptores y tipos de mecanismos para seguir el sol, como se muestra enseguida.

- **Tipos de concentradores.**

Los tipos de concentradores se pueden clasificar de acuerdo a diferentes tópicos. Una clasificación se refiere a si el concentrador es reflector (figuras 1.3 y 1.4) o refractor (figura 1.5). El primero utiliza una superficie reflejante para concentrar la radiación solar, mientras que el segundo lo hace mediante superficies apropiadas que hacen la refracción de la luz solar. Los concentradores de reflexión son los de uso más común.

El principio que gobierna la reflexión de los rayos de luz en un espejo plano, establece que el ángulo de incidencia es igual al plano de reflexión

Estos ángulos se miden entre los rayos incidente y reflejado respectivamente y la normal al espejo. Cuando la superficie reflectora es curva, el rayo incidente se refleja como si incidiera en un espejo plano, el cual sería el plano tangente a la superficie de ese punto.

También se puede obtener una clasificación respecto a donde se afoca la luz reflejada o refractada en el concentrador solar. Los concentradores cilíndricos o lineales, afocan sobre una línea, mientras que los que son superficies de revolución o circulares, afocan sobre un punto. Finalmente, podemos hacer una clasificación respecto al tipo de sección que presente el concentrador. Los más comunes son de sección parabólica (ver fig 1.3), sección esférica y de sección plana.

- **Tipos de receptores.**

Existe también una gran variedad de receptores. El receptor es la parte donde la energía solar se convierte en calor. Este incluye el absorbedor y en ocasiones cubiertas y aislante. Los tipos de receptores pueden ser cóncavos, convexos, planos, hemisféricos, cilíndricos, elípticos y concavidades. Cada uno de estos puede ser lineal como el colector de la figura 1.4 o puntual mostrado en la figura 1.3 .

- **Tipos de seguidores de sol.**

Se han desarrollado muchos mecanismos dependiendo del tipo de colector. En general podemos hablar de mecanismos con uno o dos ejes de movimiento. Los concentradores cilíndricos normalmente utilizan solo un eje de movimiento e incluso pueden llegar a operar estando fijos. Los concentradores circulares necesitan los dos ejes de movimiento para poder hacer un buen seguimiento del sol. También podemos hablar de mecanismos automáticos o mecanismos manuales. Los primeros se utilizan para hacer un seguimiento continuo del sol y los segundos, cuando se tienen que hacer ajustes diarios, semanales o mensuales del colector concentrador.

1.3.2.2 CONCENTRADORES DE ENFOQUE.

Existen diversos tipos de concentradores de enfoque. En esta parte haremos un análisis de los más comunes. Para poder obtener las más altas temperaturas posibles, el concentrador debe tener la capacidad de formar una imagen nítida del disco solar en el receptor y este debe ser del tamaño mínimo que pueda contener esa misma imagen del sol.

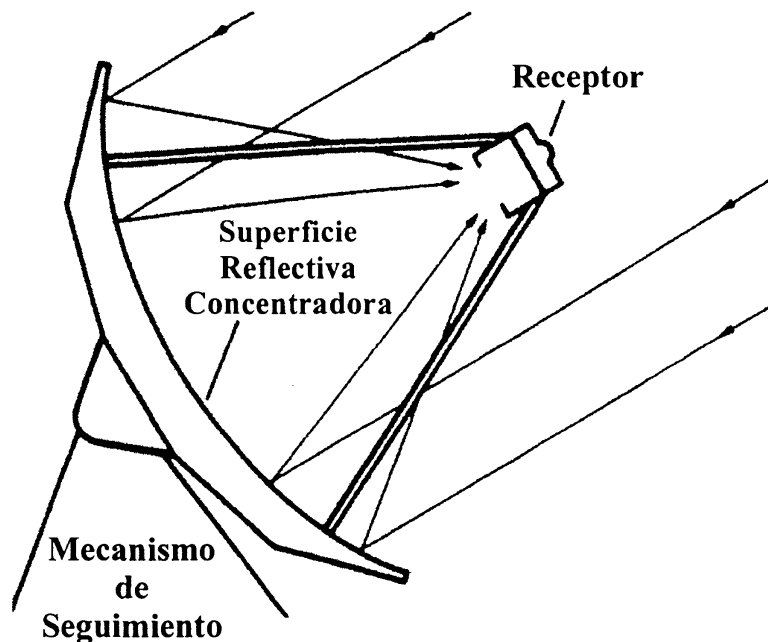


Figura 1.3 Colector Reflector de sección parabólica con receptor puntual

- **Lentes de Fresnel.**

Una alta razón de concentración puede lograrse por medio de los sistemas que utilizan lentes de Fresnel. Estos pueden venir como un conjunto de lentes en una sola unidad. Cada segmento concentra mediante refracción la radiación solar incidente en un receptor posicionado centralmente. Podemos tener concentradores lineales y circulares (figura 1.6). Los que utilizan lentes Fresnel lineales pueden colocarse en hileras, requiriendo sólo un seguimiento unidimensional del sol

En la actualidad se fabrican lentes de Fresnel en acrílico vaciado, con alta calidad óptica, aunque son deteriorados por la incidencia directa de la radiación solar.

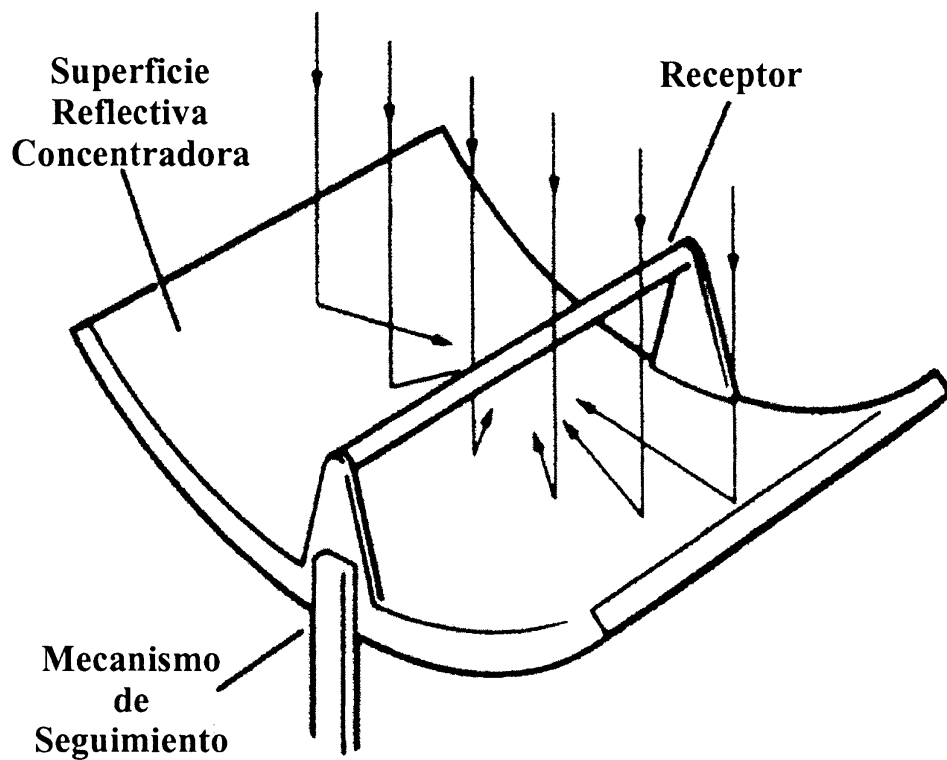


Figura 1.4.- Colector reflector de sección semiparabólica con receptor lineal

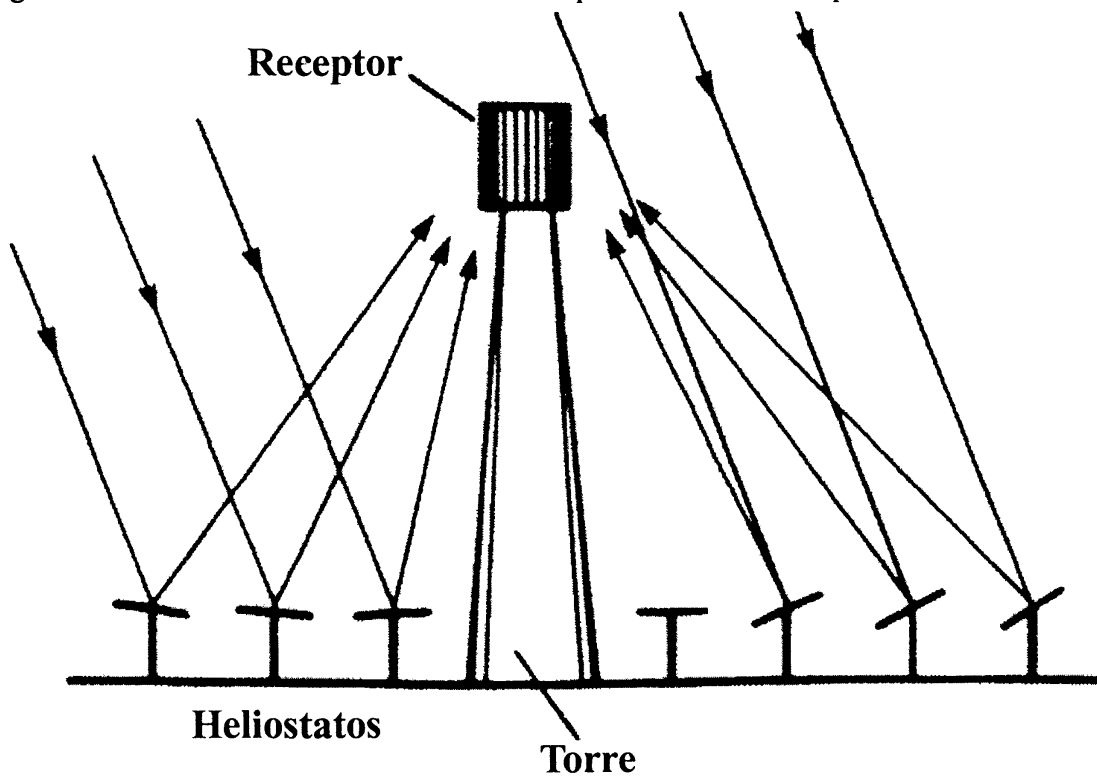


Figura 1.5.- Colector concentrador refractor con receptor puntual



Fig 1.6.- Colector circular de fresnel en una sola unidad

- **Concentradores parabólicos.**

Los concentradores parabólicos también pueden ser lineales o circulares. Como ya se mencionó antes, los circulares pueden tener razones de concentración máximas muy grandes comparada con los lineales. En la figura 1.7 se muestra esquemáticamente un concentrador de tipo parabólico lineal, el cual permite alcanzar razones de concentración moderadas.

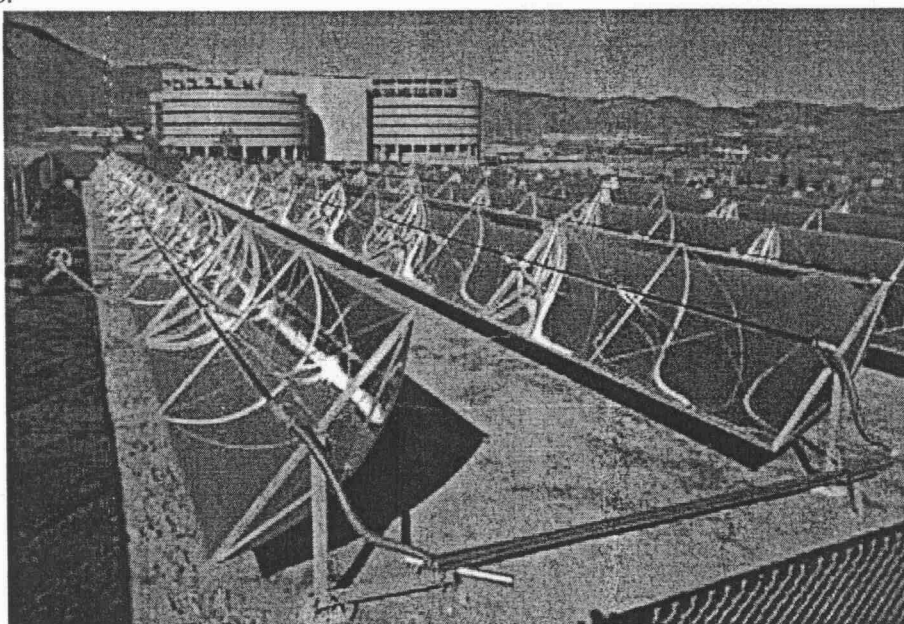


Figura 1.7.- Colectores Parabólicos

1.3.2.3 CONCENTRADORES FIJOS O SEMIFIJOS.

Es bueno considerar este tipo de colectores concentradores debido a que requieren un mínimo de seguimiento al sol e incluso pueden permanecer definitivamente en forma estacionaria. Además, tienen la capacidad de también aprovechar la radiación difusa. Las temperaturas que podemos obtener con estos dispositivos son moderadas, pero aún así son de interés debido a que un gran porcentaje del calor requerido en los procesos industriales y comerciales, requieren de temperaturas relativamente bajas. A continuación se describe un tipo de concentrador que puede estar fijo o semifijo y que presenta aspectos muy interesantes.

- **Concentrador parabólico compuesto (CPC).**

La investigación del concentrador parabólico compuesto para aprovechar la energía solar es de particular relevancia al considerar que un gran porcentaje de calor requerido en procesos industriales, comerciales y domésticos requiere de temperaturas relativamente bajas.

El concentrador parabólico compuesto, (CPC), también conocido como colector de Winston, se muestra en la Fig. 1.8.

Tenemos que cada lado del CPC es una parábola, donde en la parábola del lado derecho se observa el foco y su eje. Cada parábola se extiende hasta que su superficie sea paralela con el eje del CPC. El ángulo entre el eje del CPC y la línea que conecta el foco de una de las parábolas con la orilla opuesta de la apertura es el ángulo medio de aceptación, d_1 . Si el reflector es perfecto, cualquier radiación que entre a la apertura entre d_1 , será reflejado hacia el receptor ubicado en la base del concentrador (d_2) por reflexiones entre las dos secciones parabólicas.

En este tipo de colectores concentradores, la razón de concentración queda en función del ángulo de aceptación. Así

$$C = 1 / \sin \phi_{\text{máx}}$$

En donde C es la razón de concentración y $\phi_{\text{máx}}$ es el ángulo total de aceptación. Haciendo referencia a la Figura 1.8, el espejo capta la radiación a lo largo de la apertura de ancho d_1 y lo concentra en d_2 .

El ángulo de aceptación tan amplio del CPC ofrece tres ventajas:

1.- Permite la operación del concentrador por extensos períodos de tiempo sin necesidad de ajuste en su orientación

2.- Permite el uso de superficies reflejantes no muy precisas.

3.- Permite la captación y concentración de una porción de la radiación difusa.

Las dos primeras ventajas deben ayudar a reducir los costos de manufactura del concentrador. Por otra parte la tercera es importante especialmente en áreas donde exista dispersión en la radiación solar.

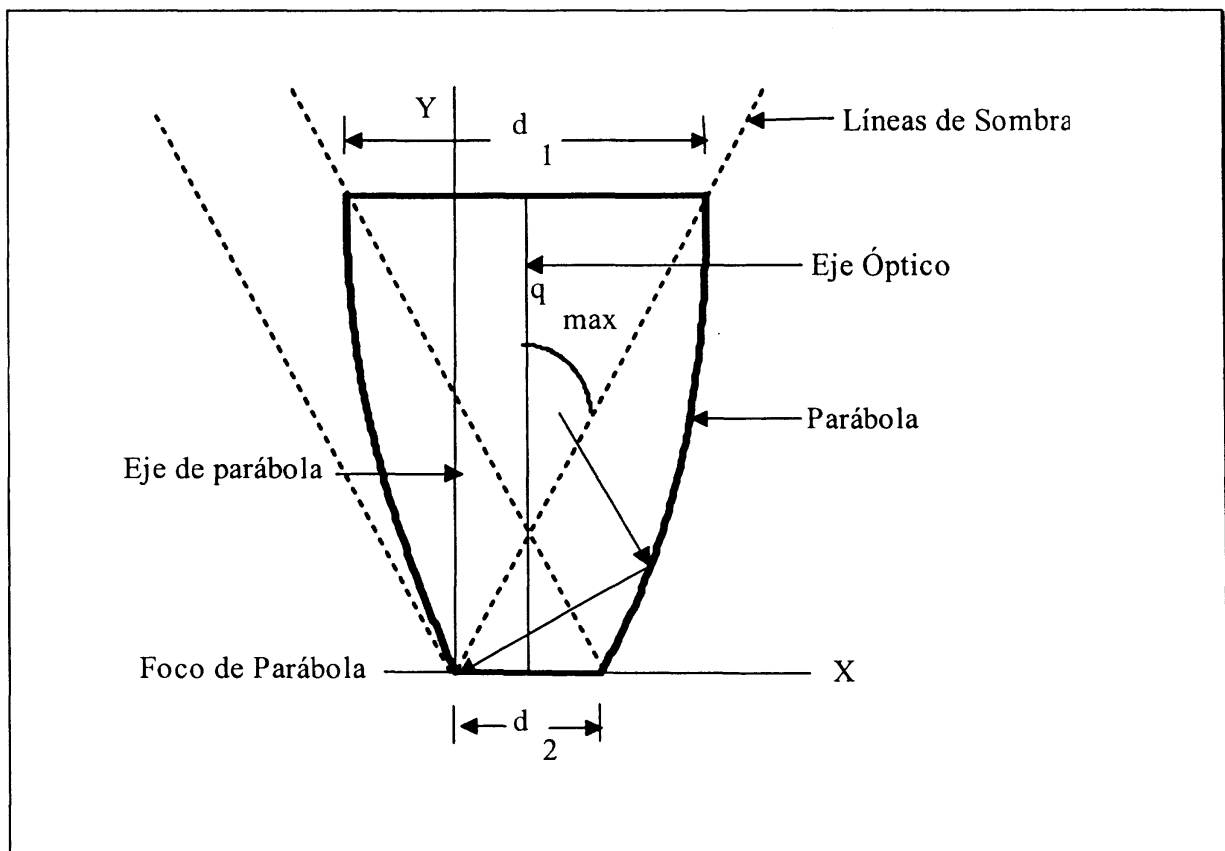


Figura 1.8.- Concentrador parabólico compuesto

1.4. Aplicaciones de la Energía Solar

1.4.1 CALEFACCION DE AGUA.

La mayoría de las aplicaciones de la energía solar, particularmente las que proporcionan un servicio que se requiere en forma continua, es decir, no sólo cuando hay insolación, requieren al menos dos elementos: un colector, en donde se transforme la luz solar en el efecto deseado, y un almacén, en donde se pueda tener una "reserva" del efecto deseado, para cuando no hay insolación. Los calentadores solares, entonces, requieren por lo general de estos dos elementos, la decisión de qué colector emplear en un diseño depende de las temperaturas que se requiera obtener.

1.4.1.1 TIPOS BASICOS DE CALENTADORES SOLARES.

- **Calentador solar autocontenido.**

Este es uno de los calentadores solares más simples que se pueden concebir

El calentador autocontenido es simplemente un recipiente (una caja, un tambo, varios tambos pequeños, etc.) dispuesto de tal manera que presente su mayor área hacia la

posición promedio del Sol. Esta cara se pinta de negro y hace las veces de colector solar. El recipiente se llena con agua, que se calienta directamente por contacto con la cara expuesta al Sol. Por los lados y el fondo se aísla térmicamente para evitar las fugas de calor.

El nombre de "autocontenido" viene de que en el mismo elemento físico del sistema se conjugan las funciones de colector y de termo almacén. Como puede verse, esto es algo así como exigir funciones contrarias en un mismo elemento del sistema. Por un lado, la parte superior del recipiente debe hacer las veces de colector, es decir, funcionar como un elemento para la transferencia de calor, del Sol al agua. Por otro lado, como en el mismo recipiente se mantiene almacenada el agua caliente, debe hacer las veces de aislante, que es la función opuesta a un colector. Por esto en este tipo de calentadores solares se utilizan dos capas de vidrio (o del material transparente de la cubierta). Esta es una forma de lograr que durante el día entre la radiación solar hasta la placa negra, pero durante la noche pierda relativamente poco calor. Diversos estudios han demostrado que si se utiliza sólo una capa de vidrio (o ninguna), las pérdidas nocturnas son tan altas, que al amanecer casi se ha perdido la energía colectada el día anterior. Por otro lado, tres o más capas de vidrio dan como resultado demasiadas reflexiones y absorciones en los vidrios, de manera que, aunque la pérdida se ve efectivamente disminuida, lo que sufre más son las ganancias térmicas durante el día.

Los **calentadores autocontenidos** son los más simples en su función, los más económicos en su construcción y al mismo tiempo los menos eficientes, ya que tienen mucha pérdida térmica. La placa colectora y el recipiente contenedor del agua están integrados en un solo aparato. En todos ellos se utilizan ánodos de sacrificio para evitar la corrosión del metal y aumentar el promedio de vida del colector. Los calentadores autocontenidos pueden ser de tres tipos:

Autocontenido tipo tambo: Este calentador es el más fácil y económico de fabricarse. Se utiliza un tambo metálico, el cual se pinta de negro, se aísla térmicamente con doble vidrio por la parte expuesta a la radiación y algún aislante por la parte no expuesta al sol como puede observarse en la figura 1.9. La temperatura alcanzada en este calentador esta limitada dado a la relación poco favorable de volumen/superficie de colección.. A estos calentadores se les puede clasificar dentro de los calentadores concentradores.



Figura 1.9.- Calentador de agua autocontenido tipo tambo

Autocontenido tipo cajón: Su nombre describe muy bien la forma de este calentador: una caja de metal, pintada de negro y aislada. Este calentador tiene la desventaja que debido a

su arquitectura no resiste presiones altas, dado a que empieza a fugar. Igualmente se le pueden adaptar placas reflectoras (ver figura. 1.10)

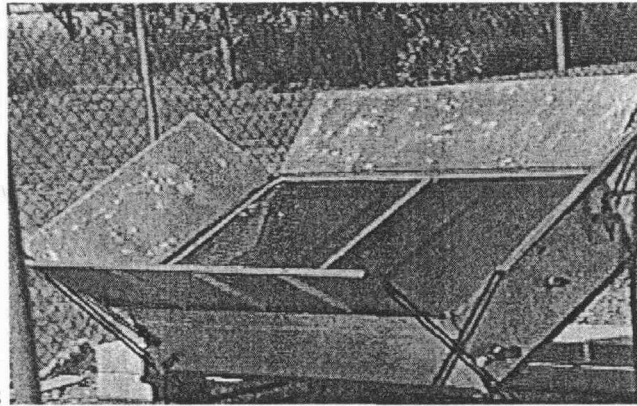


Figura 1.10.- Calentador de agua autocontenido tipo cajón

Autocontenido tipo tubos: Este calentador es el más evolucionado dentro de los autocontenidos. Es el más eficiente y resiste presiones muy altas. Su construcción requiere de mucha mano de obra aumentado mucho su precio. En la figura 1.11 se muestra un calentador de este tipo.

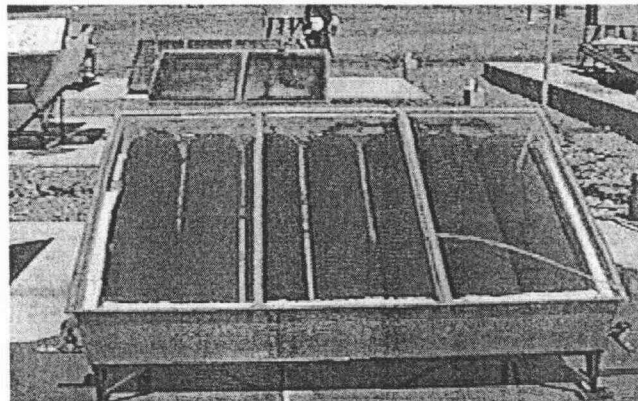


Figura 1.11.- Calentador de agua autocontenido tipo tubos

- **Calentador solar por convección natural.**

Un siguiente paso en la “evolución” de los calentadores solares consiste en separar físicamente el colector solar del tanque de almacenamiento. Con esto, cada elemento del sistema puede ser diseñado y construido para realizar eficientemente su función. En este esquema, entonces, se calienta el agua dentro de los tubos o placas de un colector plano, para luego transferirla al tanque de almacenamiento. Existen básicamente dos técnicas para transferir el agua caliente del colector al tanque: la convección natural y la convección forzada.

En el calentador por convección natural, también llamado **termosifón**, la fuerza impulsora que mueve el agua desde el colector hacia el tanque es de tipo hidrostático, un empuje asociado con el principio de Arquímedes. El agua contenida en el colector, a medida que se

calienta, disminuye su densidad. Si existe un circuito cerrado y adecuadamente construido entre el colector y el tanque, es posible aprovechar esta disminución de densidad para que el agua caliente fluya espontáneamente de la parte más alta del colector hacia la parte alta del tanque (Véase figura 1.12). Al mismo tiempo, el agua de la parte baja del tanque, que se encuentra a menor temperatura, fluye hacia la parte más baja del colector. El tanque, pues, siempre debe encontrarse, en este esquema, a mayor altura que el colector.

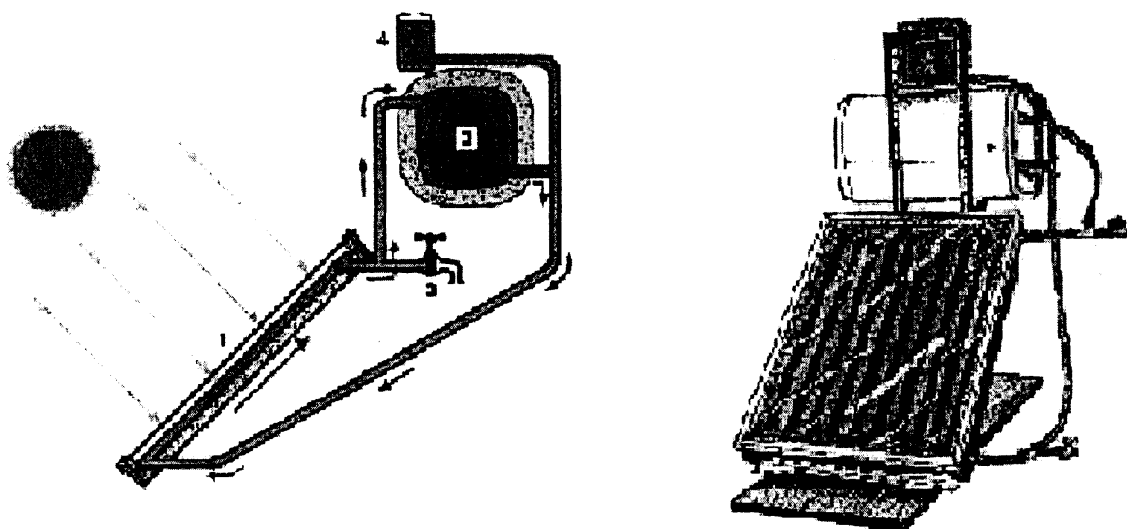


Figura 1.12 .- Calentador por convección natural

Este sistema de convección natural tiene ventajas y desventajas. La primera ventaja, respecto del calentador autocontenido, consiste en que, al llegar la noche o disminuir significativamente la irradiancia solar, el proceso de convección natural se detiene. Por tanto, la energía térmica almacenada en el tanque no tiende a perderse a través del colector, sino únicamente a través de su propio aislante que, suponemos, es un buen aislante. Así, la pérdida de temperatura durante la noche es mucho menor que en el calentador autocontenido.

Una ventaja, respecto del calentador por convección forzada que veremos después, es que el de convección natural no requiere energía extra para mover el agua. Puede decirse que el mismo Sol proporciona la energía para ello.

La desventaja principal de este tipo de sistemas se encuentra, quizá, en los lugares con clima muy extremo, en donde las temperaturas ambientales puedan llegar a las temperaturas de congelación. En estos lugares no es recomendable el uso de calentadores por convección natural, porque la congelación nocturna del agua dentro de los colectores puede dar lugar a que se revienten sus tuberías, quedando dañado permanentemente. Por último, otra posible desventaja consiste en algo que ya señalamos: el tanque debe estar a una altura mayor que la del colector. La fuente de alimentación, generalmente un tinaco, debe estar a mayor altura que el tanque. En muchas azoteas no planeadas para la instalación de un calentador por convección natural, es necesario construir torres para reubicar el tinaco. Esto puede tener efectos arquitectónicos indeseables.

En lugares con buen clima y buena insolación, estas proporciones permiten suministrar agua caliente a más de 40 grados centígrados (indispensable mezclarla con agua fría), durante el 95% del año.

- **Calentador solar de convección forzada.**

Para los lugares donde los inconvenientes del calentador solar por convección natural son importantes, existe otra alternativa: utilizar convección forzada (fig 1.11), es decir, emplear una pequeña bomba para hacer circular el agua entre el colector y el tanque. Con esto se evita completamente la necesidad de que el tanque esté a mayor altura que el colector. Podría incluso estar el colector en la azotea y el tanque en un sótano. La otra desventaja, la congelación del agua en las tuberías, también puede eliminarse mediante un sistema de convección forzada, pero en este caso se requiere algún otro fluido de trabajo, o al menos agua con anticongelante, al igual que en los radiadores de automóvil. Debido a esto, no es posible utilizar la misma agua que se utiliza en el colector, y se requiere un intercambiador de calor, para transferir el calor del fluido de trabajo al agua.

Otro elemento importante en un calentador por convección forzada, es un termostato diferencial o control diferencial de temperatura (CDT) para encender o apagar la bomba, según se requiera. Este termostato debe tener un sensor a la salida del colector y otro en el tanque, para mandar la señal de encender la bomba sólo cuando el colector se encuentre a una temperatura suficientemente mayor que la del tanque. De otro modo, el colector podría funcionar como enfriador. Cabe aclarar que, para esta función no basta solo un “timer” o controlador de tiempo (que podría funcionar en el caso de calentadores de alberca) sino que se requiere un tipo de control que sea sensible a las variaciones diurnas de la irradiancia solar que puedan existir sobre el colector.

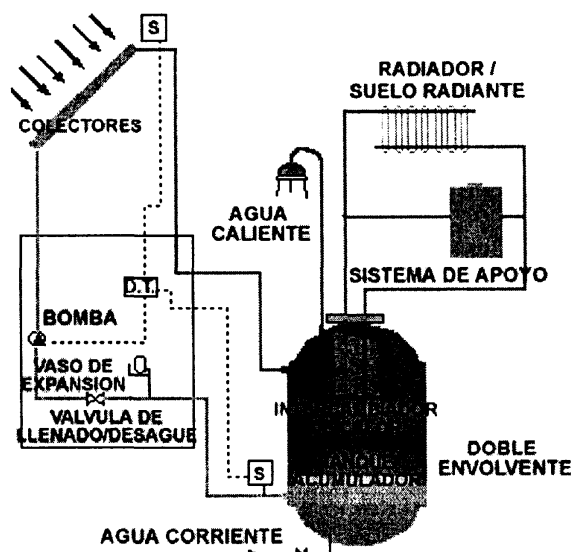


Figura 1.13. -Calentador solar por convección forzada

Los calentadores de convección forzada son adecuados para el calentamiento de agua de albercas (fig 1.13).. Los requerimientos de temperatura de una alberca van, dependiendo de su uso, desde los 22°C en una alberca deportiva hasta los 30°C en una alberca para niños. Mantener la temperatura dentro de estos límites requiere de grandes cantidades de energía. Debido a esto y al constante incremento de precios de la principal fuente de energía

empleada, los hidrocarburos, muchos de los usuarios de sistemas tradicionales (calderas y/o calentadores de gas) para el calentamiento de sus albercas, han dejado de utilizarlos. Cuando las albercas no cuentan con algún tipo de calentamiento auxiliar sólo tienen una temperatura confortable en algunos meses del año, y rara vez se encuentran lo suficientemente tibia durante la tarde o muy temprano, por la mañana. Esto ha traído como consecuencia que se tengan que buscar nuevas alternativas de uso de energía y se ha encontrado que el uso de la energía solar encuentra aquí un campo de aplicación muy interesante, ya que la utilización de la energía solar en forma adecuada y eficiente puede suministrar toda la energía que se necesita para mantener la temperatura de la alberca dentro de un rango aceptable. Esta es una de las pocas aplicaciones en donde el costo del equipo solar es equiparable con el de los sistemas tradicionales. Si también se toma en cuenta que la energía solar es gratuita y que no contamina, la opción por el uso de energía solar para el calentamiento de albercas se hace mucho más atractiva e interesante.

La utilización de la energía solar para el calentamiento de albercas (figura 1.14) , es una de las pocas aplicaciones que se puede considerar competitiva, comparada con los sistemas tradicionales (calderas y calentadores de gas).

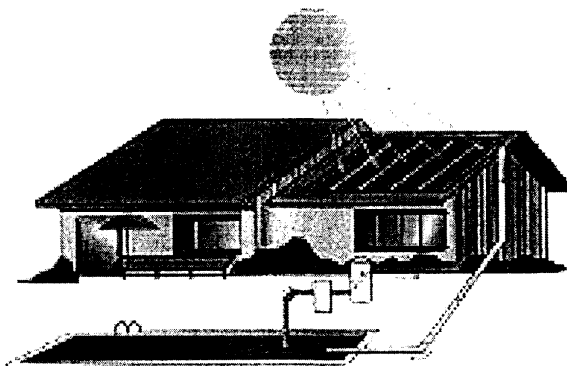


Figura 1.14.- Calentamiento de Agua para albercas

1.4.2. SECADO SOLAR

El secado o deshidratación de alimentos se usa como una técnica de preservación pues los microorganismos que provocan la descomposición de los alimentos no pueden crecer y desarrollarse en ausencia de agua.

En las regiones industrializadas el bajo costo del combustible permitió hace varias décadas el desarrollo de procesos de secado artificial en gran escala basados en el uso de combustibles. En los últimos años, la escasez y mayores precios de los combustibles ha despertado un nuevo interés en el secado basado en el uso de la energía solar.

Los dos elementos básicos de un secador solar son: el **colector**, donde la radiación calienta el aire y la **cámara de secado**, donde el producto es deshidratado por el aire que pasa. Estos elementos pueden diseñarse de diferentes formas para integrarse a diferentes equipos de secado solar:

Secador solar indirecto: Los dos elementos están separados (Ver figura 1.15). El aire es calentado en el colector y la radiación no incide sobre el producto colocado en la

cámara de secado. La cámara de secado no permite la entrada de la radiación solar. Este secador es esencialmente un secador convectivo convencional en que el sol actúa de fuente energética.

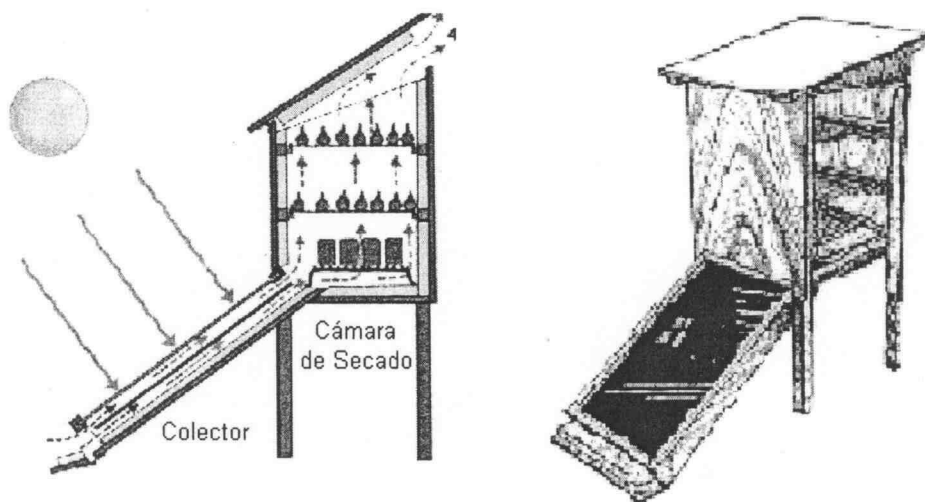


Figura 1.15. –Secador Solar directo

Secador solar directo: Los dos elementos pueden juntarse, en cuyo caso la cámara que contiene el producto también cumple la función de colector recibiendo la radiación solar como se muestra en la figura 1.16

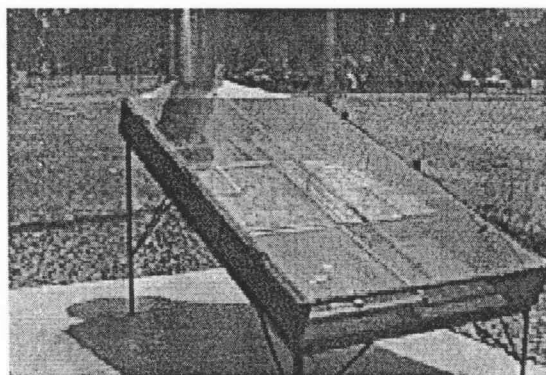


Figura 1.16. Secador Solar Indirecto

Secador solar mixto: Finalmente puede darse el caso en que la colección de radiación se realice tanto en un colector solar previo a la cámara como en la misma cámara.

El Secador solar indirecto presenta varias ventajas. En primer lugar el control del proceso es más simple (sobre todo en el caso de secadores con circulación forzada de aire). Es fácil de integrar una fuente auxiliar de energía para construir un sistema híbrido. El tener una cámara de secado separada de los colectores facilita la manipulación del producto y las labores de carga y descarga. Dado que la cámara no permite la entrada de la radiación solar, este sistema permite secar en forma conveniente productos que se puedan dañar o perder calidad de aspecto por una exposición directa al sol. Para productos a granel (principalmente granos en silos) si se contempla el secado solar, el sistema a emplear es el de un secador indirecto.

Una desventaja de este tipo de secadores es el hecho de que al separar la función colección de energía solar, el tamaño del equipo y sus costos aumentan. Una segunda desventaja es que para evaporar la misma cantidad de agua se necesita mover más kilogramos de aire a mayor temperatura que en el caso de los secadores directos o mixtos.

En los secadores solares directos la radiación solar es absorbida por el propio producto, resultando más efectivo el aprovechamiento de la energía para producir la evaporación del agua. Esto se debe a que la presión de vapor en la superficie del producto crece por la absorción de radiación solar. Por lo tanto el gradiente de presiones de vapor entre producto y aire se hace mayor y se acelera el secado.

La combinación de colector y cámara en una sola unidad puede ser más económica en muchos casos, especialmente en los secadores de menor tamaño.

Este tipo de secadores es casi siempre con circulación de aire por convección natural. Esto hace que a veces el control del proceso sea poco confiable. Para algunos productos la acción de la radiación solar puede destruir algún compuesto orgánico que lo compone y que tiene interés comercial.

1.4.2.1 CIRCULACIÓN DE AIRE.

El aire circula dentro del secador con el fin de eliminar la humedad evaporada del producto. Esta circulación se logra por diversos métodos:

- **Circulación forzada:** El aire es movido por un ventilador que consume energía mecánica o eléctrica.
- **Circulación por convección natural:** El aire es movido por las diferencias de temperatura entre las distintas partes del equipo, que promueven la convección térmica del aire. No se necesita energía externa. El uso de chimeneas constituye un caso particular de convección natural.

1.4.2.2. FORMA DE OPERACIÓN.

La forma de operar un secador da lugar a dos alternativas:

- **Secado en tandas:** El producto es cargado en una sola tanda y la misma no se retira hasta que esté completamente seca. Todo el producto dentro del secador va pasando de un estado húmedo a un estado seco en forma paulatina. Permite un diseño más sencillo del proceso de carga y movimiento del producto dentro del equipo, por lo que resulta apropiado en secadores pequeños y medianos.
- **Secado continuo:** El producto se va cargando y descargando en tandas parciales. Dentro del mismo secador se encuentra una parte de producto húmedo y otra casi seca. El período entre cargas de las tandas varía de acuerdo al diseño. En algunos casos la carga y descarga parcial se realiza una vez por día. En otros casos se puede llevar a cabo varias veces en el mismo día.

1.4.3. POTABILIZACION DE AGUA

Otra de las aplicaciones prácticas de la energía solar es la potabilización de agua. Mediante las diversas variantes de esta técnica es posible producir agua potable a partir de agua contaminada. Como esto puede lograrse mediante tecnología relativamente simple, esta aplicación resulta especialmente útil para regiones alejadas de las comodidades de la civilización, como islas y regiones costeras poco comunicadas. Pero también pueden encontrarse aplicaciones técnica y económicamente factibles en otros lugares.

Dependiendo del grado de contaminación que contenga el agua, existen diversas tecnologías solares para su purificación. En general, los sistemas solares para la purificación de agua son capaces de remover sólo cantidades relativamente pequeñas de contaminación, con excepción quizás, de los que se utilizan para purificar agua de mar. Los destiladores solares, pues, no son adecuados para purificar aguas negras ni residuos industriales. Son adecuados para potabilizar aguas superficiales (ríos, lagos), aguas subterráneas o agua de mar. Básicamente habría que considerar dos niveles de contaminación para los cuales son adecuados: 1) Agua con contaminación microbiana ligera y 2) Agua con contaminación de sales disueltas.

1.4.3.1 AGUA CON CONTAMINACIÓN MICROBIANA LIGERA.

Existe una diversidad de casos en los que el agua no contiene sales inadecuadas para su potabilidad, pero sí microorganismos patógenos o indeseables. Para este caso es posible eliminar la contaminación microbiana mediante un calentamiento en un calentador solar operando en condiciones adecuadas para ello. Un calentador, como los vistos en las secciones precedentes, si se destina exclusivamente para la purificación de agua, esto es, dejando que alcance las máximas temperaturas que puede producir, es capaz de eliminar los microorganismos. Para eliminar los microorganismos no se requiere llegar a la temperatura de ebullición, sino que basta pasar de los 60 C, pero sostenerlos durante varios minutos. Existen algunos estudios experimentales en los que se reporta haber eliminado con éxito una diversidad de microorganismos, en forma continua durante varios meses.

1.4.3.2 AGUA CON CONTAMINACIÓN DE SALES DISUELTAS.

Otro caso consiste en aguas contaminadas con sales disueltas indeseables, independientemente de que además contengan microorganismos. Con mucho, el caso más común es el del agua de mar, pero también puede encontrarse este problema en aguas continentales, salobres o con algún residuo específico indeseable. Algunos ejemplos son: arsénico en la comarca lagunera en Coahuila; residuos de fertilizantes en muchas norias de regiones agrícolas; residuos azufrosos en las aguas termales; contenido de compuestos indeseables en la cuenca del Lerma-Chapala-Santiago, etc.

Desde el punto de vista técnico, no existen muchas alternativas para retirar las sales disueltas en el agua. Las principales son: a) la desalación por medio de evaporación y

condensación, b) la desalación por medio de congelación parcial y fusión, c) la desalación por ósmosis inversa y d) el intercambio iónico. Esta última, muy común en algunos procesos industriales, realmente no retira las sales, sino que únicamente cambia un tipo de sales por otras de diferente ión metálico.

De todas las alternativas mencionadas, la que más se presta para acoplarla con un sistema solar, es la desalación por evaporación y condensación. En el argot de la Ingeniería Química, esto se llama simplemente "desalación"; sin embargo, la costumbre ha hecho que en el mundo de la energía solar se conozca como **destilación solar**.

El proceso, en principio, es muy sencillo. Simplemente se coloca el agua en un recipiente donde se pueda calentar mediante algún efecto solar, desde por irradiación directa, hasta por medio de colectores. Al calentarse el agua se evapora, dejando las sales, y posteriormente se condensa en alguna parte del equipo en donde no pueda mezclarse con el agua contaminada.

Se llama **destilando** o **salmuera** el agua contaminada cuyas sales o microorganismos se desea remover. Mediante el proceso de la destilación solar se obtiene el **destilado** que es, simplemente el agua condensada, ya sin sales.

1.4.3.3 EL DESTILADOR SOLAR DE CASETA.

Uno de los destiladores solares más simples y más comunes en la actualidad, se conoce como "destilador solar de caseta". La figura 1.17 muestra un bosquejo de un destilador de este tipo y las partes que lo integran.

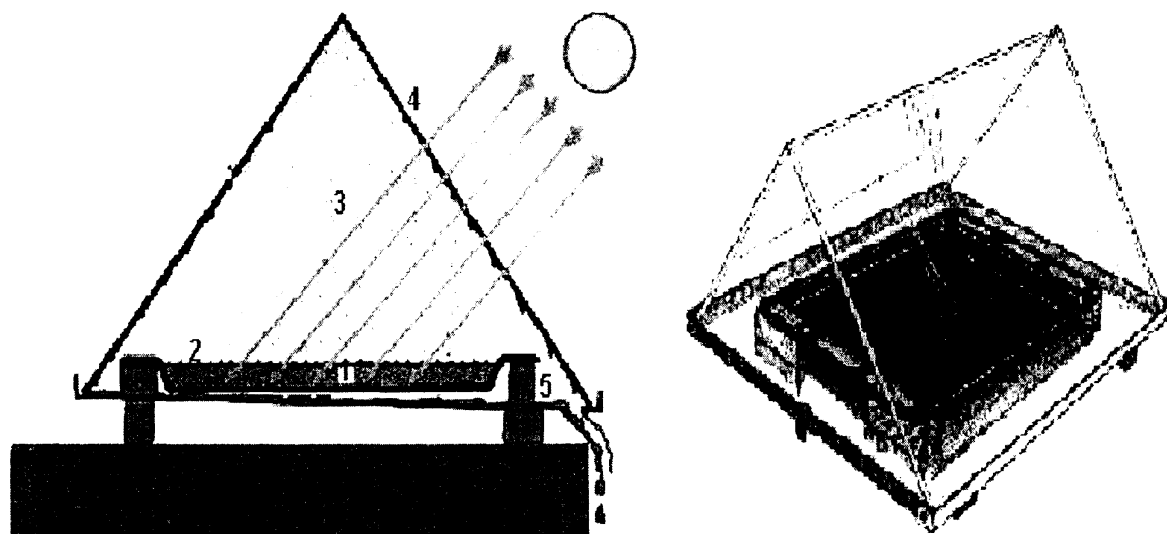


Figura 1.17. Destilador Solar Tipo Caseta

Básicamente consiste en los elementos que describiremos a continuación:

1. Colector solar.

Como la mayoría de los sistemas térmicos para el aprovechamiento de la energía solar, los destiladores solares requieren un colector. Este consiste en una charola, amplia, extensa y poco profunda, de color negro en su cara superior, que se coloca en forma horizontal. Dentro de esta charola se coloca una pequeña cantidad de agua (alrededor de 2 a 3 cm de profundidad) la cual se calienta directamente por contacto con el fondo de la charola negra. Como todos los colectores que trabajan a temperaturas relativamente altas, se requiere un aislante térmico en las partes adecuadas, para evitar pérdidas de calor que no se traducen en el efecto deseado. El material del que se construya la charola colectora no es especialmente importante, desde el punto de vista térmico, pero sí desde otros puntos de vista. Por ejemplo, la lámina de hierro puede tener problemas de corrosión, aumentado precisamente por la presencia de las sales que se desea remover.

2. Evaporador.

La región en la que se lleva a cabo la evaporación del agua, técnicamente recibe el nombre de evaporador. En el caso particular del destilador de caseta, el evaporador es la misma charola que funge como colector. La superficie superior del destilando, es decir, el espejo de agua, es propiamente el evaporador. Con el objeto de que el agua logre temperaturas relativamente altas (del orden de 60 a 70 °C), es necesario que la profundidad de agua sea pequeña, tanto como sea posible. Las temperaturas altas favorecen el proceso de evaporación al aumentar exponencialmente la presión de vapor del agua. Por otro lado, como se explicó anteriormente, la eliminación de microorganismos requiere también de temperaturas altas. Sin embargo, en los destiladores de caseta es posible evaporar alrededor de 0.5 cm de profundidad de agua en un día. Debido a esto, no es recomendable que la profundidad sea menor que esta distancia, para evitar que se seque el evaporador. Existen otros diseños más sofisticados, en los que el evaporador es una unidad aparte del colector.

3. Cámara de aire.

Sobre el evaporador existe una región con aire, que separa a éste del condensador. La función del evaporador es transferir agua al aire para saturarlo. La única función del aire es servir como medio de transporte para las moléculas de agua que viajan del evaporador al condensador. Los destiladores solares pequeños utilizan como medio para este "viaje" la difusión molecular. Para el proceso de difusión molecular, la distancia es un elemento de resistencia al transporte de las moléculas. Por tanto, la distancia que separa el evaporador del condensador debe ser tan pequeña como sea prácticamente posible, tomando en cuenta las limitaciones que mencionaremos a continuación.

4. Condensador.

El aire que separa el evaporador del condensador normalmente se encuentra saturado. Esto propicia la extracción del agua, en forma líquida, en alguna región que se encuentre a temperatura menor que el resto del sistema y particularmente que la temperatura del evaporador. Esta región se llama condensador. En un destilador de caseta, esto se logra colocando una cubierta de algún material transparente, a una cierta distancia sobre el evaporador. Típicamente se utiliza vidrio, o algunos plásticos. Para que el condensador funcione eficientemente, en un destilador de caseta, debe tener varias características. Por ejemplo, debe ser un área relativamente grande, por lo menos semejante al área del evaporador. Debe estar ventilado (no aislado) para que se den los flujos de calor hacia el ambiente, tales que lo mantengan a menor temperatura que el resto del destilador. Debe tener una cierta inclinación, con el objeto de que el agua que se condensa sobre la cara interna del destilador escurra en la dirección deseada. Las inclinaciones típicas que se manejan son del orden de 20 a 30 respecto de la horizontal, pero algunos autores han reportado hasta 60. La inclinación del condensador establece algunos compromisos: por un lado, si está demasiado cercano a la horizontal, el agua condensada puede gotear hacia la salmuera, disminuyendo con ello la eficiencia del destilador; por otro lado, si el condensador está muy inclinado, la separación entre evaporador y condensador puede aumentarse inconvenientemente, porque se desfavorece el proceso de difusión descrito anteriormente.

5. Elementos para la colección del condensado.

El destilado que escurre hacia abajo, a lo largo de la cubierta del condensador, debe ser recolectado de forma que no se contamine y no se reevapore. Para ello se utilizan unos pequeños canales casi horizontales, colocados en la parte baja del condensador, pero protegidos adecuadamente contra la posibilidad de que el destilado se mezcle con el destilando. Estos canales colectores se conectan con tuberías que conducen el destilado al punto deseado, que suele ser un almacén relativamente cercano.

Los materiales involucrados en la construcción de los elementos que conducen el destilado son muy importantes. El agua destilada es, por sí misma, inodora e insípida. Sin embargo, es muy ávida de adquirir sabores y olores extraños. La mayoría de los metales, los plásticos y los materiales cerámicos, transfieren al agua destilada un sabor característico. Los únicos materiales que hemos encontrado que no alteran el sabor del destilado son: el vidrio, el acero inoxidable y algunos plásticos (silicón, acrílico, PET) cuando están completamente curados.

Se han desarrollado otros tipos de destiladores solares, con el objeto de eliminar algunas de las inconveniencias del destilador de caseta. Mencionaremos sólo los principales.

1.4.3.4 Destilador solar en escalera.

Si en vez de una charola, en la construcción del evaporador se utilizan varias charolas alargadas, dispuestas en forma de escalera, es posible mantener todos los puntos del evaporador a menor distancia del condensador inclinado. Por otro lado, es posible orientarlo adecuadamente hacia la posición promedio del Sol. Por último, si se construye un

ducto por detrás de la escalera, es posible incluso aumentar el área de condensación y favorecer el movimiento de convección interna del destilador, como medio de transporte entre el evaporador y el condensador.

1.4.3.5 DESTILADOR SOLAR CON EVAPORADOR TEXTIL.

Con el objeto de minimizar el volumen de agua contenido en el evaporador, algunos autores han construido destiladores en los que el evaporador consiste en una o varias capas de tela absorbente, a través de la cual escurre permanentemente un flujo de agua. Este destilador tiene una alta respuesta a la irradiancia solar, pero es necesario tener un cierto control del gasto de destilando que se le hace pasar. Produce muy buenos rendimientos.

1.4.3.6 DESTILADOR SOLAR DE MÚLTIPLES EFECTOS.

En este destilador se aprovecha el calor que el condensador debe perder, para calentar otro u otros evaporadores, en vez de cederlo al ambiente. Con ello, es posible aprovechar varias veces el calor solar captado en el colector. Teóricamente, es posible aumentar significativamente la productividad de los destiladores, pero se establecen intercambios térmicos entre los diversos "efectos" del destilador que no son sencillos de calcular y diseñar.

1.4.3.7 DESTILADOR SOLAR INDIRECTO.

Algunos de los problemas inherentes al destilador solar de caseta, como el depósito indeseable de sales en el colector y los intercambios radiativos y convectivos, pueden en principio eliminarse si se separa la función de colectar la energía, de la de evaporar el destilado. Con un colector adecuado puede calentarse el agua, que se transfiere a otra unidad que haga las veces de evaporador-condensador. Con este sistema, que es más costoso que el destilador de caseta, no se ha logrado obtener mayor productividad que con aquél.

1.4.3. REFRIGERACIÓN SOLAR

1.4.4.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR CONTINUO.

Los sistemas que más acoplan para utilizar la energía solar como fuente de energía son los sistemas de refrigeración por absorción. En un sistema de este tipo se trabaja generalmente con mezclas de 2 componentes en donde uno es el fluido refrigerante y el otro simplemente sirve como medio de absorción del fluido refrigerante.

La característica de un refrigerador solar es que el calor suministrado en el generador proviene de la energía solar a través de un campo de colectores solares en donde se calienta algún fluido de trabajo que posteriormente mediante intercambiadores de calor cede el calor solar en el generador. Cabe hacer notar que en este caso el **calentamiento solar es indirecto** y que debido a la intermitencia propia del sol, se requiere de un **sistema de**

almacenamiento y de una **fuentes auxiliar** extra para que el sistema funcione continuamente. Las mezclas más utilizadas en este tipo de sistemas son: **amoníaco-agua** y **bromuro de litio-agua**.

1.4.4.2 SISTEMA AMONIACO-AGUA ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$)

En este caso el refrigerante es el amoníaco y el absorbente es el agua. La temperatura que se requiere en el generador para lograr separar el amoníaco de la solución concentrada es del orden de los 120-150 °C, factible de alcanzar con colectores solares planos. Debido al bajo punto de ebullición normal del amoníaco (-33.3 °C) y a su gran calor de vaporización (327 cal/g), en el evaporador se pueden obtener temperaturas abajo de 0 °C. En general estos sistemas se utilizan para la conservación de productos perecederos como alimentos y medicinas, y para la producción de hielo. Una desventaja del amoníaco es que es tóxico y que ataca metales como el hierro galvanizado y cobre, de manera que el equipo que esté en contacto con él debe ser de hierro al carbón o algún otro material resistente al amoníaco. El equipo también debe estar construido para soportar las grandes presiones que se generan con los vapores del amoníaco (hasta de 15 kg/cm²).

1.4.4.3 SISTEMA BROMURO DE LITIO-AGUA ($\text{BRLI-H}_2\text{O}$).

Esta mezcla se utiliza mucho en los sistemas de aire acondicionado y por lo tanto su principal uso es en el acondicionamiento calorífico de viviendas y edificios. Las temperaturas que se pueden obtener en el evaporador no pueden estar abajo de los 4° C debido a que en este caso el fluido refrigerante es el agua y el absorbente el bromuro de litio. El punto de ebullición normal del agua es de 100 °C y su calor de vaporización de 540 cal/g. Las temperaturas requeridas en el generador para separar el agua de la solución concentrada son de alrededor de los 100 °C, por lo que el uso de colectores planos se da sin ningún problema.

1.4.4.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR INTERMITENTE.

Consta de dos recipiente interconectados entre sí por medio de una válvula, donde cada uno de ellos juega una doble función. El primero como **generador-absorbedor** y el segundo como **condensador-evaporador**. El funcionamiento lo podemos dividir en dos etapas: la etapa de generación y la de enfriamiento.

En la etapa de generación, el recipiente que en este caso sirve como **generador**, inicialmente contiene una solución acuosa concentrada de amoníaco. Esta es calentada con energía solar de manera que se genera o produce vapor de amoníaco que después de pasar por la válvula se condensa en el otro recipiente que en esta etapa sirve como **condensador**. Aquí hay que retirar el calor de condensación del amoníaco (327 cal/g) enfriando por medio de aire o agua para lograr tenerlo en estado líquido y a una alta presión.

Esta etapa se lleva a cabo mientras el flujo de energía solar es suficiente para seguir generando vapor de amoníaco. Hay que tener en cuenta que a medida que pasan las horas

de sol la solución inicialmente concentrada se torna una solución débil y por lo mismo es más difícil seguir generando amoniaco.

Una vez terminada la etapa de generación se cierra la válvula intermedia y se deja enfriar el primer recipiente que ahora contiene una solución débil de amoniaco y una baja presión. En el condensador queda almacenado amoniaco líquido a alta presión listo para usarse en la etapa de enfriamiento.

En esta etapa se vuelve a abrir la válvula intermedia. Al comunicar de nuevo los dos recipientes, la presión del sistema completo baja lo suficiente para que el amoniaco no pueda existir en estado líquido y por lo tanto forzosamente tiene que pasar al estado gaseoso. Esto se hace en el segundo recipiente que ahora sirve como **evaporador**. El amoniaco absorbe calor de los alrededores para pasar de líquido a vapor y por lo tanto es aquí donde se tiene el efecto de refrigeración.

El vapor de amoniaco pasa al primer recipiente y se absorbe en la solución diluida de amoniaco. Este recipiente ahora tiene la función de **absorbedor**. Aquí hay que retirar el calor que se genera por la absorción para evitar que se incremente la temperatura y se dificulte la absorción que afectaría el funcionamiento del sistema completo. Con esto se completan las dos etapas del ciclo intermitente de refrigeración, y el sistema queda listo para iniciar un nuevo ciclo cuando vuelva a haber flujo de energía radiante.

Desde luego, un sistema real no es tan sencillo como lo anterior, hay que tener cuidado especial sobre todo en el diseño del colector de energía solar que contendrá la solución de amoniaco a evaporar y en las interconexiones entre el **colector(generator)-absorbedor** y el **condensador-evaporador**.

1.4.5. APLICACIONES FOTOVOLTAICAS.

Las principales aplicaciones de la energía solar son de tipo térmico, donde la energía luminosa, mediante diversos mecanismos se aprovecha en forma de calor. Sin embargo, existe una aplicación no fototérmica de mucha importancia que consiste en la producción de electricidad a partir de la radiación solar mediante celdas solares y paneles fotovoltaicos.

Recientemente, el hombre ha aprendido a obtener electricidad a partir de la energía solar mediante procesos fototérmicos y fotovoltaicos. Los primeros operan bajo principios semejantes a los de las centrales térmicas convencionales. Los denominados fotovoltaicos, presentan una importante simplificación respecto a los procesos energéticos convencionales, debido a que transforman una energía primaria, la solar, en electricidad de un modo **directo**, es decir, sin transformaciones intermedias en otras formas de energía. De lo anterior, podemos entonces decir que las **células solares** o **celdas fotovoltaicas** son dispositivos capaces de transformar la radiación solar en electricidad, de un modo directo. Estos dispositivos son estáticos y en absoluto semejantes a las generadores convencionales.

Desde un punto de vista histórico, el motivo de la construcción de las celdas fotovoltaicas fueron los satélites artificiales. La idea era construir un generador eléctrico para alimentar los equipos de toma de datos que llevaban a bordo, que presentara ventajas con respecto a otros generadores como los termoelectrónicos y las pilas de combustible. De hecho, las ventajas encontradas en este tipo de generadores fueron: peso reducido, larga vida, ocupación de espacio mínima y nivel de insolación elevado y continuo por estar fuera de

la atmósfera terrestre, aunque sus costos eran muy elevados. Para aplicaciones terrestres, el factor económico era muy importante si se deseaba tener una aplicación más generalizada y por lo tanto, desde esos años (1972-73), se inició una tremenda carrera cuya meta era la simplificación y el descubrimiento de nuevas tecnologías, procesos, e investigación de nuevos materiales, que condujeran a un abaratamiento de las células solares y demás componentes del generador fotovoltaico. Dichos esfuerzos han rendido ya sus frutos y encontramos que en la actualidad los precios han bajado drásticamente y existen muchas más aplicaciones de las células solares, las cuales mencionaremos brevemente a continuación:

- a) Electrificación rural y de viviendas aisladas. Existen muchas zonas rurales y viviendas aisladas donde llevar energía eléctrica por medio de la red general sería demasiado costoso y por lo tanto no cuentan con este servicio. En este caso, la instalación de un generador fotovoltaico es ampliamente rentable.
- b) Comunicaciones. Los generadores fotovoltaicos son una excelente solución cuando hay necesidad de transmitir cualquier tipo de señal o información desde un lugar aislado, por ejemplo, reemisores de señales de TV, plataformas de telemetría, radio enlaces, estaciones meteorológicas.
- c) Ayudas a la navegación. Aquí la aplicación puede ser relativa a la navegación misma o a sus señalizaciones, como alimentar eléctricamente faros, boyas, balizas, plataformas y embarcaciones.
- d) Transporte terrestre. Iluminación de cruces de carretera peligrosos y túneles largos. Alimentación de radioteléfonos de emergencia o puestos de socorro lejos de líneas eléctricas. Señalizaciones de pasos a desnivel o cambio de vías en los ferrocarriles.
- e) Agricultura y ganadería. Se está teniendo una atención muy espacial en estos sectores. Mediante generadores fotovoltaicos podemos obtener la energía eléctrica necesaria para granjas que conviene que estén aisladas de las zonas urbanas por motivos de higiene. Sin embargo, la aplicación más importante y de futuro es el bombeo de agua para riego y alimentación de ganado que normalmente se encuentra en zonas no pobladas. Otras aplicaciones pueden ser la vigilancia forestal para prevención de incendios.
- f) Aplicaciones en la industria. Una de las principales aplicaciones en este campo es la obtención de metales como cobre, aluminio y plata, por electrólisis y la fabricación de acumuladores electroquímicos.
- g) Difusión de la cultura. Televisión escolar para zonas aisladas. Difusión de información mediante medios audiovisuales alimentados eléctricamente mediante generadores fotovoltaicos.

Vale la pena mencionar que en la actualidad también se está trabajando con generadores mixtos o híbridos, esto es, adaptar el generador fotovoltaico con otros generadores ya existentes como los eólicos o los generadores diesel. También podemos mencionar que actualmente se han construido algunas centrales fotovoltaicas que proporcionan una potencia considerable y que en un momento dado pueden llegar a ser rentables en ciertos casos, comparadas con las centrales tradicionales como las termoeléctricas o hidráulicas.

Capítulo II .- Motivación.

En el capítulo anterior se mencionó que los colectores planos son los más usados para la calefacción de agua, debido a que son más fáciles de construir y operar. Sin embargo, los colectores concentradores tienen una mayor eficiencia y pueden lograrse temperaturas más altas. Debido a que el principal interés es diseñar un colector solar más eficiente que el colector plano, se propuso un modelo que reuniera características deseables de ambos, como la cubierta del colector plano que produce el efecto invernadero y la capacidad de concentrar la radiación del colector concentrador.

El sistema elegido consiste en una serie de parábolas dentro de un cajón, cada parábola tiene un tubo como receptor y están cubiertas por un vidrio, el cajón y las parábolas están aislados. Para hacer el análisis de este colector se tomará una sola parábola con su cubierta y aislante, a la que llamaremos celda (ver Fig. 2.1)

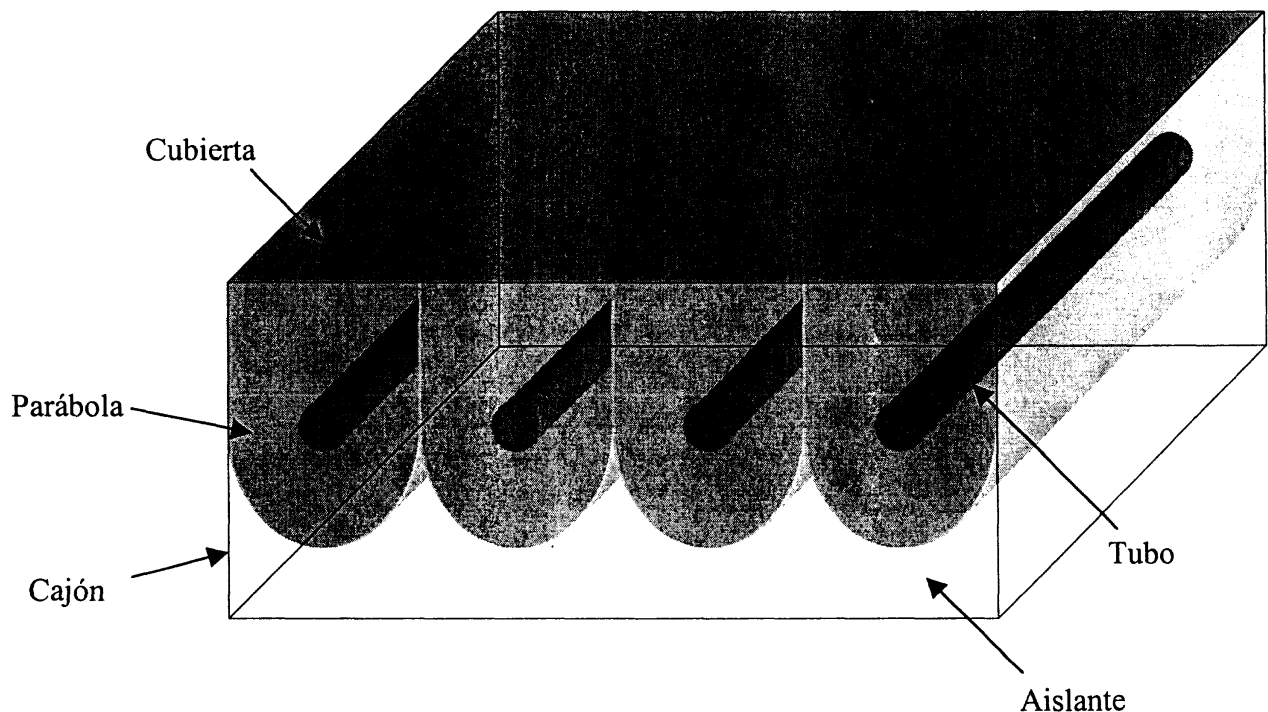


Figura 2.1. - Colector concentrador propuesto

Capítulo III .- Ecuaciones del Modelo

3.1 Estimación de la Radiación Solar Absorbida por el Colector

3.1.1. CALCULO DE LA IRRADIANCIA DIRECTA SOBRE UNA SUPERFICIE.

Consideremos por ahora el cálculo de la radiación directa sobre una superficie. El flujo de energía sobre una superficie determinada depende no sólo de la irradiancia que exista, sino también de la orientación que tenga la superficie en cuestión respecto de la dirección de propagación de la radiación. La irradiancia será máxima sobre un plano que esté en posición normal a la dirección de propagación de la radiación (es decir, que le dé "de frente" o "de cara"). En cambio, será mínima si el plano es paralelo a la radiación (es decir "de canto"). La intensidad de radiación sobre la superficie dependerá pues, del ángulo que forme la normal de la superficie, respecto de la dirección de propagación de la radiación. Este ángulo se conoce con el nombre de **ángulo de incidencia**. Entonces, la irradiancia incidente sobre la superficie será:

$$G_T = G_n \cos \theta \quad 3.1$$

en donde G_T se refiere a la irradiancia sobre un plano con cualquier inclinación (de "tilted") y G_n se refiere a la irradiancia medida sobre un plano normal a la dirección de propagación de la radiación.

Si se conoce la irradiancia normal -por ejemplo, la constante solar G_{sc} es una irradiancia normal- y se conoce el ángulo , mediante la ecuación anterior se puede calcular la irradiancia sobre un plano con cualquier inclinación. Como el Sol describe un movimiento aparente a lo largo del día (de oriente a poniente), y otro a lo largo del año (de sur a norte y viceversa), el valor del ángulo varía con la fecha y la hora, además de hacerlo con la orientación del plano, su inclinación respecto de la horizontal y la latitud geográfica del lugar donde se encuentre el plano en cuestión. Emplearemos la siguiente nomenclatura:

N Simboliza la latitud geográfica, esto es, la posición angular del lugar en donde se encuentre el plano en cuestión, respecto del ecuador terrestre, positivo en el hemisferio norte. -90° 90° .

* Declinación solar, i.e., la posición angular del Sol al mediodía solar, respecto del plano del ecuador, positivo hacia el norte. La declinación solar es cero el día que comienza la primavera y el día que comienza el otoño (equinoccios). En estos días, el Sol se encuentra en el ecuador celeste, que es la extrapolación del ecuador terrestre en la bóveda celeste. La declinación es máxima en el solsticio de verano ($23^\circ 27'$) y mínima en el solsticio de invierno ($-23^\circ 27'$). La declinación solar puede calcularse aproximadamente mediante la ecuación:

$$\delta = 23.45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad 3.2$$

- s Pendiente del plano sobre el cual incide la radiación, esto es, su inclinación respecto de la horizontal. En el intervalo 0 a 90°, la superficie "ve" hacia arriba, mientras que en el intervalo 90° a 180°, la superficie "ve" hacia abajo. Una azotea horizontal tendría s = 0, mientras que para una pared vertical, s = 90°.
- (Acimut de la superficie, i.e., el ángulo que forma la normal a la superficie, respecto del meridiano local. (= 0 corresponde al sur. Hacia el este se consideran valores negativos y hacia el oeste positivos. Por ejemplo, una ventana que "ve" al poniente, tiene (= 90°, mientras que una hacia el norte, tiene (= 180°.
- ω Angulo horario, esto es, el desplazamiento angular del Sol, al este o al oeste del meridiano local, debido a la rotación de la Tierra a la velocidad angular de 15° por hora (360° en 24 horas). Negativo por la mañana y positivo por la tarde. Por ejemplo, si el mediodía solar es a las 12 hrs., a las 10 hrs. corresponde ω = -30°, mientras que a las 16 hrs. corresponde ω = 60°. El mediodía solar es, por definición, ω = 0. Simbólicamente se puede representar como

$$\omega = \pm \frac{1}{4} (\text{minutos de diferencia con respecto al medio día solar}) \quad 3.3$$

La siguiente ecuación relaciona el ángulo con los ángulos anteriores y, aunque larga es impresionante, su aplicación es bastante simple, como se verá posteriormente:

$$\begin{aligned} \cos \Theta = & \sin \delta \sin \phi \cos s - \sin \delta \cos \phi \sin s \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos s \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin s \cos \gamma \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin s \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad 3.4$$

En la mayoría de las aplicaciones de esta ecuación, la única variable a lo largo del día es el ángulo horario T. Todo lo demás suele ser constante en una fecha y lugar determinados. Debido a esto, la ecuación tiene un gran número de constantes que, al aplicarla, simplifican mucho la expresión.

Para una **superficie horizontal**, s = 0, lo cual implica que sin s = 0 mientras que cos s = 1. En estas condiciones, desaparecen el segundo, cuarto y quinto términos de la ecuación anterior, con lo que se obtiene:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad 3.5$$

En donde θ_z representa el ángulo de la posición del Sol respecto de la vertical (que es la normal al plano en cuestión), que se conoce con el nombre de **ángulo cenital**. Como y son constantes en

una fecha y lugar determinados, la ecuación anterior puede expresarse en la forma más simplificada:

$$\cos \theta_z = A' + B' \cos \omega \quad 3.6$$

Donde $A' = \sin \phi \sin \delta$ $B' = \cos \phi \cos \delta$. Esta ecuación tiene varias aplicaciones. Puede usarse para calcular la irradiancia en función del tiempo, a lo largo de un día, sobre un plano horizontal: un terreno, un estado, un país, etc. También puede usarse para calcular la hora de salida y puesta del Sol, haciendo la siguiente consideración.

Al salir el Sol, lo mismo que al ponerse, su ángulo cenital es de 90° , esto es, se encuentra a 90° de la vertical, no importa por dónde salga o se ponga; no importa si es invierno o verano. En esas condiciones, $\cos \theta_z = 0$. Por tanto, la ecuación anterior queda en la forma:

$$A + B \cos \omega_s = 0 \quad 3.7$$

que es una ecuación con una sola incógnita, donde ω_s es el ángulo horario a la salida y puesta del Sol (la ecuación tiene dos soluciones, iguales en valor absoluto, pero con diferente signo). Despejando T_s ,

$$\omega_s = \cos^{-1} \left(-\frac{A}{B} \right) = \cos^{-1} (-\tan \phi \tan \delta) \quad 3.8$$

Estas ecuaciones son válidas sólo en forma aproximada. No representan el método astronómico para calcular la salida y puesta del Sol. Además, el resultado se obtiene en términos del ángulo horario, y referido al mediodía solar. Para convertir esto a hora civil, es necesario hacer algunas correcciones que indicaremos posteriormente.

Otros casos útiles para el cálculo del $\cos \theta_z$ se obtienen cuando se considera que el plano sobre el cual incide la radiación puede moverse. Tal es el caso de los colectores concentradores, que deben "seguir" el movimiento del Sol. Algunos casos útiles son los siguientes:

Para un plano que gira alrededor de un eje horizontal en la dirección este-oeste con ajuste continuo para minimizar el ángulo de incidencia,

$$\cos \theta = \left(1 - \cos^2 \delta \sin^2 \omega \right)^{1/2} \quad 3.9$$

Para un plano que gira alrededor de un eje norte-sur paralelo al eje de la Tierra, i.e., con una inclinación respecto de la horizontal igual a la latitud geográfica, y con ajuste continuo para minimizar el ángulo de incidencia,

$$\cos \theta = \cos \delta \quad 3.10$$

Por último, para un plano que se orienta todo el tiempo hacia la dirección del Sol es obvio que:

$$\cos \theta = 1 \quad 3.11$$

3.1.2 CONVERSIÓN DE HORA CIVIL A HORA SOLAR.

En la mayoría de los cálculos solares se requiere la hora solar, mientras que los relojes indican la hora civil. La **hora solar** es la que indica un reloj de Sol, i.e., el mediodía (12:00 hrs.) corresponde exactamente al paso del Sol por el meridiano. Como en la práctica esto haría que lugares relativamente cercanos tuvieran horas distintas, se han establecido los husos horarios. Esto evita, por ejemplo, que Mérida, México D.F., Querétaro, Morelia y Guadalajara tengan horas distintas, por estar cada una de ellas más al poniente que la anterior. Como en cada una de estas ciudades la hora solar es diferente, pero la hora civil es la misma, existe una diferencia entre ellas, dada por la ecuación:

$$hora\ solar = hora\ civil + 4(L_{st} - L_{loc}) \quad 3.12$$

Donde L_{st} corresponde a la longitud geográfica del meridiano de referencia, mientras que L_{loc} es la longitud geográfica del meridiano local.

Otra corrección necesaria está dada por el hecho de que el Sol se adelanta y se atrasa respecto de la hora solar media, debido a dos efectos astronómicamente bien conocidos y estudiados: la excentricidad de la órbita terrestre y la inclinación del eje polar de la Tierra respecto de la órbita. Esto da lugar a otra corrección que se conoce como la **ecuación del tiempo**, que está dada por la expresión:

$$E = 9.87 \sin 2B - 7.53 \cos B - 1.5 \sin B \quad 3.13$$

donde

$$B = \frac{360(n - 81)}{364} \quad 3.14$$

y n es el número de día del año. Entonces, la ecuación para convertir de hora civil a hora solar queda:

$$hora\ solar = hora\ civil + 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad 3.15$$

La ecuación del tiempo se traduce físicamente, por ejemplo, en que el mediodía solar varía de una fecha a otra, efecto que se suma a la variación debida al meridiano de referencia. Por otro lado, la combinación de la ecuación del tiempo, junto con el de la declinación del Sol a lo largo del año (efectos separados, que no coinciden) y otros factores que no expondremos, se traducen en una variación en las horas de salida y puesta del Sol, todavía mayor que lo anterior.

3.1.3 CÁLCULO DE LA RADIACIÓN DIRECTA SOBRE UNA SUPERFICIE HORIZONTAL.

Un caso particularmente interesante, para el cálculo de la radiación directa (irradiancia e irradiación), es el que se refiere a una superficie horizontal. Tenemos que la irradiancia directa, sobre un plano horizontal es:

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \cos \theta_z \quad 3.16$$

donde G_{sc} es la constante solar, n es el número de día del año y θ_z es el ángulo cenital. Combinando esta expresión con la del coseno del ángulo cenital, se obtiene la ecuación para la irradiancia directa sobre un plano horizontal, en cualquier fecha $(n,*)$, cualquier lugar (N) y cualquier hora (T) :

$$G_o = G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] (\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega) \quad 3.17$$

Integrando esta ecuación, desde la salida hasta la puesta del Sol, se obtiene la irradiación a lo largo de un día, H_o . Sólo es necesario calcular previamente el ángulo horario a la puesta del Sol, T_s , como se indicó anteriormente

$$H_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right] \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{2\pi \omega_s}{360} \sin \phi \sin \delta \right) \quad 3.18$$

En esta ecuación, la irradiación H_o está dada en $J m^{-2}$. Por último, una expresión para calcular la irradiación incidente en un plano horizontal, I_o , desde un tiempo inicial hasta un tiempo final, con

ángulos horarios T_1 y T_2 , respectivamente, en $J\ m^{-2}$, es:

$$I_o = \frac{12 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right] \quad 3.19$$

$$x \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{2\pi(\omega_2 - \omega_1)}{360} \sin \phi \sin \delta \right]$$

3.1.4 ESTIMACIÓN DE LA RADIACIÓN EN UN DÍA DESPEJADO.

Hasta ahora sólo hemos calculado la radiación extraterrestre. La atmósfera ejerce un efecto de redistribución de la radiación que recibe del Sol. Por ejemplo, en un día muy despejado, una parte relativamente pequeña se convierte en radiación difusa, mientras que la mayor parte permanece como directa. La radiación difusa, en un día despejado, es la que proviene del cielo azul. En cambio, en un día nublado, la redistribución de la radiación es mucho más notable. Las nubes densas tienen un **albedo** (fracción de energía reflejada) muy alto, lo cual hace que, en un día densamente nublado, una gran parte de la radiación solar se refleje al espacio exterior. Además, la energía que logra pasar a través de las nubes, es únicamente radiación difusa.

Es muy difícil desarrollar modelos para predecir con precisión la presencia de nubes (posición, densidad, etc.) Existen modelos para predicción de "días promedio" en cierta fecha, pero no para fechas específicas. Por otro lado, desde el punto de vista del aprovechamiento de la energía solar, no es interesante

En cambio, existe una diversidad de modelos para estimar la radiación solar para días despejados. Básicamente, estos modelos aplican un factor de **transmitancia** a la radiación extraterrestre. Así, para la estimación en tiempos cortos de la radiación en un día despejado sobre la superficie de la tierra, el libro de fundamentos de la American Society of Heating, refrigerating and Air-Conditioning Engineer's (ASHRAE) recomienda la ecuación:

$$H_{bn} = A e^{-B / \sin \theta_z} \quad 3.20$$

donde:

H_{bn} = Radiación directa de incidencia normal (W/m^2 o $Btu/hr-ft^2$)

A = Radiación Solar Aparente a masa cero de aire (W/m^2 o $Btu/hr-ft^2$)

B = Coeficiente de extinción atmosférica

α = ángulo de altitud solar

Las constantes A y B mostradas en tabla 3.1 representan las condiciones sobre el promedio de días despejados para latitudes de 0 a 64° en los respectivos meses del año.

También existe una relación la radiación solar difusa para un cielo claro que incide sobre una superficie terrestre. Esta relación s expresa de la siguiente forma:

$$H_d = CH_{Bn}F_{ss} \tag{3.21}$$

donde:

- H_d = radiación difusa Btu/hr-ft² o W/m²
- H_{bn} = Radiación directa de incidencia normal (W/m² o Btu/hr-ft²)
- C = Factor de radiación difusa
- F_{ss} = Factor de ángulo entre la superficie y el cielo
 - = 0.5(1+cos s), donde s es el ángulo de inclinación de la superficie
 - = 0.5 para superficies verticales
 - = 1.0 para superficies horizontales

TABLA 3.1

Mes	A (Btu/hr-ft ²)	B (adimensional)	C (adimensional)
Enero	390	0.142	0.058
Febrero	385	0.144	0.060
Marzo	376	0.156	0.071
Abril	360	0.180	0.097
Mayo	350	0.196	0.121
Junio	345	0.205	0.134
Julio	344	0.207	0.136
Agosto	351	0.201	0.122
Septiembre	365	0.177	0.092
Octubre	378	0.160	0.073
Noviembre	387	0.149	0.063
Diciembre	391	0.142	0.057

Para convertir A de A (Btu/hr-ft²) a W/m² multiplicar por 3.1525

Fuente: ASHRAE, Handbook of Fundamentals, 1981

La radiación total sobre una superficie horizontal se obtiene sumando la radiación directa más la radiación difusa:

$$H = H_{bn}sin\theta_z + H_d \tag{3.22}$$

3.1.5 RADIACIÓN SOBRE SUPERFICIES INCLINADAS

La cantidad de radiación sobre una superficie terrestre para un lugar dado en un tiempo dado depende de la orientación e inclinación de la superficie. Para estimar la radiación incidente en una superficie inclinada se puede transformar la expresión para el cálculo de radiación incidente en una superficie plana. Para el caso de la radiación directa se tiene

$$\cos \theta_z = \frac{H_B}{H_{Bn}} \quad \text{y} \quad \cos \theta = \frac{H_{Bt}}{H_{Bn}} \quad 3.23$$

donde H_{Bt} = radiación sobre una superficie inclinada
combinando las ecuaciones anteriores:

$$R_B = \frac{H_{Bt}}{B} = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad 3.24$$

donde R_B es llamado factor de inclinación de radiación directa

Si la radiación difusa es uniformemente distribuida sobre bóveda celeste, la cantidad de radiación que incide sobre una superficie depende de cómo este orientada la superficie con respecto al cielo. La radiación difusa que incide sobre una superficie inclinada esta dada por: $H_d (1 + \cos s) / 2$.

Una superficie inclinada también recibe radiación solar reflejada por el suelo y los alrededores. Si el suelo y otras superficies vistas por la superficie inclinada tienen una reflectividad ρ_g , tanto para radiación directa y difusa, la cantidad de radiación difusa, la cantidad de radiación total reflejada por el suelo es igual a la fracción $\rho_g (1 - \cos s)/2$ de la radiación total ($H_B + H_d$) sobre la superficie horizontal.

Combinando los elementos de radiación directa, difusa y reflejada, obtenemos la expresión para la radiación incidente total sobre una superficie inclinada.

$$H_t = H_B R_B + H_d \left(\frac{1 + \cos s}{2} \right) + (H_B + H_d) \rho_g \left(\frac{1 - \cos s}{2} \right) \quad 3.25$$

Considerando que la radiación total sobre una superficie horizontal, H es la suma de la radiación horizontal difusa la y la radiación difusa, la ecuación anterior puede describirse como:

$$R = \frac{H_t}{H} = \frac{H_B}{H} R_B + \frac{H_d}{H} \left(\frac{1 + \cos s}{2} \right) + \rho_g \left(\frac{1 - \cos s}{2} \right) \quad 3.26$$

donde R es el factor de inclinación de radiación total y ρ_g , para fines de diseño se considera igual a 0.2

3.1.6 RADIACIÓN ABSORBIDA POR EL COLECTOR

Cuando un haz de radiación choca contra la superficie de un plano transparente, parte de la radiación incidente es reflejada; el resto es absorbida por la superficie o refractada a través de la interfase con un ángulo θ_2 . El ángulo al cual es reflejada parte de la radiación es iguala al ángulo de incidencia θ_1 . Los ángulos θ_1 y θ_2 no son iguales cuando la densidad de la superficie plana es diferente a la del medio del cual provino la radiación. La refracción causa que parte de la radiación

sea transmitida hasta otra superficie perpendicular a la primera. Los ángulos de incidencia y refracción son relacionados por la Ley de Snell:

$$n = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\sin \theta_1}{\sin \theta_2} \quad 3.27$$

Donde n_1 y n son los índices de refracción y n es el rango de índice de refracción de la interfase. Cuando las ondas radiactivas atraviesan la superficie la superficie transparente, ésta se polariza. Este fenómeno hace necesario tratar la reflexión de la luz en una interfase aire-vidrio separadamente en dos componentes correspondientes a los componentes de la polarización resultantes perpendicular y paralela al plano de incidencia.

Los componentes perpendicular (p) y paralelo (=) de la reflectividad de la superficie son:

$$\rho'_p = \frac{\sin^2(\theta_1 - \theta_2)}{\sin^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad 3.28$$

$$\rho'_= = \frac{\tan^2(\theta_1 - \theta_2)}{\tan^2(\theta_1 + \theta_2)} \quad 3.29$$

y los componentes de transmitancia perpendicular (p) y paralelo (=) pueden definirse como:

$$\tau_p = \frac{1 - \rho'_p}{1 + \rho'_p} \quad 3.30$$

$$\tau_= = \frac{1 - \rho'_=}{1 + \rho'_=} \quad 3.31$$

con las expresiones anteriores podemos obtener una expresión para el cálculo de la transmitancia total

$$3.32 \quad \tau = 0.5(\tau_p + \tau_=)$$

Basándose en las ecuaciones anteriores se puede obtener una expresión para la radiación absorbida por la cubierta del colector en términos de la radiación incidente y de la transmitancia y la absorbitividad de la siguiente manera:

$$H_a = \alpha \tau H_i \quad 3.33$$

donde :

H_a = energía solar absorbida por la cubierta del colector

α = absorbitividad de la cubierta del colector

t = transmitancia de la cubierta absorbente

3.2. ANALISIS DEL COLECTOR PLANO

3.2.1 Pérdidas de Energía.

Cuando la superficie absorbadora del colector recibe una cierta cantidad de energía, la mayoría de esta energía puede ser transportada para convertirse en energía útil. Sin embargo, la pérdida de energía hacia los alrededores por varios modos de transferencia de calor es inevitable. A continuación se analizarán las pérdidas de energía que deben tomarse en cuenta para el diseño del colector.

Para simplificar el análisis se harán las siguientes suposiciones:

- 1.- La radiación solar en el colector es uniforme y estable.
- 2.- El colector opera en estado estable
- 3.- La placa absorbadora y las cubiertas transparentes están a temperaturas uniformes.
- 4.- La energía perdida a través de la cubierta transparente es unidimensional
- 5.- La energía perdida a través del aislante es unidimensional.
- 6.- La misma temperatura exterior prevalece alrededor de todo el colector.

La energía perdida por el colector puede ser descrita en forma simple de la siguiente forma:

$$Q_{\text{perdido}} = U_c A_c (T_p - T_a) \quad 3.34$$

donde:

Q_{perdido} = calor perdido hacia los alrededores

U_c = Coeficiente global de pérdida de calor basado en el área del colector

A_c = Área del Colector

T_p = Temperatura de la placa absorbadora

T_a = Temperatura ambiente.

La energía neta perdida puede representarse como la suma de la energía perdida por la parte superior del colector (Q_{top}), mas la energía perdida por la parte inferior del colector (Q_{bottom}), mas la energía perdida por el perímetro del colector (Q_{edge}), es decir:

$$Q_{\text{perdido}} = Q_{\text{top}} + Q_{\text{bottom}} + Q_{\text{edge}} \quad 3.35$$

Por lo tanto

$$U_c = U_{\text{top}} + U_{\text{bottom}} + U_{\text{edge}} \quad 3.36$$

donde:

U_{top} = Coeficiente de pérdida de calor en la parte superior del colector

U_{bottom} = Coeficiente de pérdida de calor en la parte inferior del colector

U_{edge} = Coeficiente de pérdida de calor en el perímetro del colector

Despreciando las pérdidas convectivas de la parte inferior del colector al ambiente tenemos:

$$U_{\text{bottom}} = \frac{I_{\text{ins}}}{A_c} \quad 3.37$$

donde:

I_{ins} = Grosor del aislante

k_{ins} = Conductividad térmica del aislante

$$U_{\text{edge}} = \frac{U'_{\text{edge}} A_p}{A_c} \quad 3.38$$

donde

A_p = Area externa del perímetro del colector

U'_{edge} = Coeficiente global de pérdidas de calor del perímetro del colector basado en un area A_p , (para propósitos de diseño $U_{\text{edge}} = 0.5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$)

La evaluación de U_{top} puede hacerse con la siguiente ecuación empírica¹:

$$U_{\text{top}} = \left[\frac{N}{\frac{A}{T_p} \left(\frac{T_p - T_a}{N+B} \right)^{0.33}} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_a) (T_p^2 + T_a^2)}{\left[\epsilon_p + 0.05N(1 - \epsilon_p) \right]^{-1} + \left(\frac{2N+B-1}{\epsilon_g} \right) - N} \quad 3.39$$

donde:

$A = 250[1 - 0.0044(s-90)]$

$B = (1 - 0.04h_w + 0.0005h_w^2)(1 + 0.091N)$

N = Número de cubiertas de vidrio

T_p = Temperatura principal de la placa absorbadora en K

T_a = temperatura ambiente en K

ϵ_p = Emisividad de la placa absorbadora

ϵ_g = Emisividad del vidrio

s = Angulo de inclinación del colector

σ = Constante de Stefan_Boltzmann, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

h_w = Coeficiente convectivo de transferencia de calor del aire

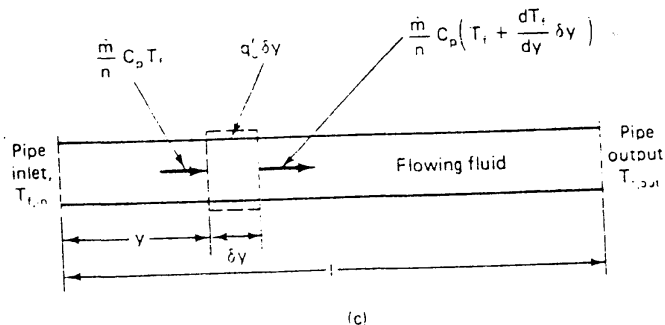
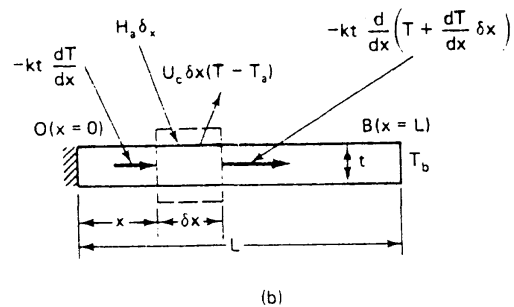
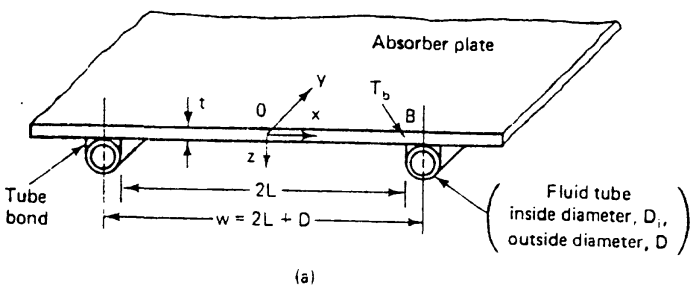
3.2.2 Análisis térmico del Colector

Cuando la radiación solar incide sobre la placa absorbadora, la energía absorbida es conducida transversalmente a través de los tubos de fluido. Como el grosor de la placa es pequeño, la temperatura en la dirección z puede considerarse uniforme, por lo tanto la

¹ V.K Agarwal and D.C Larsori "Calculation of the Top Loss Coefficient of a Flat-Plate Collector", Solar Energy Vol.27 p 69 (1981)

conducción de la energía a través de la placa es bidimensional. Sin embargo, la conducción en la dirección x es la que por lo general predomina en los fenómenos de transporte. Por lo tanto se derivará la distribución de temperatura entre dos tubos despreciando la conducción de calor en la dirección Y .

A una Y dada, la temperatura máxima de la placa ocurre en el punto medio entre los tubos. La temperatura de la placa y de la unión con el tubo pueden ser consideradas constantes (denotada como T_b) en la posición Y dada. De acuerdo con lo anterior, la placa es análoga a dos aletas unidas a ambos lados del tubo. Considerando una longitud infinitesimal δx de la aleta, la energía solar absorbida por el pequeño elemento es $H_a \delta x$ y las pérdidas de calor $U_c \delta x (T - T_a)$, entonces T es la temperatura local de la placa, T_a es la temperatura ambiente y U_c el coeficiente global de pérdidas de calor. La conducción de calor dentro y fuera del elemento son dadas en la figura 5.1b, donde k es la conductividad térmica del material absorbente.



En condiciones de estado estable, el balance de energía se define:

$$H_a \delta x = U_c \delta x (T - T_a) + \left(-kt \frac{dT}{dx} \right) - \left[-kt \frac{d}{dx} \left(T + \frac{dT}{dx} \delta x \right) \right] = 0 \quad 3.40$$

o

$$H_a - U_c (T - T_a) + kt \frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \quad 3.41$$

de lo cual resulta una ecuación diferencial de segundo orden

$$kt \frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_c}{kt} (T - T_a - \frac{H_a}{U_c}) \quad 3.42$$

Las condiciones en la frontera son:

$$\frac{dT}{dx} = 0 \text{ a } x = 0 \quad \text{y} \quad T = T_b \text{ a } x = L \quad 3.43$$

En función de variables adimensionales:

$m^2 = U/kt$ y $\Psi = T_b - T_a - H_a/U_c$ la ecuación 3.42 se reduce a

$$\frac{d^2 \Psi}{dx^2} - m^2 \Psi = 0 \quad 3.44$$

con las condiciones iniciales:

$$\frac{d\Psi}{dx} = 0 \text{ a } x = 0 \quad \text{y} \quad \Psi = T_b - T_a - \frac{H_a}{U_c} \text{ a } x = L \quad 3.45$$

La ecuación 3.44 es una ecuación diferencial lineal homogénea de segundo orden, cuya solución general es:

$$\Psi = C_1' e^{mx} + C_2' e^{-mx} = C_1 \sinh mx + C_2 \cosh mx \quad 3.46$$

Sustituyendo la primera condición inicial:

$$\left. \frac{d\Psi}{dx} \right|_{x=0} = C_1 m \cosh mx + C_2 m \sinh mx \Big|_{x=0} = C_1 m = 0 \quad \Rightarrow C_1 = 0 \quad 3.47$$

Sustituyendo la segunda condición inicial:

$$\Psi = T_b - T_a - H_a/U_c = C_2 \cosh mL \Rightarrow C_2 = \frac{T_b - T_a - H_a/U_c}{\cosh mL} \quad 3.48$$

Con C_1 y C_2 conocidas llegamos a:

$$\frac{T - T_a - H_a/U_c}{T_b - T_a - H_a/U_c} = \frac{\cosh mx}{\cosh mL} \quad 3.49$$

Esta es la distribución de temperatura en la dirección x a cualquier Y dada.

La velocidad de transferencia de calor a la región del tubo por unidad de superficie en la dirección Y puede ser encontrada evaluando el flujo convectivo en la aleta de acuerdo a la relación:

$$q_{in} = -kt \frac{dT}{dx} \Big|_{x=L} = -ktm \left(\frac{T_b - T_a - H_a/U_c}{\cosh mL} \right) \sinh mx \Big|_{x=L} \quad 3.50 a$$

$$= \frac{1}{m} [H_a - U_c(T_b - T_a)] \tanh mL \quad 3.50 b$$

Como el tubo está conectado a las aletas en ambos lados, la energía total recibida en la región del tubo es entonces:

$$q_{in} = 2L [H_a - U_c(T_b - T_a)] \left(\frac{\tanh mL}{mL} \right) \quad 3.51$$

$$= 2LF [H_a - U_c(T_b - T_a)]$$

donde

$$F = \frac{\tanh mL}{mL} = \frac{1}{mL} \left(\frac{e^{mL} - e^{-mL}}{e^{mL} + e^{-mL}} \right) \quad 3.52$$

lo cual es llamado eficiencia de la aleta

Junto con el calor transferido a través de la aleta, la energía es también colectada en la región superior del tubo. Esta energía colectada por unidad de longitud en dirección del flujo es dada por:

$$q_{tubo} = D [H_a - U_c(T_b - T_a)] \quad 3.53$$

Donde D es el diámetro exterior del tubo.

La energía útil ganada por unidad de longitud en dirección del flujo es dada por:

$$q'_u = q_{in} + q_{tubo} = (2LF + D) [H_a - U_c(T_b - T_a)] \quad 3.54$$

La energía útil ganada puede ser transferida al fluido del trabajo en el tubo. En términos de las resistencias térmicas, q'_u la energía útil puede ser expresada como:

$$q'_u = \frac{T_b - T_f}{\left(\frac{1}{C_b} \right) + \left(\frac{1}{h_{ci} \pi D_i} \right)} \quad 3.55$$

donde

T_f = Temperatura del fluido en el tubo en la posición donde la temperatura de la placa es T_b

- h_{ci} = el coeficiente convectivo de transferencia de calor para la superficie interna del tubo
- D_i = Diámetro Interior del tubo
- C_B = Conductancia de la unión o soldadura (Una conductancia mayor a 35W/m·K es adecuada)

Es conveniente conocer los parámetros físicos del fluido y la temperatura ambiente para expresar la energía útil ganada, con el objeto de eliminar la temperatura desconocida T_b . se debe despejar de la ecuación 3.55 y sustituirla en la ecuación 3.54.

El resultado final es:

$$q'u = wF' [H_a - U_c(T_f - T_a)] \quad 3.56$$

donde

$$F' = \frac{1/U_c}{w \left[\frac{1}{U_c(2LF+D)} + \frac{1}{C_B} + \frac{1}{h_{ci}\pi D_i} \right]} \quad 3.57$$

F' es llamado Factor de eficiencia del colector. Físicamente es la resistencia térmica entre la placa absorbidora y el ambiente.

La ecuación 3.56 representa la energía útil obtenida por unidad de longitud del fluido de trabajo. Como la energía útil es transferida dentro del tubo, la temperatura del fluido incrementa en dirección del flujo

$$q'u\delta y + \frac{\dot{m}}{n} = C_p T_f - \frac{\dot{m}}{n} C_p \left(T_f + \frac{dT_f}{dy} \delta y \right) = 0 \quad 3.58$$

donde m es la masa total que fluye a través de los n tubos por unidad de tiempo, C_p es el calor específico del fluido de trabajo, y T_p es la temperatura local del fluido. Sustituyendo la ecuación 3.56 en la ecuación 3.58 obtenemos la siguiente ecuación diferencial:

$$mC_p \frac{dT_f}{dy} - nwF' [H_a - U_c(T_f - T_a)] = 0 \quad 3.59$$

Separando variables:

$$\frac{dT_f}{T_f - T_a - H_a/U_c} = - \frac{nwF'U_c}{mC_p} dy \quad 3.60$$

Assumiendo F' , C_p y U_c constantes e integrando tenemos:

$$\ln \left(\frac{T_{fout} - T_a - H_a/U_c}{T_{fin} - T_a - H_a/U_c} \right) = \frac{nwlF'U_c}{\dot{m}C_p} \quad 3.61$$

donde nwl es el área del colector . Entonces tenemos

$$\frac{T_{fout} - T_a - H_a/U_c}{T_{fin} - T_a - H_a/U_c} = \exp \left(\frac{A_c F' U_c}{\dot{m} C_p} \right) \quad 3.62$$

donde

T_{fout} = Temperatura de Salida del Colector

T_{fin} = Temperatura de Entrada al Colector

Es deseable expresar la energía total útil del colector en términos de la temperatura de entrada al colector, la cual es usualmente conocida. Para ello, se debe definir un factor conocido como factor de remoción de calor (heat-removal factor) F_R . Si la cantidad de calor transferida al fluido de trabajo de la placa absorbadora es igual al calor absorbido y toda la placa está operando a la misma temperatura de la entrada del fluido. Se expresa simbólicamente como:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p(T_{fout} - T_{in})}{A_c \left[H_a - U_c(T_{fin} - T_a) \right]} \quad 3.63$$

Rearreglando términos

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_c} \left[\frac{\left(T_{fout} - T_a - \frac{H_a}{U_c} \right) \left(T_{fint} - T_a - \frac{H_a}{U_c} \right)}{\left(\frac{H_a}{U_c} \right) - (T_{fin} - T_a)} \right] \quad 3.64$$

Introduciendo la ecuación 3.62 a la ecuación anterior tenemos:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_c} \left[1 - \exp \left(\frac{A_c U_c F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad 3.65$$

Observando que el termino: $\dot{m}C_p(T_{fout} - T_{in})$ representa el flujo total de calor útil, se puede utilizar la siguiente ecuación

Observando que el término: $\dot{m}C_p(T_{f\text{out}} - T_{in})$ representa el flujo total de calor útil, se puede utilizar la siguiente ecuación

$$Q_u = A_c F_r [H_a - U_c(T_{fin} - T_a)] \quad 3.66$$

Esta ecuación es llamada ecuación de Hottel-Whillier-Bliss para colectores solares.

La energía útil puede definirse en términos de la temperatura principal de la placa de la siguiente forma:

$$Q_u = A_c [H_a - U_c(T_p - T_a)] \quad 3.67$$

Combinando las dos ecuaciones anteriores se obtiene:

$$T_p = \frac{1}{U_c} [H_a - F_r (H_a - U_c(T_{fin} - T_a))] + T_a \quad 3.68$$

En estado estable, la energía útil puede ser calculada por:

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_{in} - T_{out}) \quad 3.69$$

Donde:

C_p = Calor específico del fluido

T_{in} = temperatura de entrada del fluido

T_{out} = temperatura de salida del fluido

3.2.3 Eficiencia del Colector

El diseño de un colector solar puede ser medido en términos de su eficiencia. La eficiencia instantánea puede expresarse simplemente como la cantidad de calor útil entre la radiación incidente en un intervalo específico de tiempo. Es decir:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{A_c H_t} \quad 3.70$$

3.3 ANALISIS DEL COLECTOR CONCENTRADOR

3.3.1 Pérdidas de Energía

La ecuación de Hottel-Whiller_Bliss mencionada anteriormente para el cálculo de la tasa de energía útil ganada también puede ser usada para colectores concentradores tomando la forma:

$$Q_u = A_a F_r \left[H_a - \frac{A_r}{A_a} U_c (T_{in} - T_a) \right] \quad 3.71$$

Donde:

Q_u = Energía útil ganada

A_a = Área de apertura

A_r = Área del receptor

F_r = Factor de Remoción de Calor

H_a = Radiación absorbida por unidad de área de apertura

U_c = Coeficiente Global de pérdidas de calor del colector del receptor al ambiente

T_{in} = Temperatura de entrada del fluido

T_a = Temperatura Ambiente

La determinación del coeficiente global de pérdida de calor es de gran importancia en el diseño de colectores solares. Los cálculos deben incluir las pérdidas por radiación, convección y conducción para una configuración dada del colector. Para la configuración seleccionada deben tomarse en cuenta las pérdidas de energía por convección y radiación entre la cubierta y el ambiente y entre el receptor y la cubierta, englobándolas en el coeficiente global de pérdidas de calor como:

$$U_c = \left| \frac{A_r}{A_c (h_{c,c-a} + h_{r,c-a})} + \frac{1}{h_{r,r-c} + h_{c,r-c}} \right| \quad 3.72$$

Donde:

$h_{c,c-a}$ = Coeficiente convectivo de transferencia de calor de la cubierta al ambiente.

$h_{r,c-a}$ = Coeficiente de transferencia de calor por radiación de la cubierta al ambiente.

$h_{c,r-c}$ = Coeficiente convectivo de transferencia de calor del receptor a la cubierta.

$h_{r,r-c}$ = Coeficiente de transferencia de calor por radiación del receptor a la cubierta.

La determinación de los coeficientes de transferencia de calor se describe a continuación para la configuración de importancia.

- **Coeficiente convectivo de transferencia de calor de la cubierta al ambiente.**

En este caso es adecuada la ecuación de Nusselt para convección forzada de aire sobre una superficie plana dada por la siguiente ecuación ¹:

$$Nu = 0.86 Re^{0.5} Pr^{0.33}$$

3.73

donde

Nu= Número de Nusselt

Pr= Número de Prandtl

Gr= Número de Grashof

Las propiedades deben ser evaluadas a $T_f = 1/2(T_c + T_a)$

donde

T_a = Temperatura ambiente

T_c = Temperatura de la cubierta

La ecuación 3.72, junto con la definición del Número de Nusselt nos da la relación para obtener $h_{c,c-a}$

$$h_{c,c-a} = Nu * Ka/L$$

3.74

donde

ka := Conductividad térmica del aire;

L := Longitud de la placa;

• ***Coefficiente de transferencia de calor por radiación de la cubierta al ambiente.***

Puede usarse acertadamente la ecuación del coeficiente de transferencia de calor por radiación para una pequeña superficie convexa completamente rodeada por una gran superficie cóncava para determinar el coeficiente de radiación de la cubierta al ambiente:

3.75

$$h_{r,c-a} = \epsilon_l \sigma (T_c + T_a) (T_c^2 + T_a^2)$$

donde

ϵ_l = Emisividad de la cubierta

σ = Constante de Boltzman

- **Coefficiente convectivo de transferencia de calor entre el receptor y la cubierta.**

Dado que el receptor es un tubo rodeado de aire, el coeficiente convectivo de transferencia de calor entre el receptor y la cubierta puede calcularse con la ecuación simplificada para tubos y aire (Welty):

$$\text{Para } 1 \times 10^3 < Gr Pr < 1 \times 10^9; h_{c,r-c} = 0.27 \left[\frac{T_r - T_c}{D_i} \right]^{0.25} \quad 3.76$$

$$\text{Para } 1 \times 10^9 < Gr Pr < 1 \times 10^{12}; h_{c,r-c} = 0.18 \left[\frac{T_r - T_c}{D_i} \right]^{\frac{1}{3}}$$

- **Coefficiente de transferencia de calor por radiación del receptor a la cubierta**

Utilizando la definición del coeficiente de transferencia de calor radiante (Welty):

$$h_r = \frac{\sigma (T_1 + T_2) (T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1 - \epsilon_2}{\epsilon_2} \right)} \quad 3.77$$

donde:

T_1 = Temperatura del receptor

T_2 = Temperatura de la cubierta

A_1 = Area del receptor

A_2 = Area de la cubierta

ϵ_1 = Emisividad del receptor

ϵ_2 = Emisividad de la cubierta

F_{12} = Factor de Vista del sistema (Apéndice B)

- **Calculo de la Temperatura de la Cubierta**

Para calcular la temperatura de la cubierta, igualamos el calor transferido del receptor a la cubierta y el calor transferido de la cubierta al ambiente.

$$A_r(h_{r,r-c} + h_{c,r-c})(T_r - T_c) = A_c(h_{r,c-a} + h_{c,c-a})(T_c - T_a) \quad 3.78$$

Despejando T_c :

$$T_c = \frac{aA_r T_r + bA_c T_a}{bA_c + aA_r} \quad 3.79$$

donde

$$a = h_{r,r-c} + h_{c,r-c}$$

$$b = h_{r,c-a} + h_{c,c-a}$$

3.3.2 Análisis Térmico del Colector

La Ecuación de Hottel-Whillier-Bliss puede ser usada para colectores concentradores (Sheng).

$$Q_u = A_a F_r \left[H_a - \frac{A_r}{A_c} U_c (T_{f,in} - T_a) \right] \quad 3.80$$

Donde:

A_a = Area de Apertura

A_r = Area del receptor

EL factor F_r puede obtenerse análogamente al de un colector de placa plana (Sheng):

$$F_r = \frac{\dot{m} C_p}{A_r U_c} \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c U_c F'}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad 3.81$$

El factor de eficiencia del colector F' es la resistencia térmica entre el receptor y el ambiente y entre el fluido y el ambiente y puede ser representado simbólicamente como (Sheng):

$$F' = \frac{1/A_r U_c}{1/A_r U_c + R_f} \quad 3.82$$

Para un receptor tubular con diámetro interno D_i y Diámetro externo D , con un fluido dentro del tubo, teniendo un coeficiente de transferencia de calor $h_{c,i}$, la resistencia térmica entre el fluido y el receptor está dada por:

$$R_f = \frac{1}{h_{c,i}\pi D_i L} + \frac{\ln(D/D_i)}{2\pi k L} \quad 3.83$$

De la combinación de las dos ecuaciones anteriores podemos obtener:

$$F' = \frac{1/U_c}{\frac{1}{U_c} + \frac{D}{h_{c,i}D_i} + \frac{D \ln(D/D_i)}{2k}} \quad 3.84$$

$h_{c,i}$ puede ser calculado por medio del coeficiente convectivo de calor para flujo laminar dentro de ductos circulares (Welty):

$$h_{c,i} = 1.86 \left(\text{Re Pr} \right)^{0.33} \left(\frac{D_i}{3} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad 3.85$$

donde

μ_s es evaluada a la temperatura de la pared del tubo

La temperatura principal del tubo es evaluada con la combinación de las siguientes ecuaciones:

$$Q_u = A_c F_R \left[H_a - A_r / A_c U_c (T_{f,in} - T_a) \right] \quad 3.86$$

$$Q_u = A_c \left[H_a - A_c / A_r U_c (T_r - T_a) \right] \quad 3.87$$

De donde resulta:

$$T_r = T_a + \left\{ H_a - F_R \left[H_a - \frac{A_r}{A_c} U_c (T_{f,in} - T_a) \right] \right\} \frac{A_c}{A_r U_c} \quad 3.88$$

3.4.- DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA EN EL TANQUE

Para el modelo de un sistema de tanque estratificado, se supone que el líquido almacenado en el tanque de altura L está integrado por n elementos de altura Δx . Si la conducción entre los elementos de fluido y la pared es insignificante, y si el volumen de almacenamiento es grande, y las velocidades dentro del tanque son pequeñas, el intercambio de energía entre los elementos diferenciales dentro del tanque pueden ser modelados como sigue: el fluido caliente del colector entra al tanque de almacenamiento por la parte superior. Si la temperatura T_{out} de esta corriente es más grande que la temperatura de la capa superior del tanque ($m=1$), la energía interna de la capa superior es incrementada por $m_c c(T_{out}-T_1)dt$. Sin embargo, si la temperatura de entrada es menor que T_1 , se asume que la masa de flujo pasa a través de la capa 1 y sucesivamente las demás capas hasta llegar a la capa m , donde $T_{out} > T_m$. Las condiciones en las capas superiores a m , no son por lo tanto afectadas. La energía de la primera capa afectada es incrementada por $m_c c(T_{out}-T_1)dt$. Dado que el flujo de masa entrante llega hasta la capa donde $T_{m-1} > T_{out} > T_m$, todas las capas inferiores a la capa m deben también tener un cambio de energía, puesto que es asumido que la masa del colector que entra a la capa m desplazará igual cantidad de masa de fluido a la temperatura T_m empujando esta dentro de la capa $m+1$ e incrementando la energía interna de la capa por $m_c c(T_m-T_{m+1})dt$. Este proceso de cascada continúa hasta que todos los elementos inferiores a m han incrementado su energía.

De manera similar, el flujo frío proveniente de la tubería de alimentación del tanque entra al tanque a una temperatura T_L . Si dicha temperatura es mas baja que T_n , la energía interna del elemento n es cambiada por $m_L c(T_L - T_n)dt$. Si $T_L > T_n$, el flujo regresa a través de cada capa sin afectar sus condiciones hasta llegar a la capa m , donde $T_{m+1} < T_L < T_m$. La energía de la masa m sufre entonces un decremento $m_L c(T_L - T_m)dt$. Todas las capas arriba de m , sufren ahora un desplazamiento de masa hacia arriba proveniente de las capas de abajo, y sus energías se decrementan por $m_c c(T_m - T_{m+1})dt$.

Lo anterior puede ser escrito como:

$$(M_c)_{st} \frac{dT_m}{dt} = F_m m_c c T_{out} + m_c c T_{m-1} \sum_{i=1}^{m-1} Fi - m_c c T_m \sum_{i=1}^m Fi + G_m m_L c T_L + m_L c T_{m+1} \sum_{i=m+1}^n Gi - m_L c T_m \sum_{i=m}^n Gi - U_{st} A_m (T_m - T_a) \quad 3.89$$

en esta ecuación M_m es la masa el líquido almacenado en el elemento m , A_m es el área del tanque asociado con el elemento m , U_{st} es el coeficiente global de pérdida de calor para la superficie expuesta, y las funciones de control F y G son encontradas con las siguientes relaciones:

$$\begin{aligned} F_m &= 1 && \text{si } T_{m-1} > T_{out} > T_m \\ F_m &= 0 && \text{en cualquier otro caso} \\ G_m &= 1 && \text{si } T_{m+1} < T_L < T_m \\ G_m &= 0 && \text{en cualquier otro caso} \end{aligned}$$

La ecuación anterior puede ser escrita como:

$$\begin{aligned}
 T_m(t + dt) = T_m(t) + \frac{m_c \Delta t}{M_m} (F_m [T_{out}(t) - T_m(t)] + [T_{m-1}(t) - T_m(t)] \sum_{i=1}^{m-} F_i \\
 + \frac{m_L}{m_c} \left[G_m [T_L(t) - T_m(t)] + [T_{m+1}(t) - T_m(t)] \sum_{i=1}^n G_i \right] - \frac{U_{st} A_m M_m}{m_c \Delta t})
 \end{aligned} \tag{3.90}$$

Capítulo IV .- Estrategia de Solución.

En el capítulo anterior se introdujeron las ecuaciones que describen el comportamiento de cada una de las partes que intervienen en el funcionamiento del calentador solar, el problema ahora es acoplar todas ellas para poder resolver las variables involucradas. Esto se logró usando programas (Véase Apéndice A) basados en el método iterativo que se describe a continuación.

4.1.-Condiciones de funcionamiento del colector.

El primer paso es establecer los parámetros y condiciones bajo los cuales operaran los calentadores con ambos colectores (plano y concentrador), las cuales serán descritas a continuación:

1. El volumen de agua es de 300 lt y el área de 3m^2 , es decir tenemos una razón de 100 litros de agua por cada metro cuadrado de colector.
2. La latitud considerada es de 19° , que es aproximadamente la que corresponde a la zona de Puebla.
3. Para determinar la inclinación a la cual se colocarán los colectores se calculará la irradiación incidente para diferentes inclinaciones a lo largo del año y se escogerá aquella en la cual incida mayor radiación sobre el colector.
4. Los meses del año sobre los cuales se realizaran los cálculos serán en los que haya mayor y menor irradiación incidente con en fin de saber la temperatura máxima y mínima que pueden alcanzar ambos colectores. Para ilustrar el procedimiento el día del mes escogido es el 21,
5. La tubería considerada para el receptor es 1 pulgada calibre 18 BWG
6. La temperatura inicial del agua dentro del tanque se fijará a 15°C
7. La temperatura ambiente tendrá un comportamiento sinusoidal con un máximo a las 15:00 horas y una diferencia entre la temperatura máxima y mínima de 16.7 (esta conducta ha sido observada en estudios anteriores²). La temperatura máxima considerada para el mes de mayor irradiación es de 21° y 10° para el de menor irradiación.

² Baughn, J.W., and Dougherty, D.A., "Experimental Investigation and Computer Modeling of a Solar Natural Circulation System", Proceedings of the 1977 Annual Meeting, American Section of the ISES, Vol. 1, June 1977, pp. 4.25-4.29

8. La longitud total de la tubería en el colector plano es de 18m y 12m para el colector concentrador.
9. El colector concentrador estará constituido por 4 celdas de 25 cm de ancho.
10. El sistema opera en estado cuasiestable, es decir, se resolverán las variables en estado estable para un instante dado siendo estas los parámetros iniciales para el siguiente instante de tiempo en intervalos de 90 segundos.
11. El aislante es lana mineral.
12. La cubierta es de vidrio.

4.2.-Cálculo de la Radiación Absorbida.

La radiación absorbida por el colector es calculada por el programa A1 de la siguiente manera:

1. Se Calcula la declinación Solar (Ec. 3.2)
2. Se calcula el ángulo horario (Ec. 3.3)
3. Se calcula el ángulo cenital (Ec. 3.5)
4. Cálculo de la radiación directa de incidencia normal (Ec. 3.20)
5. Cálculo de la radiación difusa (Ec. 3.21)
6. Cálculo de la radiación total sobre una superficie horizontal (Ec. 3.22)
7. Cálculo del factor de inclinación de radiación directa (Ec. 3.24 y 3.25)
8. Cálculo del factor de inclinación de radiación total (Ec. 3.26)
9. Cálculo del rango de índice de refracción (Ec. 3.27)
10. Cálculo de los componentes perpendicular y paralelo de la reflectividad (Ec. 3.28 y 3.29)
11. Cálculo de los componentes perpendicular y paralelo de la transmitancia (Ec. 3.30 y 3.31)
12. Cálculo de la transmitancia total (Ec. 3.32)

13. Cálculo de la energía absorbida por la cubierta del colector.(Ec. 3.33)

4.3.- Método iterativo para resolver las variables del Calentador con Colector Plano .

Para resolver las variables del colector plano se utiliza el programa A2 del apéndice siguiendo los siguientes pasos:

1. Se calcula el flujo de Calor que entra al colector por medio del programa del Apéndice A1
1. Se supone la temperatura de la placa absorbidora.
2. Con esta temperatura, por medio de la subrutina función U_c del programa, se calcula el coeficiente de transferencia de calor de la parte inferior (U_{bottom} , ecuación 3.37), de la parte superior (U_{top} , ecuación 3.39) y del perímetro (U_{edge} , ecuación 3.38) para finalmente calcular el Coeficiente Global de Transferencia de calor correspondiente (Ec. 3.36).
3. Se calcula el flujo volumétrico con la temperatura supuesta para la placa absorbidora (Apéndice B) por medio de la subrutina function V_z
4. Se calcula el coeficiente de remoción de calor (F_r ecuación 3.65) introduciendo como parámetros el coeficiente global de pérdidas de calor y el flujo volumétrico y calculando la eficiencia de la aleta (F , Ec. 3.52) y el factor d eficiencia del colector (F' , Ec. 3.57). Estos cálculos se llevan a cabo por medio dela subrutina function fr .
5. Las tres variables obtenidas (coeficiente global de transferencia de calor, flujo volumétrico y factor de remoción de calor) además de la radiación que absorbe el colector, se introducen en la subrutina function T_p que calcula la temperatura de la placa absorbidora (T_p) con la ec .3.68.
6. Se regresa al paso 2 y se repite el proceso hasta tener una convergencia de 0.0001. El criterio de convergencia es la suma de los cuadrados de las diferencias de los cuatro parámetros. (Subrutina resuelve)
7. Se calcula el calor útil (ec. 3.67)
8. Cálculo de la eficiencia instantánea. (ec. 3.70)
9. Cálculo de la distribución de temperatura del agua en el tanque por medio del programa A4 del apéndice A, que utiliza la ec, 3.90.. La temperatura inferior del tanque será la temperatura de entrada al colector para el siguiente intervalo de tiempo.

10. Se incrementa el tiempo.
11. Se regresa al paso 1 hasta que el flujo volumétrico sea cero, es decir hasta que no haya movimiento del fluido..

4.4.-Método iterativo para resolver las variables del Calentador con Colector Concentrador.

Para resolver las variables del calentador con colector concentrador se sigue un procedimiento muy similar al del colector plano utilizando el programa A.3 del Apéndice.

1. Se calcula el flujo de Calor que entra al colector por medio del programa del Apéndice A1
2. Se supone la temperatura del receptor.
3. Se supone la temperatura de la cubierta
4. Se calcula el coeficiente de radiación del receptor a la cubierta (Subrutina hrr_c) por medio de la ecuación 3.77 utilizando el factor de vista (subrutina Fvista12)
5. Se calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor del receptor la cubierta (Subrutina hcr_c) con la ecuación 3.76.
6. Se calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor en la cubierta (Subrutina hw) con las ecuaciones 3.73 y 3.74.
7. Se calcula el coeficiente de radiación de la cubierta al ambiente (Subrutina hrc_a) con la ecuación 3.75.
8. Con los coeficientes anteriores se calcula la temperatura de la cubierta (Ec 3.79)
9. Se regresa al paso 4 hasta lograr una convergencia para la temperatura de la cubierta de 0.001
10. Con estas temperaturas se calcula el Coeficiente Global de Transferencia de calor correspondiente (Ec. 3.72). Los cálculos de los pasos 2 a 10 se realizan por medio de la subrutina Uc.
11. Se calcula el flujo volumétrico (Subrutina Vz).
12. El flujo volumétrico y el Coeficiente Global son introducidos como parámetros en la subrutina Fr, se determina el factor de eficiencia del colector (Ec. 3.84) para obtener el coeficiente de remoción de calor (Ec. 3.81).

13. Las tres variables obtenidas se introducen en la ec .3.88 para calcular la temperatura del receptor (Subrutina tr)
14. Se calcula el calor útil (ec. 3.80)
15. Se regresa al paso 2 hasta tener una convergencia de 0.0001. El criterio de convergencia es la suma de los cuadrados de las diferencias de los cuatro parámetros. (Subrutina resuelve)
16. Cálculo de la eficiencia instantánea. (ec. 3.70)
17. Cálculo de la distribución de temperatura del agua en el tanque por medio del programa A4 del apéndice A, que utiliza la ec, 3.90.. La temperatura inferior del tanque será la temperatura de entrada al colector para el siguiente intervalo de tiempo.
18. Se incrementa el tiempo.
19. Se regresa al paso 1 hasta que el flujo volumétrico sea cero, es decir hasta que no haya movimiento del fluido..

Capítulo V.- RESULTADOS

En la figura 5.1 se muestran los resultados obtenidos para la radiación incidente de enero a diciembre a diferentes ángulos de inclinación del colector, como puede observarse a medida que aumenta el ángulo de inclinación la irradiación de los meses con menor irradiación disminuye. La curva correspondiente a la inclinación de 10° es la mas constante, por ello se consideró que era la mejor opción y todos los cálculos se hicieron con dicha inclinación del colector.

Con el fin de conocer la temperatura máxima y mínima que puede obtenerse con los colectores plano y concentrador durante el año se escogieron los meses con mayor y menor irradiación los cuales corresponden a Marzo y Diciembre respectivamente.

Las variables analizadas son: Flujo Volumétrico, Temperaturas de Entrada y Salida del Colector y eficiencia instantánea. A continuación se analizaran los resultados obtenidos para cada uno de las variables mencionados.

Como puede observarse el comportamiento de las curvas es similar en marzo y diciembre para cada uno de los parámetros analizados.

De las figuras 5.2 y 5.3 puede notarse que el flujo volumétrico se va incrementando a medida que pasa el tiempo hasta llegar a un máximo después del cual el flujo empieza a disminuir gradualmente con el tiempo. Los máximos para el colector concentrador se presentan a las 13:30 tanto en marzo como en diciembre siendo de 120 lt/h para marzo y 62 lt/h para diciembre. En el caso del colector plano los máximos se presentan a las 14:00 horas en marzo y a las 13:00 horas en diciembre, siendo de 62 y 47 lt/h respectivamente. Nótese también que la curva del flujo volumétrico del colector concentrador está por encima de la curva del colector plano.

Los perfiles de temperaturas de salida y entrada se muestran en la figura 5.7. En las primeras horas del día la temperatura de salida del agua del colector plano es mayor que la temperatura alcanzada por el colector concentrador, a este hecho puede atribuirse que haya una menor diferencia entre las temperaturas superior e inferior del tanque al final del día en el colector plano comparado con el colector concentrador.

Después del medio día las temperaturas de entrada y salida del colector concentrador rebasan la temperatura del colector plano, alcanzando finalmente una temperatura de 72°C en marzo y 62°C en el mes de diciembre a la salida del colector concentrador y una temperatura de 50°C en el mes de marzo y 48°C en el mes de diciembre para el caso del colector plano, es decir en el mes de marzo la temperatura alcanzada por el fluido es 10°C mayor en el colector concentrador y 14°C grados en el mes de diciembre. Si quisiera alcanzarse esta temperatura del agua en un colector plano la razón volumen del flujo-área del colector debería ser 60 l/m^2 .

Por último, las curvas de eficiencia instantánea del colector concentrador están por arriba de las curvas del colector plano (Fig. 5.6 y 5.7)

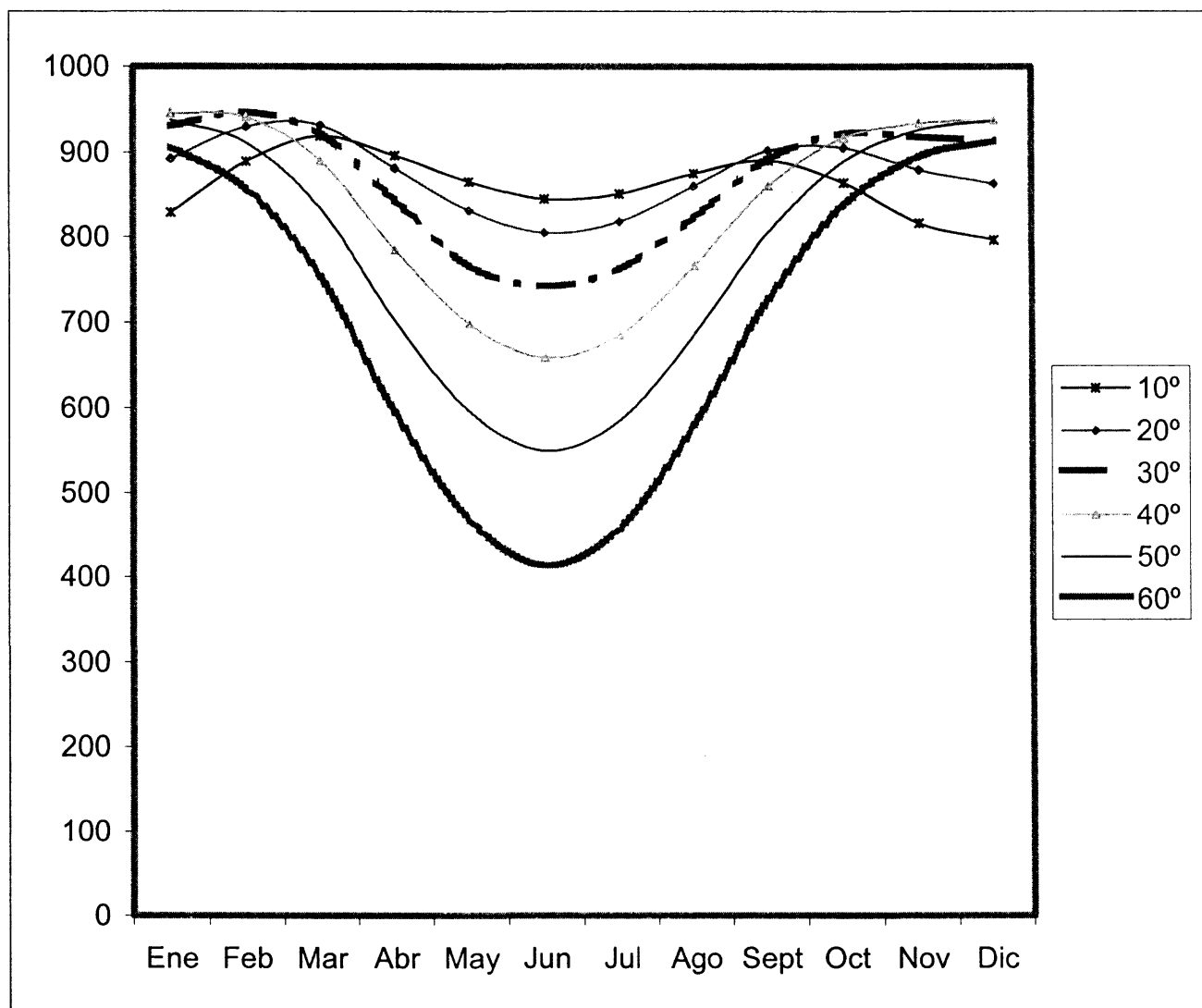


Figura 5.1.-Irradiación incidente correspondiente a los 12 meses del año a diferentes inclinaciones del colector. (Ec 3.33)

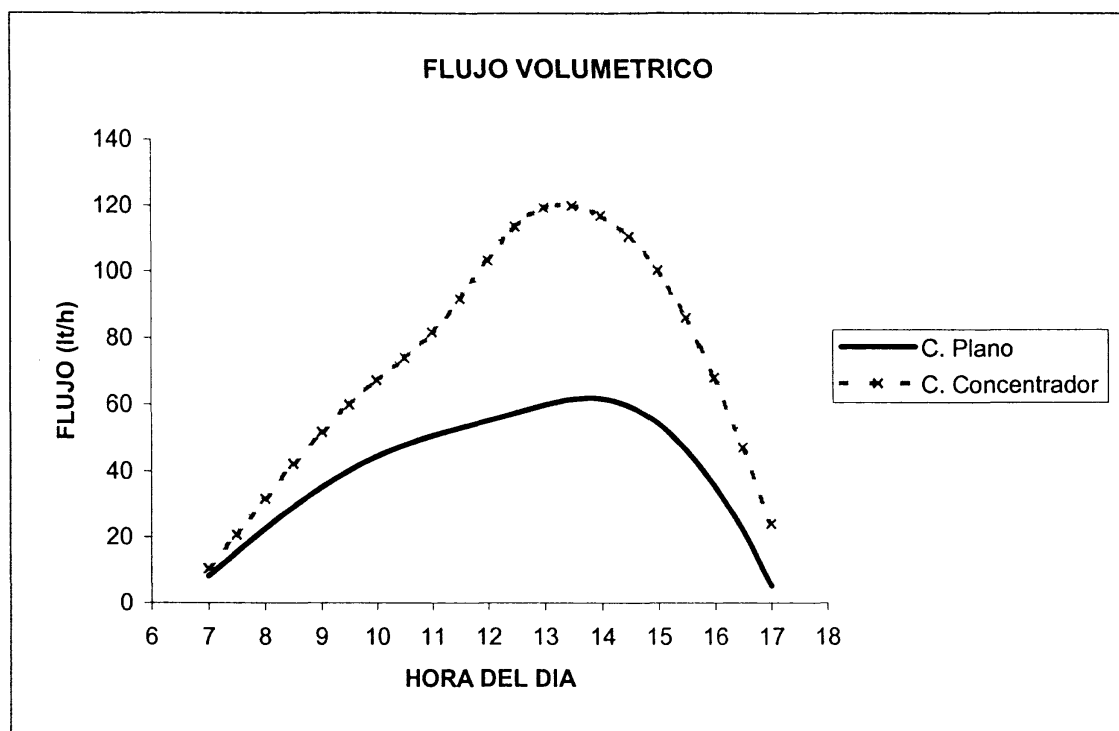


Figura 5.2.- Flujo volumétrico de los colectores parabólico y concentrador para el mes de Marzo (Ec. B.14)

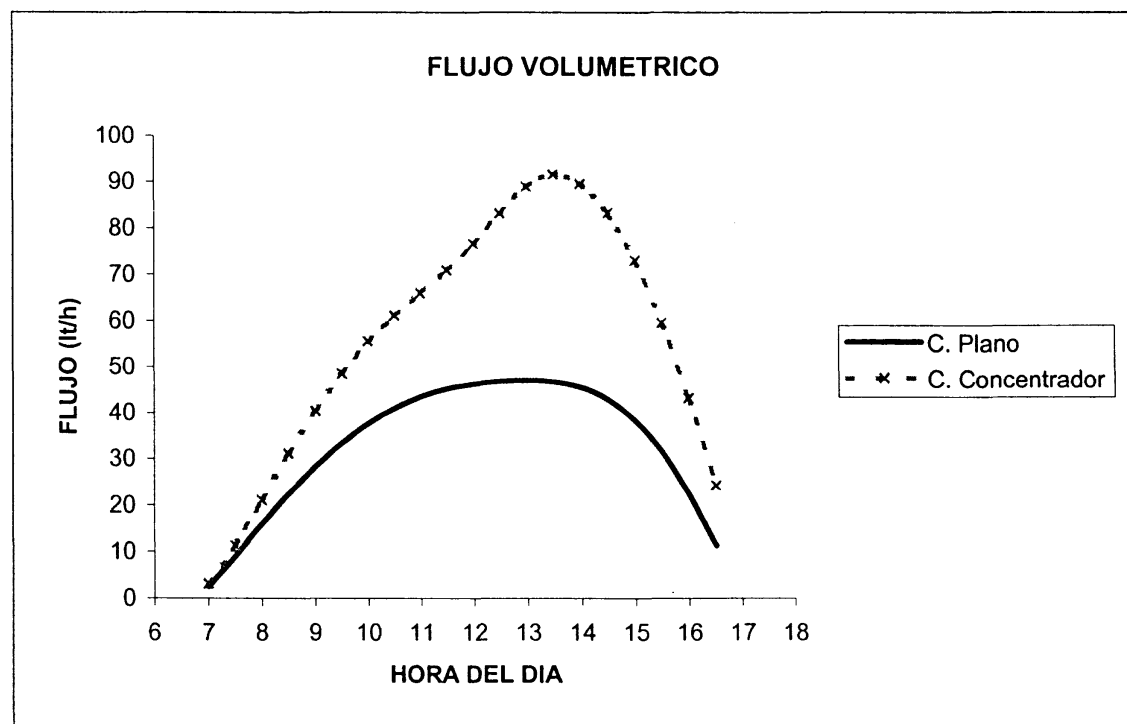


Figura 5.3.- Flujo volumétrico de los colectores parabólico y concentrador para el mes de Diciembre (Ec. B.14)

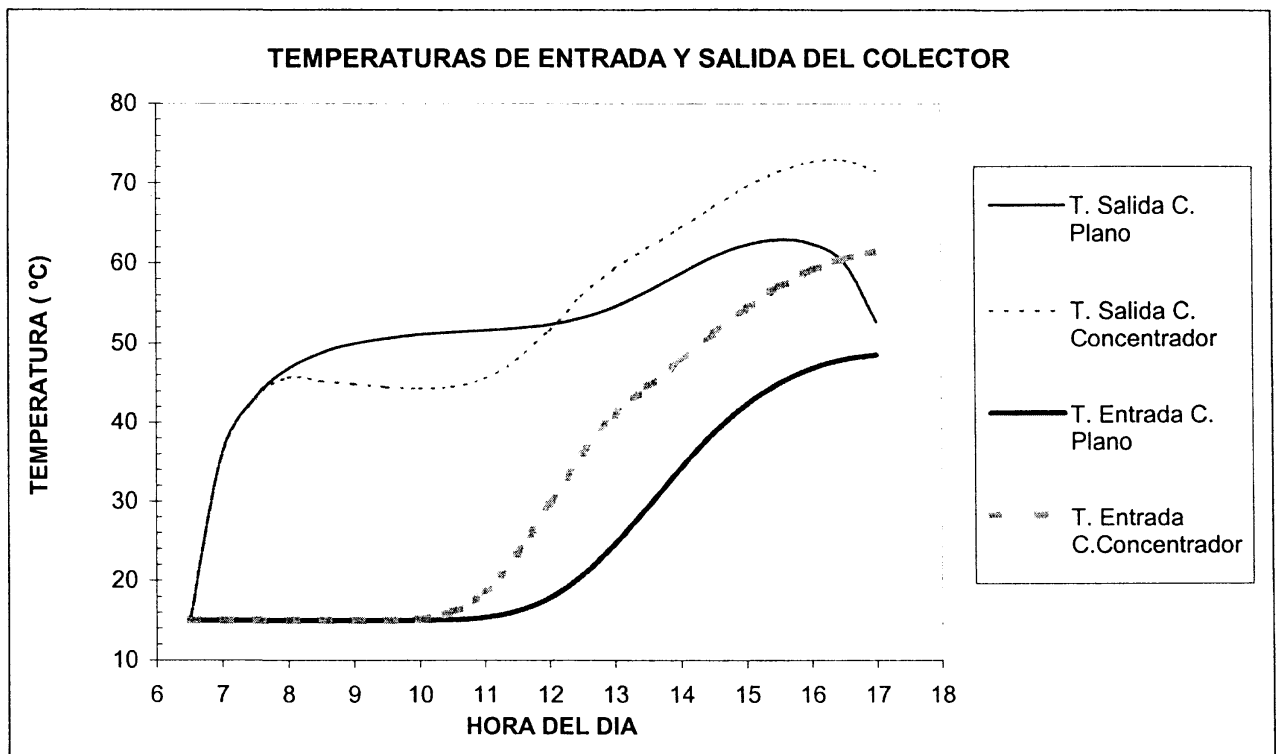


Figura 5.4. Temperatura del agua a la entrada y a salida de los colectores en el mes de Marzo
(Ec. 3.68)

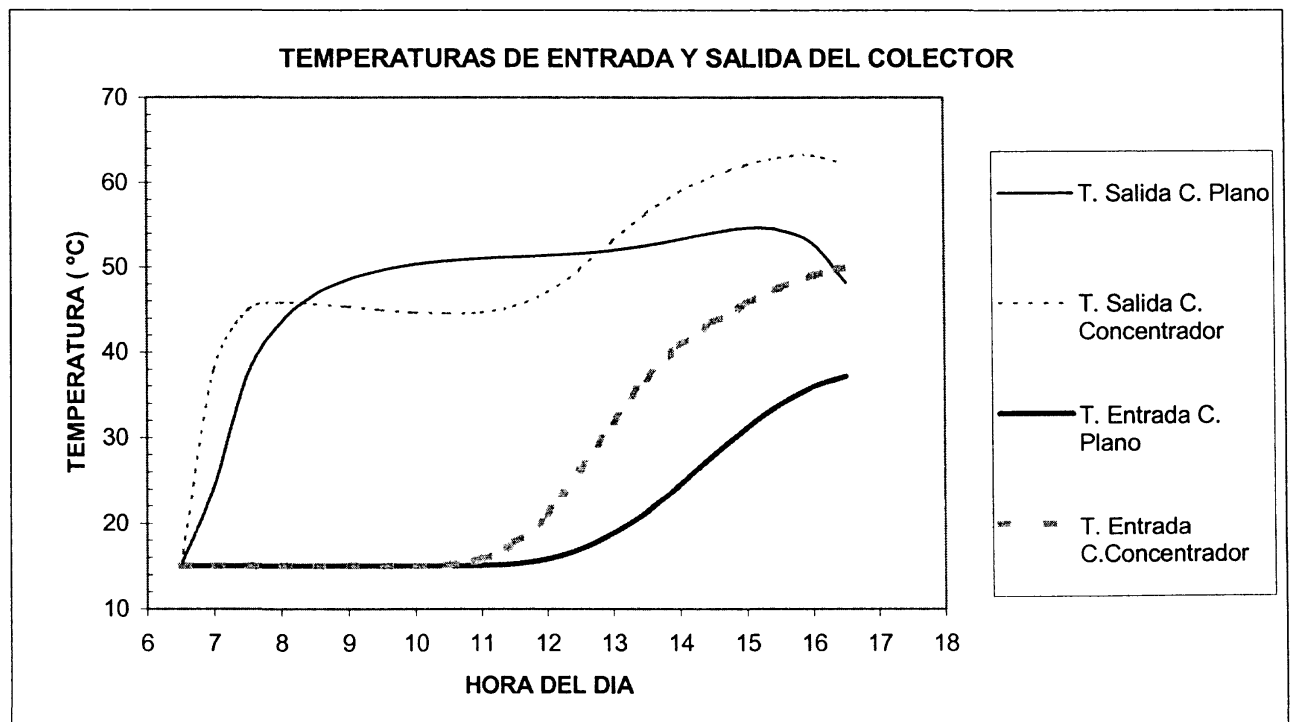


Figura 5.5. Temperatura del agua a la entrada y a salida de los colectores en el mes de Diciembre
(Ec. 3.68)

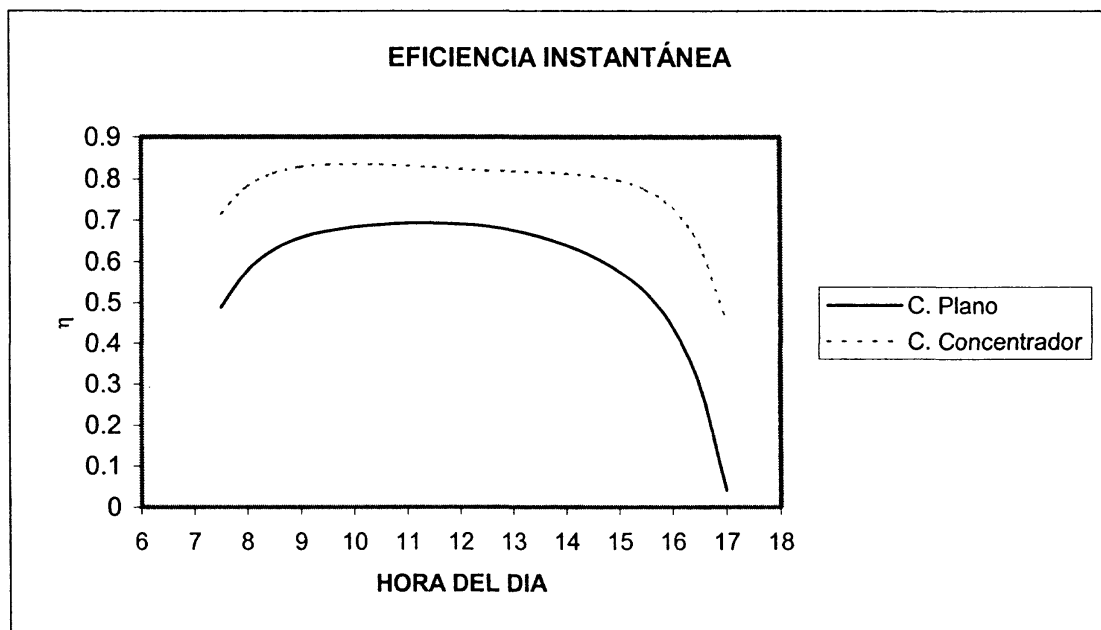


Figura 5.6.- Eficiencia instantánea de los colectores plano y concentrador para el mes de Marzo
(Ec. 3.70)

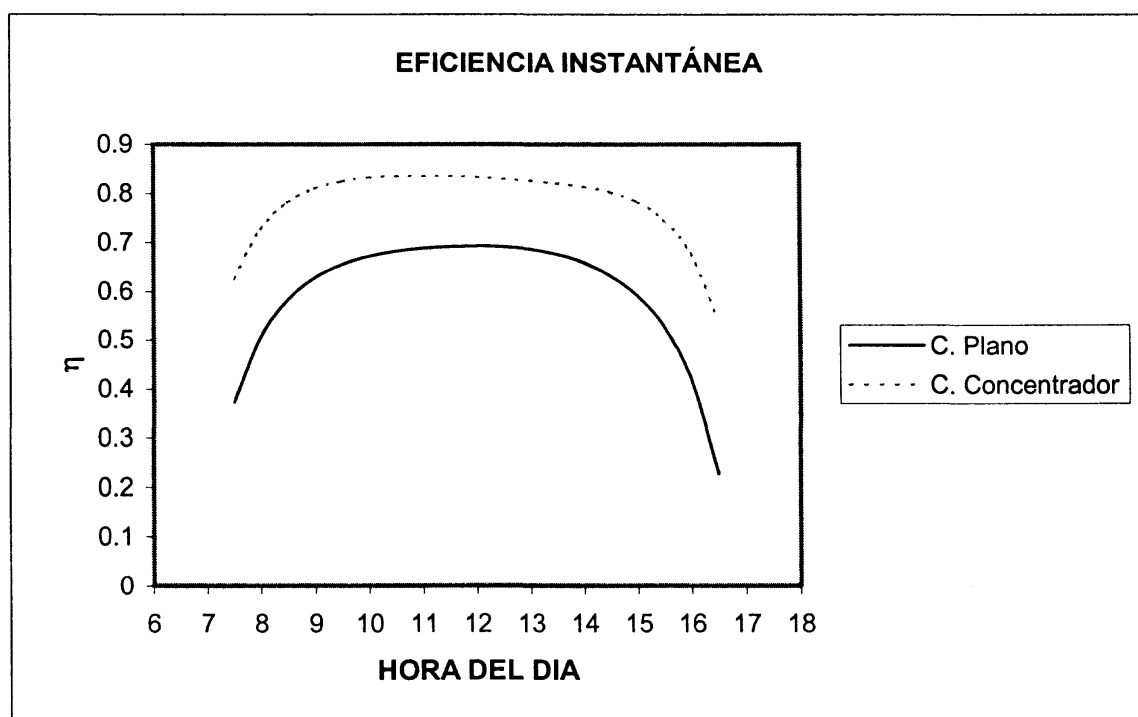


Figura 5.7.- Eficiencia instantánea de los colectores plano y concentrador para Diciembre
(Ec. 3.70)

Capítulo VI .- Recomendaciones para el Diseño

En el presente capítulo se analizan los efectos producidos por la variación de dos características del colector concentrador: la razón volumen de agua-área del colector y el número de celdas empleadas en la construcción del colector.

6.1.- Volumen del fluido-área del colector.

Para el caso de la razón volumen-área, se corrió el programa manteniendo fija el área de 3m^2 variando el volumen de agua para obtener las siguientes razones: 80lt/h, 90lt/h y 100lt/h. Se analizaron los parámetros mencionados en el capítulo 5. en los meses de marzo y diciembre.

El flujo volumétrico es el mismo en las primeras horas del día en ambos meses del año, después de las 11 del día en marzo y de las 12 en diciembre, esta variable es mayor para flujos menores (Figuras 6.1 y 6.5), esto puede deberse a que la temperatura que entra al colector empieza a aumentar justo a la misma hora.

Las temperaturas del fluido a la entrada y salida al colector (inferior y superior del tanque) son mayores a medida que el flujo disminuye (figuras 6.2, 6.3, 6.5 y 6.7) y . Sin embargo para el mes de diciembre el incremento en la temperatura no es muy considerable. De las figuras 6.6 y 6.7 podemos obtener la diferencia de la temperatura del fluido, tanto a la entrada como a la salida del colector, la cual es de 5°C entre los sistemas de 80l/h y 90l/t y de 3°C , entre sistemas de 90y 100l/h.

Las curvas de las eficiencias instantáneas son muy similares para los tres casos como puede observarse en las figuras 6.4 y 6.8

6.2.- Numero de Celdas.

En este caso se calcularon los parámetros de interés en sistemas con colectores construidos con 2, 3, 4, 5 y 8 celdas.

El efecto del número de celdas en el colector sobre el flujo volumétrico es un aumento considerable de dicha variable al disminuir el número de celdas, lo cual ase ve reflejado en las temperaturas del flujo a la salida y entrada del colector y por ende en la temperatura final del fluido en el tanque, ya que de acuerdo con las figuras 6.10. 6.11 y 6.13 aunque la temperatura a la salida del colector al final del día es similar en todos los casos, la temperatura de entrada al colector (parte inferior del tanque aumenta al disminuir el número de celdas, lo que representa menor variación de temperatura dentro del tanque. El uso de menos celdas también implica un ahorro en la tubería del receptor,. Sin embargo, el tamaño de las parábolas sería mayor para poder enfocar el receptor, por lo que un número intermedio de celdas (4 ó 5 celdas) sería mas adecuado.

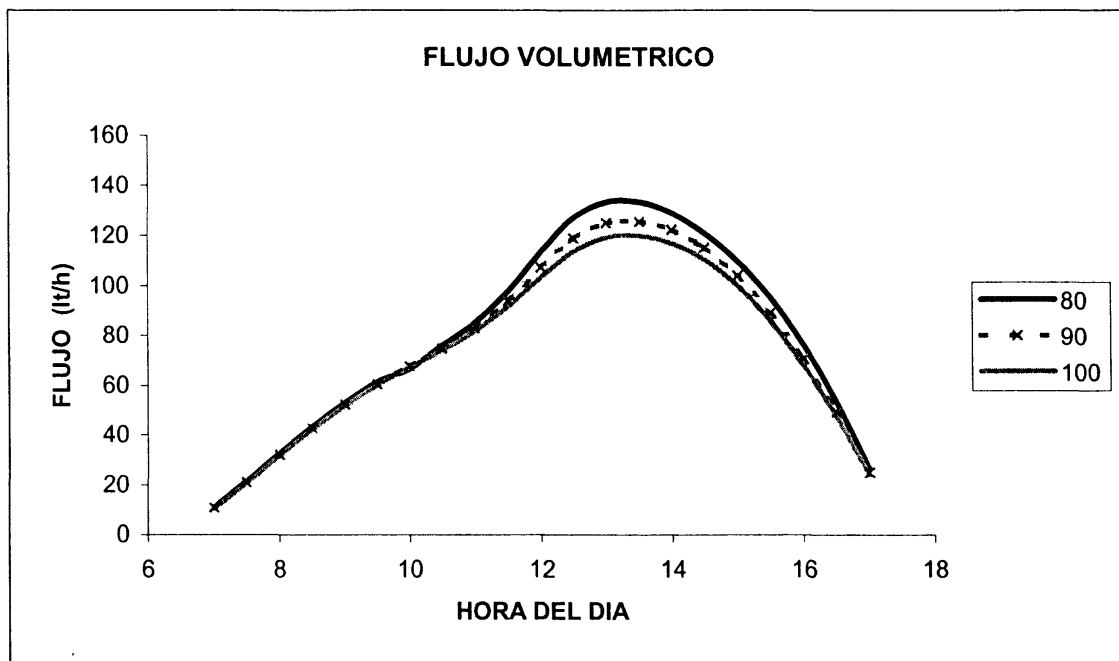


Figura 6.1.- Flujo Volumétrico en los colectores de 80, 90 y 100 l/m² en el mes de Marzo (Ec. B.14)

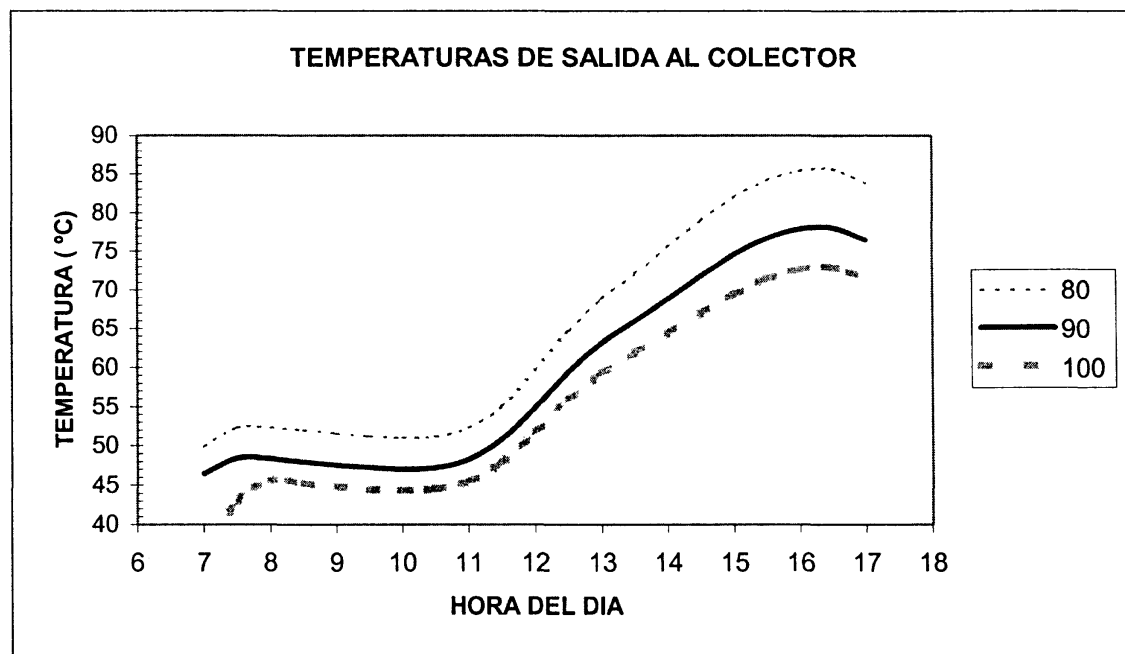


Figura 6.2.- Temperaturas de salida de los colectores de 80, 90 y 100 l/m² en el mes de Marzo (Ec. 3.69)

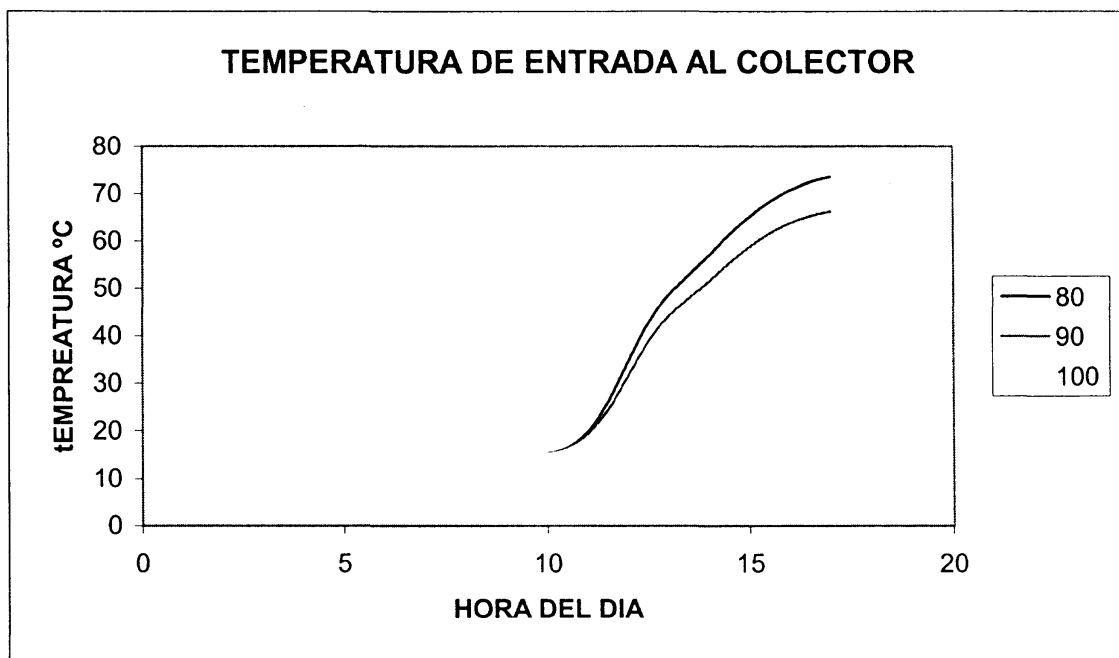


Figura 6.3.- Temperaturas de entrada al colector de los colectores de 80, 90 y 100 l/m² en Marzo (Ec. 3.69)

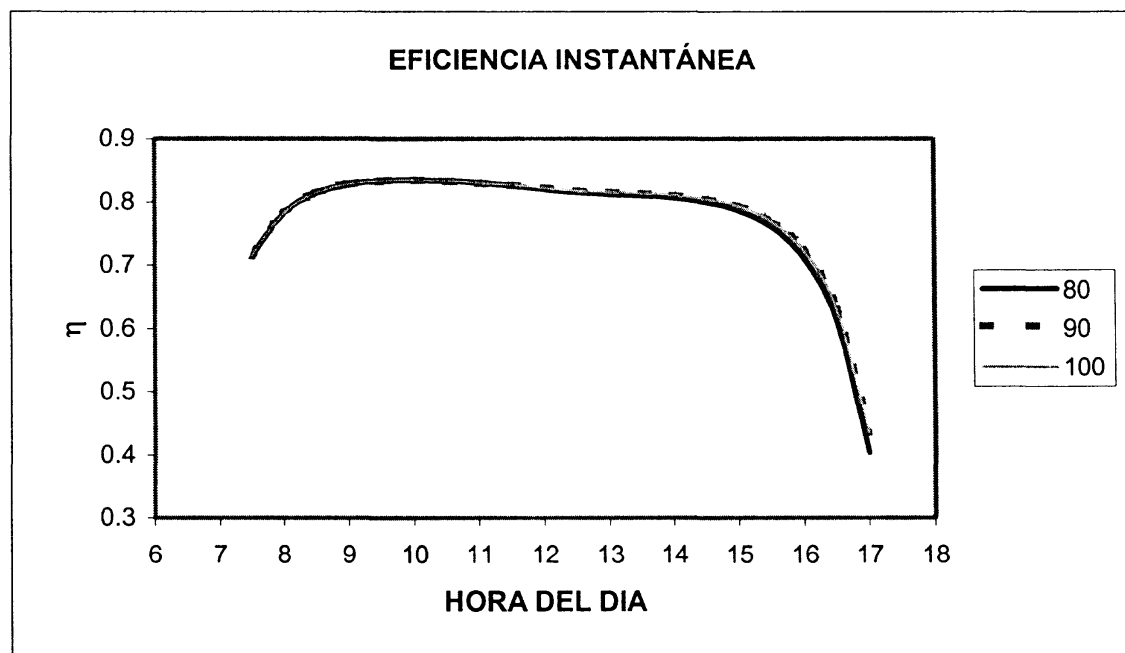


Figura 6.4.- Eficiencias Instantáneas de los colectores de 80, 90 y 100 l/m² en el mes de Marzo (Ec. 3.70)

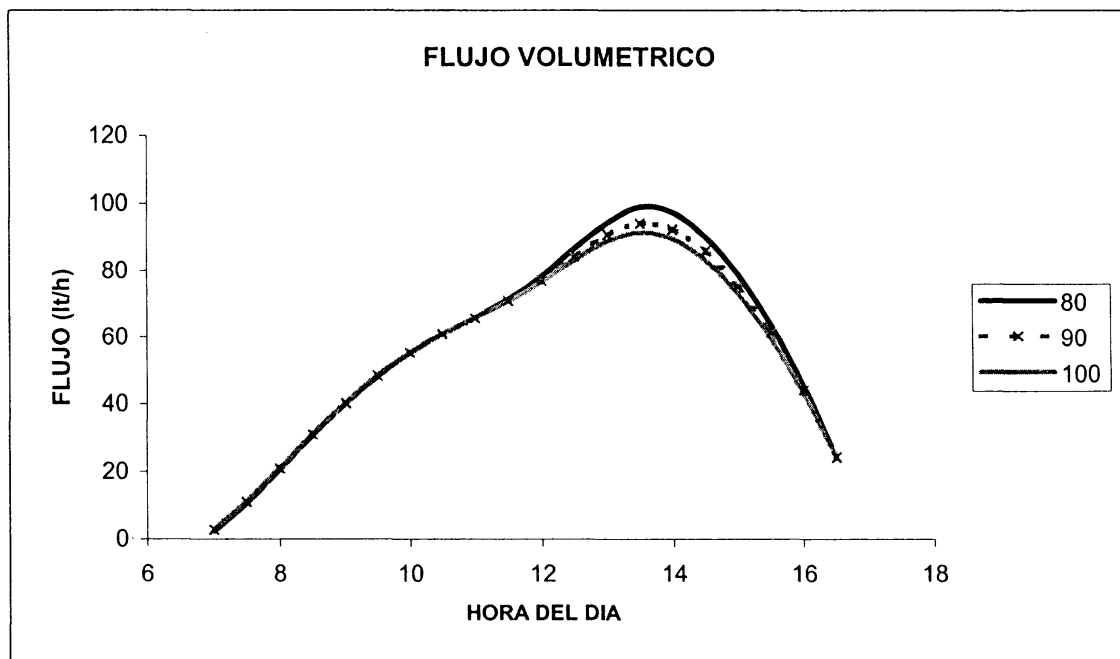


Figura 6.5.- Flujo Volumétrico en los colectores de 80, 90 y 100 l/m² en el mes de Diciembre (Ec. B.14)

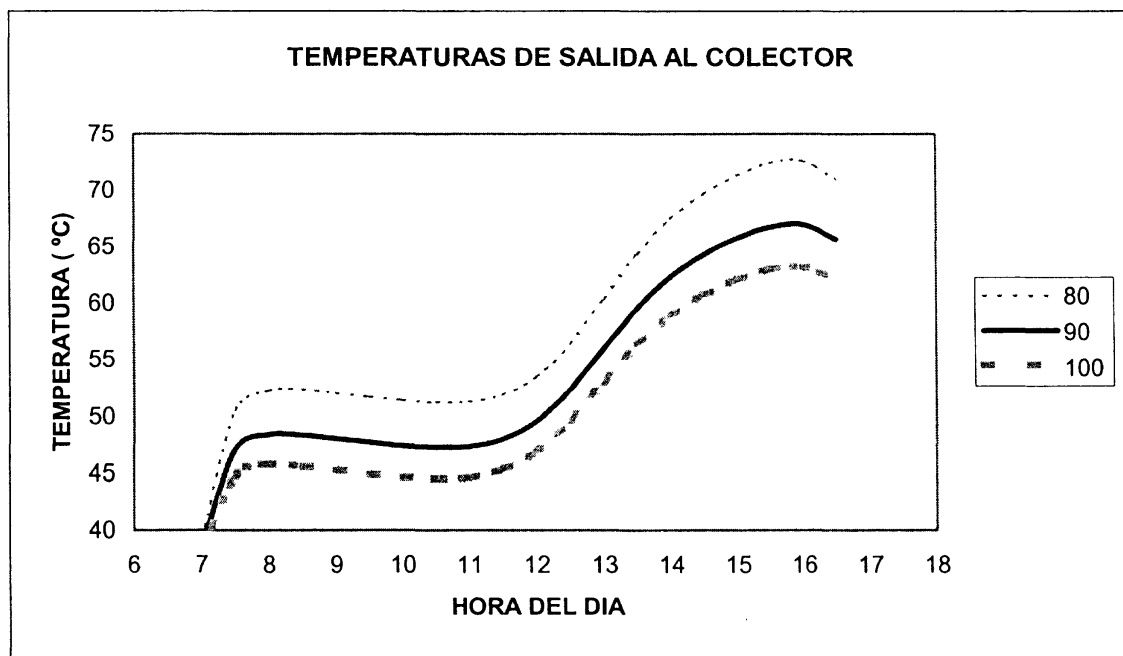


Figura 6.6.- Temperaturas de salida de los colectores de 80, 90 y 100 l/m² en el mes de Diciembre (Ec. 3.69)

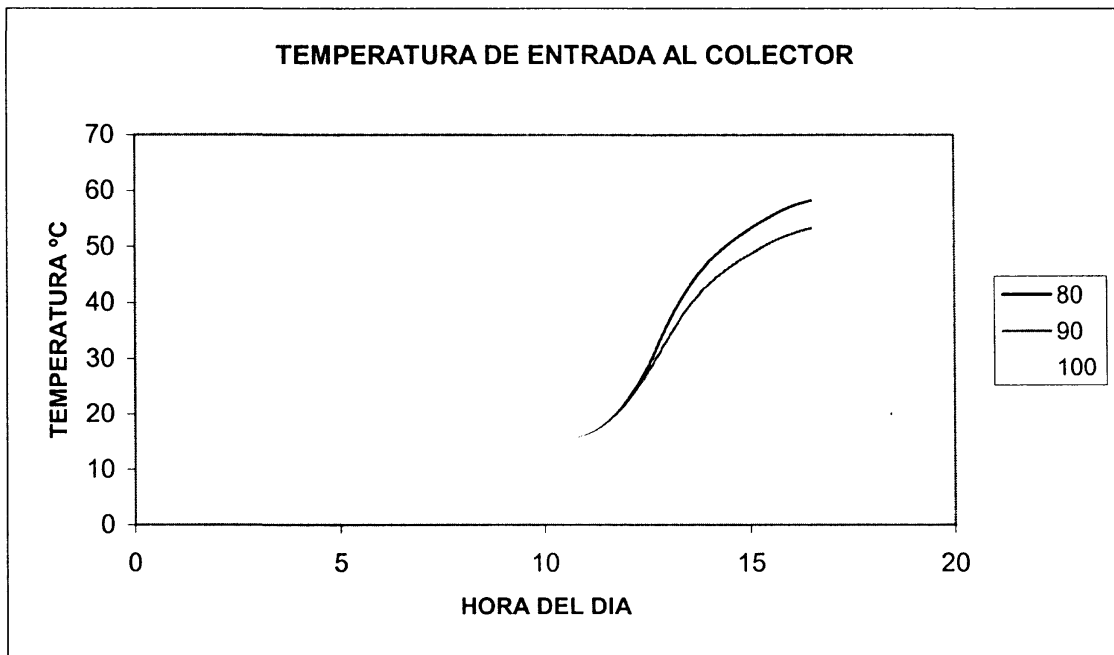


Figura 6.7.- Temperaturas de entrada al colector de los colectores de 80, 90 y 100 l/m² en Diciembre (ec. 3.69)

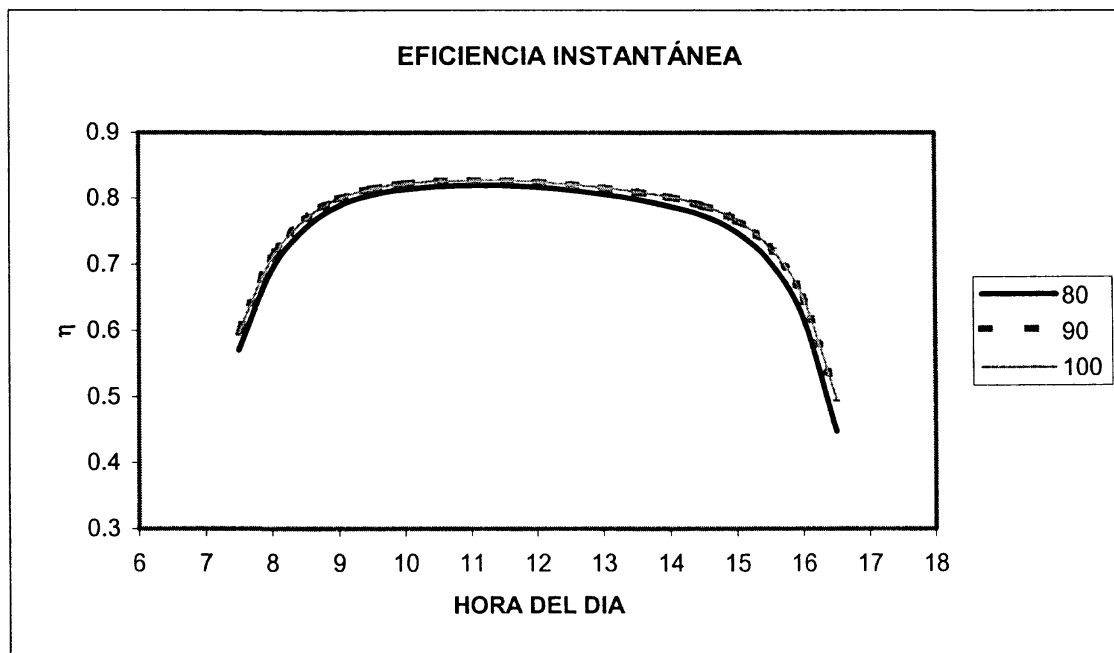


Figura 6.8.- Eficiencias Instantáneas de los colectores de 80, 90 y 100 l/m² en el mes de Diciembre (ec. B.14)

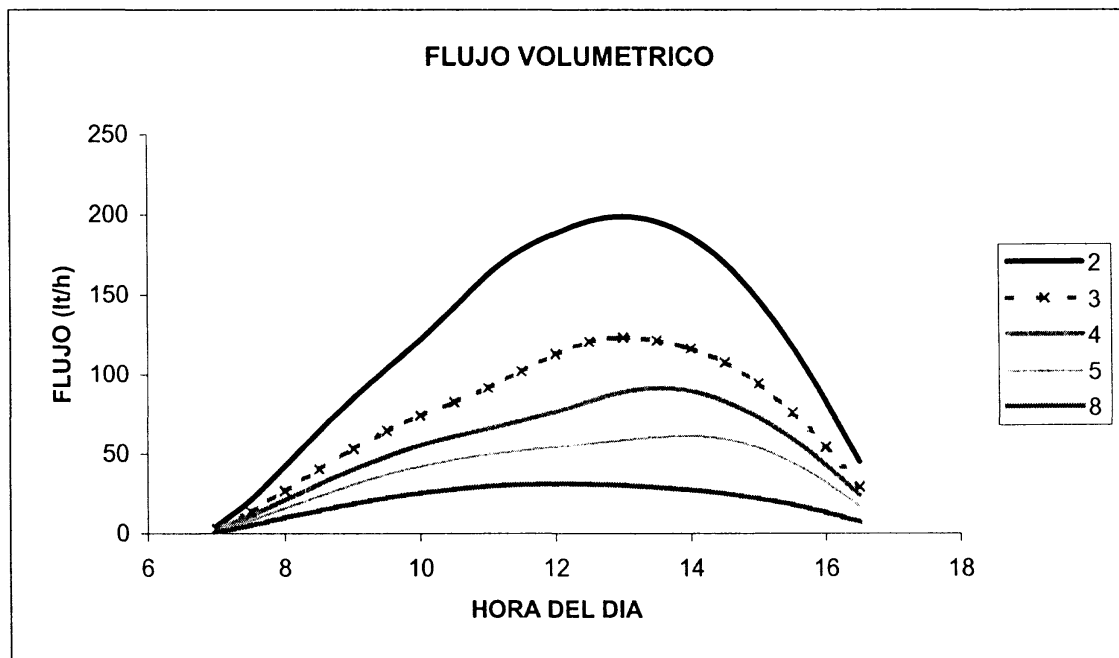


Figura 6.9- Flujo Volumétrico de los colectores con 2, 3, 4, 5 y 8 celdas (Ec. B.14)

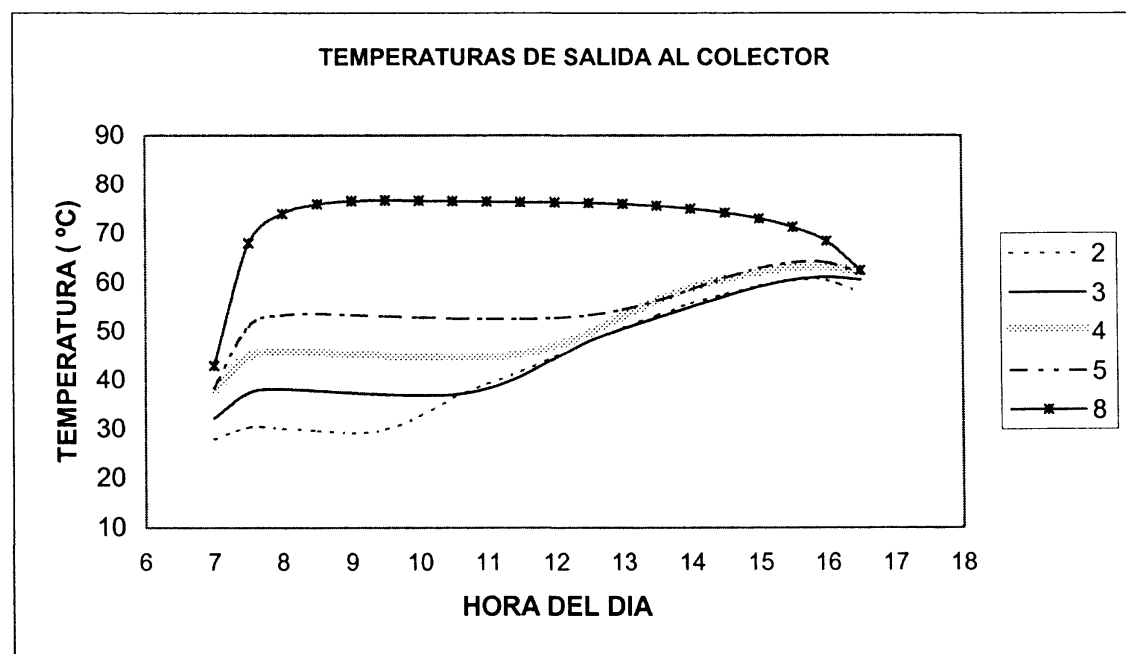


Figura 6.10.- Temperatura del flujo a la salida del colector concentrador con 2,3,4,5 y 8 celdas.(Ec. 3.69)

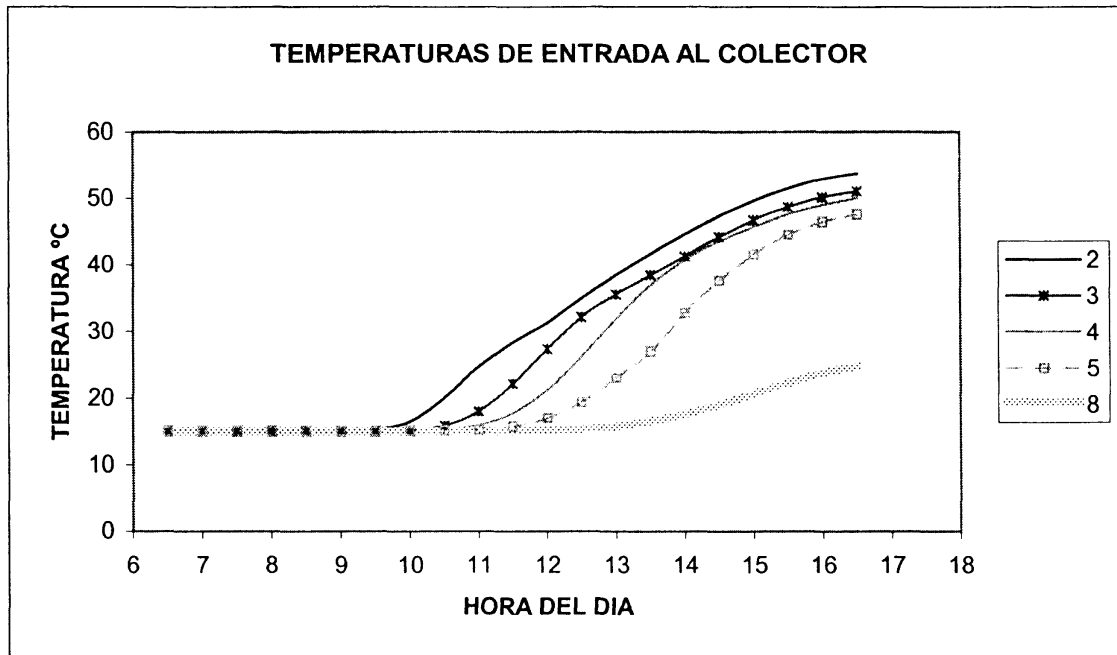


Figura 6.11- Temperatura del flujo a la salida del colector concentrador con 2,3,4,5 y 8 celdas. (Ec. 3.69)

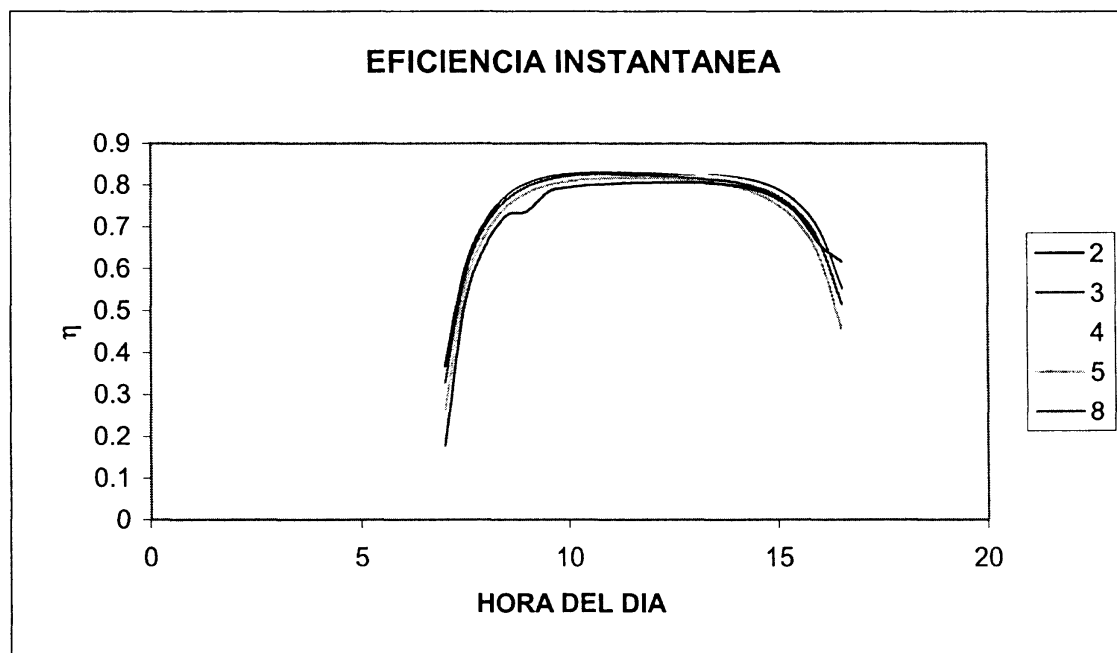


Figura 6.12.- Eficiencia instantánea del colector concentrador con 2,3,4,5 y 8 celdas. (Ec. 3.70)

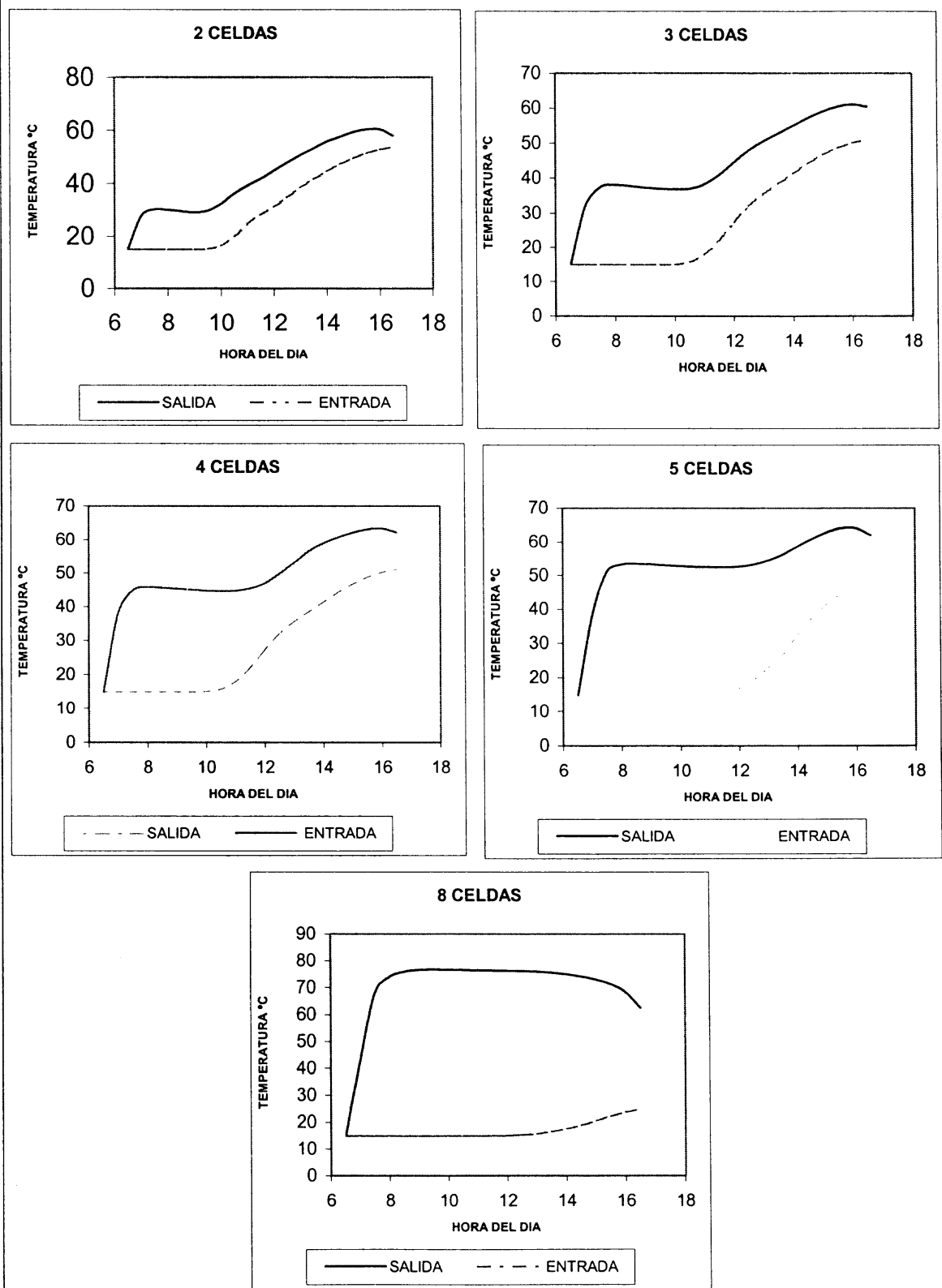


Figura 6.13.- Temperatura del flujo a la entrada y salida del colector concentrador para 2,3,4,5 y 8 celdas. (Ec. 3.69)

Capítulo VII.- Conclusiones.

1. El colector propuesto es un colector que contiene parábolas para concentrar la radiación en el tubo receptor y una cubierta de vidrio para crear el efecto invernadero
- 2.y 3 El modelo matemático del colector concentrador se planteo y resolvió exitosamente por medio de un programa diseñado en lenguaje Pascal que se presenta en el Apéndice A3
4. Los parámetros que sirvieron de comparación entre el colector plano y el colector concentrador son: la temperatura del fluido, el flujo volumétrico y la eficiencia instantánea
 - a) La temperatura final del fluido alcanzada en el tanque en el caso del calentador concentrador es superior a la del colector plano.
 - b) Los perfiles del flujo volumétrico y de eficiencia instantánea del colector concentrador están por arriba de los perfiles del colector plano.
 - c) De lo anterior podemos afirmar que el colector concentrador es mas eficiente que el colector plano ante los parámetros estudiados.
5. Del análisis de sensibilidad deducimos que para obtener mejores rendimientos en el calentador con colector concentrador, puede reducirse el numero de celdas, procurando que el tamaño de ellas no sea tan grande. Para aumentar la temperatura final del agua, además de reducir el número de celdas se puede disminuir el flujo de agua por área del colector.

Apéndice A.- Programas

A.1. Cálculo el Flujo de calor que entra al colector

```
var
ht:real;
Function Ha(mes:integer;dia,hora,L,s:real; var ht:real):real;    (*L=latitud,s=inclinacion*)
type
v=array[1..12] of real;
var
d,sena,seni,cosi,i,Hbn,Hb,Hd,aux,Rb,R,min,h,H1,angle1,angle2:real;
ro1,ro2,tao,tro1,tro2:real;
conth:integer;
const
A:v=(390,385,376,360,350,345,344,351,365,378,387,391);    (*Btu/hr-ft^2*)
B:v=(0.142,0.144,0.156,0.180,0.196,0.205,0.207,0.201,0.177,0.160,0.149,0.142);
C:v=(0.058,0.060,0.071,0.097,0.121,0.134,0.136,0.122,0.092,0.073,0.063,0.057);
m:v=(31,28,31,30,31,30,31,31,30,31,30,31);
n=1.526; (*indice de refraccion el virio*)
alfa=0.95;
cte=3.1525;
Begin
for conth:=1 to (mes-1) do
dia:=dia+m[conth];
d:=23.45*sin((360/365*(284+dia))*pi/180);    (*Ec 3.2*)
min:=(hora-12)*60;
h:=0.25*(min);    (*Ec 3.3*)
d:=d*pi/180;
h:=h*pi/180;
L:=L*pi/180;
s:=s*pi/180;
sena:=(sin(L)*sin(d)+cos(L)*cos(d)*cos(h));    (*Ec 3.5*)
cosi:=sin(L-s)*sin(d)+cos(L-s)*cos(d)*cos(h);
seni:=sqrt(1-sqr(cosi));
angle1:=arctan(seni/cosi);
Hbn:=A[mes]*3.1525*exp(-B[mes]/sena);    (*Ec.3.20*)
Hb:=Hbn*sena;    (*Ec. 3.21 *)
Hd:=C[mes]*Hbn*1;    (*Ec. 3.22 *)
H1:=Hb+Hd;    (*Ec 3.25*)
Rb:=cos(L-s)*cos(d)*cos(h)+sin(L-s)*sin(d);
Rb:=Rb/(cos(L)*cos(d)*cos(h)+sin(L)*sin(d));
R:=Hb/H1*Rb+Hd/H1*(1+cos(s))/2+0.2*(1-cos(s))/2;    (*Ec 3.26*)
aux:=H1*R;    (*Ec 3.26*)
Ht:=aux;
seni:=sin(angle1/n);
cosi:=sqrt(1-seni*seni);
angle2:=arctan(seni/cosi);    (*Ec. 3.27*)
ro1:=sqr(sin(angle1-angle2))/sqr(sin(angle1+angle2));    (*Ec. 3.28*)
ro2:=sqr(sin(angle1*angle2)/cos(angle1*angle2))/sqr(sin(angle1+angle2)/cos(angle1+angle2));    (*Ec. 3.29*)
tro1:=(1-ro1)/(1+ro1);    (*Ec. 3.30*)
tro2:=(1-ro2)/(1+ro2);    (*Ec. 3.31*)
tao:=0.5*(tro1+tro2);    (*Ec. 3.32*)
aux:=Ht*(tao*alfa);    (*Ec. 3.33*)
Ha:=aux;
End;
```

A.2 Cálculo de las Variables del Colector de Placa Plana

```

Program colector_de_placa_plana;
uses crt;
type
    temp=array[1..10]of real;
var
    ucp,frp,ttp,qu,tout,hora,tin,eff,htub: real;
    ht1,masa,qu1,hci,Cpp,Rop,K1p :real;
    contu,cont,tope,conta:integer;
const
    ac=3;                (*area del colector*)
    long=18;              (*longitud total de tubos*)
    tinicial              (*temperatura ambiente en K a las 3:00 am*)
    mes=6;                (*mes del año=junio*)
    dia= 21;              (*día del mes*)
    L=19                  (*Latitud *)
    s=10;                 (*Inclinación del colector*)
    d=2.54/100;           (*diámetro externo de tubería 1 in calibre 18 BWG*)
    di=2.54*0.902/100;    (*diámetro interno de tubería*)
{$I tanque.pas} (*Cálculo de la distribución de temperaturas en el tanque*)
{$I h.pas}         (*Cálculo de la radiación que incide en el colector*)
{$I water.pas}     (*Cálculo de las propiedades físicas del agua en sistema ingles*)
{$I water2.pas}    (*Cálculo de las propiedades físicas del agua en MKS*)
function potencia(base:real;pot:real):real; (*Calcula la potencia de una base*)
var
    aux:    real;
Begin
    aux:=exp(pot*ln(abs(base)));
    potencia:=aux;
end;

(*****)
(*Cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor dentro del tubo*)
Function hct(temp,masah:real):real;
var
    auxhc,miu,Cp,K,Ro,Pr,mius,beta,Re,vel:real;
Begin
    propiedades(tpp,mius,Cp,k,Ro,Beta,Pr);
    propiedades(tin,miu,cp,k,Ro,beta,Pr);
    vel:=masah/0.454/ro/(pi*sqr(di/2/0.304));
    re:=Ro*(di/0.304)*vel/miu;
    auxhc:=1.86*potencia(re*Pr,0.33)*potencia((Di/0.304)/3,0.33)*potencia(miu/mius,0.14);
                                                    (*Ec. 3.85*)
    hct:=auxhc/0.1761; (*W/m^2úK*)
End;
(*****)

(*Cálculo del coeficiente global de pérdida de calor del colector*)
Function Uc(tpu:real):real; (*tp=temp placa absorbeora,ta=t ambiente s=inclinación colector*)
var
    Ub,Ue,Uc1,a,b,uaux,utop:real;
const
    boltzman=5.67e-8 (*W/m^2úK*);

```

```

Kins=0.041; (*W/múK, para lana mineral*)
Iins=0.050; (*m*)
hw=22.7; (*W/m^2 K, para verano*)
ap=4*0.0778;
n=1;
ep=0.1;
eg=0.88;
Begin
Ub:=Kins/Iins; (*Ec. 3.37*)
Ue:=0.5*ap/ac; (*Ec. 3.38*)
a:=250*(1-0.0044*(s-90));
b:=(1-0.04*hw+0.0005*hw*hw)*(1+0.091*n);
uaux:=(tpu-ta)/(n+b);
utop:=n/(a/tpu*(potencia(uaux,0.33))+1/hw;
utop:=1/utop;
utop:=utop+boltzman*(tpu+ta)*(tpu*tpu+ta*ta)/(1/(ep+0.05*n*(1-ep))+(2*n+b-1)/eg-n); (*Ec 3.39*)
Uc1:=Utop+Ub+Ue; (*Ec 3.36*)
uc:=uc1;
end;

(*****)
(*Calcula el coeficiente de remoción de calor*)
function fr(Ucf,masa1:real):real;
var
  m,f,ff,fraux,l,Cp,Ro,k1:real;

const
  grosor=5e-4; (*grosor del vidrio*)
  k=385; (*conductividad térmica del cobre (tubo) en W/m·K*)
  Cb=35; (*Conductancia t,rmica de la unión en W/m·K*)
  w=0.140; (*Espacio entre tubos en m*)

Begin
m:=sqrt(Ucf/k/grosor); (*Ec. 3.45*)
L:=(w-d)/2;
f:=1/m/L*(exp(m*l)-exp(-m*l))/(exp(m*l)+exp(-m*l)); (*Ec. 3.52*)
hci:=hct(tin,masa1);
ff:=1/Ucf/(w*(1/ucf/(2*L*f+d)+1/Cb+1/hci/pi/di)); (*Ec. 3.57*)
propiedades1(tin,Cp,Ro,K1);
fraux:=(masa1*Cp)/(ac*Ucf)*(1-exp(-(Ac*Ucf*ff)/(masa1*Cp))); (*Ec. 3.65*)
fr:=fraux;
end;

(*****)

(*Cálculo de la temperatura del tubo*)
function tp(Ut,F:real; var Qu:real):real;
var
  tp1,Hat:real;
begin
  Hat:=Ha(mes,dia,hora,L,s,Ht);
  tp1:=ta+1/Ut*(Hat-F*(Hat-Ut*(tin-ta))); (*Ec. 3.68*)
  qu:=(Hat-Ut*(tp1-ta)); (*Ec. 3.67*)
  qu1:=F*(hat-Ut*(tin-ta)); (*Ec. 3.66*)
  tp:=tp1

```

end;

(*****)

(*Cálculo del flujo másico*)

function Vz(tpv:real; var t:real):real;

var

auxvz,a,b,miu,Cp,k,ro,beta,Pr,t1,haux:real;

const

g=32.2; (*gravedad ft/s²*)

Begin

propiedades((tin+tpv)/2,miu,Cp,k,ro,beta,Pr);

auxvz:=Ro*beta*g*sin(s*pi/180)*sqr(di/2)/8/miu*(tpv-tin); (*ft/s*)

auxvz:=auxvz*0.304; (*m/s*)

propiedades1((tin),Cp,Ro,K);

auxvz:=auxvz*pi*(di*di)/4*Ro; (*Kg/s*)

vz:=auxvz;

t1:=1;

t:=qu*Ac/auxvz/Cp+Tin;

(*Ec. 3.69*)

End;

(*****)

(*Resolución por iteración de Tp, Fr, Uc y Vz*)

procedure resuelve(var ucp,frp,tpp,masa:real);

var

vecr,vecr1:array[1..4] of real;

contu,contul:integer;

deltau,cp,ro,k:real;

begin

vecr[1]:=tpp;

vecr[2]:=0;

vecr[3]:=0;

vecr[4]:=0;

deltau:=1;

contul:=0;

While deltau>0.0001 do

begin

if (contul>100) then

vecr[1]:=0;

for contu:=1 to 4 do

vecr1[contu]:=vecr[contu];

vecr[2]:=uc(vecr[1]);

vecr[4]:=vz(vecr[1],tout);

vecr[3]:=fr(vecr[2],vecr[4]);

vecr[1]:=tp(vecr[2],vecr[3],qu);

deltau:=0;

for contu:=1 to 4 do

deltau:=deltau+abs(sqr(vecr[contu]-vecr1[contu]));

contul:=contul+1;

end;

ucp:=vecr[2];

frp:=vecr[3];

tpp:=vecr[1];

masa:=vecr[4];

propiedades1((tin+tpp)/2,Cp,Ro,K);

eff:=Qu/Ht;

(*Ec. 3.70*)

```

end;

(*****)
(*Programa Principal*)
Begin
  clrscr;
  cont:=0;
  conta:=2;
  tope:=3;
  for contu:=1 to 10 do
    tm[contu]:=15+273.15;
  hora:=7;
  ht1:=0;
  tpp:=300;
  masa:=1;
  While (cont<tope) and (masa>0.0) do
    Begin
      tin:=tm[10];
      ta:=tinicial+16.7*sin((hora-3)*3.141516/24)+273.15;
      resuelve(ucp,frp,tpp,masa);
      if cont=0 then
        Begin
          gotoxy (2,1); write ('hora');
          gotoxy (12,1); write ('flujo Volum,trico (lt/h)');
          gotoxy (40,1); write ('tout (°C)');
          gotoxy (55,1); write ('tinlet(°C)');
          gotoxy (70,1); write ('eficiencia');
        End;
      if (cont mod 10)=0 then
        Begin
          gotoxy (2,conta); write (hora:2:2);
          propiedades1((tout+tin)/2,Cpp,Rop,K1p);
          gotoxy (12,conta); write (masa/rop*1000*3600:2:4);
          gotoxy (40,conta); write (tout-273.15:2:4);
          gotoxy (55,conta); write (tin-273.15:2:4);
          gotoxy (70,conta); write (eff:2:4);
          conta:=conta+1;
        End;
      if conta=25 then
        Begin
          gotoxy (25,25); write('pulse enter para continuar');
          readln;
          Clrscr;
          conta:=2;
        End;
      datos(tout,20+273.15,0,30,masa,0,tm);
      tope:=round(10.25/(dt/3600));
      dt:=0.025;
      hora:=hora+0.025;
      ht1:=ht1+ht;
      cont:=cont+1;
    End;
    gotoxy(25,25); write('Pulse enter para continuar');
    readln;
  end.

```

A.3 .Cálculo de las Variables del Calentador con Colector Parabólico

```

Program Colector_Parabolico;
uses crt;
Const
    mes=6; (*junio*)
    dia= 21;
    tinicial=7.4; (* temperatura a las 3:00 a.m)
    L=19; (*Latitud *)
    s=30; (*Inclinación del colector*)
    di=2.54*0.902/100; (*diámetro interno, 1 pulgada calibre 18 BWG*)
    d=2.54/100; (*diámetro externo*)
    Ar=Pi*(d)*3; (*Area del receptor (tubo)*)
    long=0.25; (*Ancho de la parábola*)
    long1=3*4; (*longitud total de tubería*)
    Ac=3*0.25; (*Area del colector*)
    ncn=4; (*Numero de celdas*)
{$I aire.pas} (*Calcula las propiedades físicas del aire*)
{$I h.pas} (*Calcula la radiación incidente*)
{$I tanque.pas} (*Calcula la distribución de temperaturas en el tanque*)
{$I water.pas} (*Calcula las propiedades físicas del agua en sistema inglés*)
{$I water2.pas} (*Calcula las propiedades físicas del agua en sistema MKS*)
var
    qu,tout,eff,ucp,ttp,frp,hora,tin,tope,auxh,hci,masa,ht1,Cpp,Rop,K1p:real;
    contu,contador,cont,conta,cont1:integer;

    (*****)
    (*Calcula la potencia de una base dada*)
    function poten(base:real;pot:real):real;
    var
        aux: real;
    Begin
        aux:=exp(pot*ln(abs(base)));
        poten:=aux;
    end;

    (*****)
    Function hct(temp,masah:real):real;
    var
        auxhc,miu,Cp,K,Ro,Pr,mius,beta,Re,vel:real;
    Begin
        propiedades(tpp,mius,Cp,k,Ro,Beta,Pr);
        propiedades(tin,miu,cp,k,Ro,beta,Pr);
        vel:=masah/0.454/ro/(pi*sqr(di/2/0.304));
        re:=Ro*(di/0.304)*vel/miu;
        auxhc:=1.86*poten(re*Pr,0.33)*poten((Di/0.304)/3,0.33)*poten(miu/mius,0.14); (*Ec 3.85*)

        hct:=auxhc/0.1761; (*W/m^2·K*)
    End;

    (*****)
    (*calcula el coeficiente convectivo de transferencia de calor en la cubierta*)
    function hw(Temp:real):real;
    var
        Re,Nu,ve,K,Pr,global :real;
    const

```

```

Vel=3.4; (*velocidad típica del aire en verano m/s*)
Begin
  propiedades_aire(temp,ve,k,Pr,global);
  Re:=vel*Long/ve; (*flujo de aire sobre una superficie plana, conv. forzada*)
  Nu:=0.86*poten(Re,0.5)*poten(Pr,0.33); (*Ec. 3.73*)
  auxh:=Nu*K/long; (*Ec. 3.74*)
  hw:=auxh;
  hw:=22.7;
End;

(*****)
(*Coeficiente de radiación de la cubierta al ambiente*)
function Hrc_a(ta,tc:real):real; (*tc:temp cubierta, ta:temp ambiente en °K*)
var
  hr:real;

const
  emisc=0.88; (*emisividad del vidrio*)
  boltzman=5.67e-8; (*constante de Boltzman*)
Begin
  hr:=emisc*boltzman*(Tc+Ta)*(Tc*Tc+ta*ta); (*Ec. 3.75*)
  hrc_a:=hr;
end;

(*****)
(*Coeficiente convectivo del receptor a la cubierta *)
function hcr_c(temp1,temp2,d:real):real;
var
  auxhc,Gr,Pr,k,ve,global:real;
Begin
  propiedades_aire((temp1+temp2)/2,ve,k,Pr,Global);
  Gr:=global*abs(temp1-temp2)*d*d*d;
  auxhc:=gr*Pr;
  if (auxhc>1e3) and (auxhc<1e9) then
    auxhc:=0.27*poten(abs(temp1-temp2)/di/0.304,0.25); (*Ec. 3.76*)
  if (auxhc>1e9) and (auxhc<1e12) then
    auxhc:=0.18*poten(abs(temp1-temp2)/di/0.304,1/3); (*Ec. 3.76*)
  hcr_c:=auxhc;
end;

(*****)
Function Fvista12(radio,b,c:real):real; (*Cálculo de los factores de vista*)
var
  i,j:integer;
  f21,f12:real;
Begin
  f21:=radio/b*arctan(b/c);
  f12:=1/pi*arctan(b/c);
  fvista12:=f12;
end;

(*****)
(*Coeficiente de radiación del receptor a la cubierta*)
function hrr_c(t1,t2,ac,ar:real):real;
var
  f12,auxhr:real;

```

```

const
  sigma=5.668E-8; (*W/m^2K^4;*)
  e2=0.88;      (*emisividad cubierta, vidrio*)
  e1=0.018;     (*emisividad receptor tubo de cobre*)
begin
  fl2:=Fvista12(d/2,long/2,0.015);
  auxhr:=sigma*(t1*t1+t2*t2)*(t1+t2)/((1-e1)/e1+1/fl2+Ar/Ac*(1-e2)/e2);
  hrr_c:=auxhr;
end;

(*****)
(*Coeficiente global de transferencia de calor a los alrededores*)
Function Uc(tr,Ar,Ac:real):real;
var
  auxu,tc,tc1,a,b:real;

Begin
  Tc:=300;
  tc1:=0;
  while abs(tc1-tc)>0.001 do
    Begin
      tc1:=tc;
      a:=(hrr_c(tr,tc,ac,ar)+hcr_c(tr,tc,d));
      b:=(hw((tc+ta)/2)+hrc_a(ta,tc));
      Tc:=(a*Ar*tr+b*Ac*ta)/(a*Ar+b*Ac);
      cont:=cont+1;
    End;
    Auxu:=Ar/(Ac*b)+1/a;
    Auxu:=1/Auxu;
    Uc:=auxu;
  End;

(*****)
(*factor de remoción de calor*)
function fr(Ucf,vfr:real):real;
var
  m,f,ff,fraux,Cp,RO,K1:real;
const
  k=385; (*W/m-K, cobre*)
Begin
  hci:=hct(tin,vfr);
  propiedades1(tin,Cp,RO,K1);
  ff:=1/Ucf/(1/ucf+d/hci/di+d*ln(d/di)/2/k);
  fraux:=(vfr*Cp)/(ar*Ucf)*(1-exp(-(Ar*Ucf*ff)/(vfr*Cp)));
  fr:=fraux;
end;

(*****)
(*Flujo Volumétrico del agua dentro del tubo*)
function Vz(tpv:real; var t:real):real;
var
  auxvz,a,b,miu,Cp,k,ro,beta,Pr:real;
const
  g=32.2; (*ft/s^2*)
Begin

```

```

propiedades(((tin+tpv)/2),miu,Cp,k,ro,beta,Pr);
auxvz:=Ro*beta*g*sin(s*pi/180)*sqr(di/2)/8/miu*(tpv-tin); (*ft/s*)
auxvz:=auxvz*0.304; (*m/s*)
propiedades1(tin,Cp,Ro,K);
auxvz:=auxvz*pi*(di*di)/4*Ro; (*Kg/s*)
t:=Qu*Ac*4/auxvz/Cp+tin;
Vz:=auxvz;
End;
(******)

(*temperatura en el receptor*)
function tr(Ut,F:real; var Qu,eff:real):real;
var
  tr1,Hat:real;

begin
  Hat:=Ha(mes,dia,hora,L,s,Ht);
  tr1:=ta+Ac/Ar/Ut*(Hat-F*(Hat-Ar/Ar*Ut*(tin-ta))); (*Ec. 3.88*)
  Qu:=f*(Hat-Ar/Ar*Ut*(tin-ta)); (*Ec. 3.86*)
  eff:=Qu/Ht; (*Ec. 3.70*)
  tr:=tr1
end;

(******)
(*Calcula por iteración de Uc,Fr, Tp y Vz*)
procedure resuelve(var ucp,frp,tpp,masa:real);
var
  vecr,vecr1:array[1..4] of real;
  contu,contu1:integer;
  deltau,cp,ro,k:real;
begin
  vecr[1]:=tpp;
  vecr[2]:=0;
  vecr[3]:=0;
  vecr[4]:=0;
  deltau:=1;
  contu1:=0;
  While deltau>0.0001 do
  begin
    if (contu1>100) then
      vecr[1]:=0;
    for contu:=1 to 4 do
      vecr1[contu]:=vecr[contu];
      vecr[2]:=uc(vecr[1],Ar,Ac);
      vecr[4]:=vz(vecr[1],tout);
      vecr[3]:=fr(vecr[2],vecr[4]);
      vecr[1]:=tr(vecr[2],vecr[3],Qu,eff);
      deltau:=0;
      for contu:=1 to 4 do
        deltau:=deltau+abs(sqr(vecr[contu]-vecr1[contu]));
        contu1:=contu1+1;
      end;
    ucp:=vecr[2];
    frp:=vecr[3];
    tpp:=vecr[1];
    masa:=vecr[4];
  end;
end;

```

```

    propiedades1((tin+tpp)/2,Cp,Ro,K);
end;

(*****)
(*Programa Principal*)
Begin
    clrscr;
    cont1:=0;
    conta:=2;
    tope:=3;
    for contador:=1 to 10 do
        tm[contador]:=15+273.15;
    hora:=7.0;
    ht1:=0;
    tpp:=300;
    masa:=1;
    While (cont1<tope) do
    Begin
        tin:=tm[10];
        ta:=tinicial+16.7*sin((hora-3)*3.141516/24)+273.15;
        resuelve(ucp,frp,tpp,masa);
        if cont1=0 then
        Begin
            gotoxy (10,1); write ('hora');
            gotoxy (20,1); write ('flujo másico');
            gotoxy (40,1); write ('tout');
            gotoxy (55,1); write ('tinlet');
            gotoxy (70,1); write ('eficiencia');
        End;
        if (cont1 mod 10)=0 then
        Begin
            gotoxy (10,conta); write (hora:2:2);
            propiedades1((tout+tin)/2,Cpp,Rop,K1p);
            gotoxy (20,conta); write (masa/rop*1000*3600:2:4);
            gotoxy (40,conta); write (tout-273.15:2:4);
            gotoxy (55,conta); write (tin-273.15:2:4);
            gotoxy (70,conta); write (eff:2:4);
            conta:=conta+1;
        End;
        if conta=25 then
        Begin
            gotoxy (25,25); write('pulse enter para continuar');
            readln;
            Clrscr;
            conta:=2;
        End;
        datos(tout,20+273.15,0,30,masa,0,tm);
        tope:=round(11/(dt/3600));
        dt:=0.025;
        hora:=hora+0.025;
        ht1:=ht1+ht;
        cont1:=cont1+1;
    End;
    gotoxy(25,25); write('Pulse enter para terminar');
    readln;
end.

```

A.4. Cálculo de la distribución de temperaturas en el tanque de almacenamiento

```

type
  vec3=array[0..10] of real;
var
  i:integer;
  tf,tl,am,dt:real;
  tm:vec3;
function tm1(tf,tl,Ust,Mm,mc,ml,dt:real;fm,gm,tm:vec3;m:integer):real;
var
  tmaux,sumf,sumg:real;
  a:integer;
Begin
  sumf:=0;
  sumg:=0;

  for a:=1 to m do
    Begin
      Fm[a]:=0;
      if a=1 then
        begin
          if tf>tm[a] then
            fm[a]:=1
          end
        else
          Begin
            if (Tm[a-1]>tf) and (tf>tm[a]) then Fm[a]:=1;
            Gm[a]:=0;
            if (Tm[a+1]<tl) and (tl<tm[a]) then Gm[a]:=1;
          end;
          sumf:=sumf+fm[a];
          sumg:=sumg+gm[a];
        End;
      sumf:=sumf-fm[m];
      sumg:=sumg-gm[m];
      tmaux:=(Fm[m]*(tf-tm[m])+(tm[m-1]-tm[m])*sumf);
      if m<10 then
        (*tmaux:=tmaux+ml/mc*(Gm[m]*(Tl-Tm[m])+(Tm[m+1]-tm[m])*sumg);*)
        tmaux:=tmaux-Ust*Am*Mm/mc/dt*(tm[m]-ta); (*Ec. 3.90*)
        tmaux:=Tm[m]+mc*dt/Mm*tmaux;
        tm1:=tmaux;
      End;
    End;
  End;
procedure datos(tf,tl,Ust,mm,mc,ml:real;var tm:vec3);
var
  Fm,Gm:vec3;
  a:integer;
  tm2:vec3;
const n=10;

Begin
  dt:=90;
  for a:=1 to n do
    tm2[a]:=tm1(tf,tl,Ust,Mm,mc,ml,dt,fm,gm,tm,a);
  for a:=1 to n do
    tm[a]:=tm2[a];
  End;

```

A.5.Cálculo de las propiedades del Aire

Procedure Propiedades_aire(temp:real; var ve,k,Pr,global:real); (*temp en §K*)

var

mat :array[0..9,1..9] of real;

i,cont,cont1 :integer;

p,mult :real;

type

v1=array[1..9] of real;

const

tem:v1=(250,260,280,300,320,340,360,400,440);

Vc:v1=(1.1315,1.2146,1.3876,1.5689,1.7577,1.9553,2.1596,2.5909,3.0486);

ka:v1=(2.2669,2.3080,2.4671,2.6240,2.7785,2.9282,3.07709,3.3651,3.6427);

Pr1:v1=(0.722,0.719,0.713,0.708,0.703,0.699,0.695,0.689,0.684);

glob:v1=(2.5768,1.4292,1.0085,0.7371,0.5523,0.4168,0.3238,0.2031,0.1330);

n=9;

m=4;

Begin

for cont:=1 to m do

Begin

for i:=1 to n do

mat[0,i]:=tem[i];

case cont of

1:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=vc[i];

2:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=ka[i];

3:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=Pr1[i];

4:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=glob[i];

end;

for i:=2 to n do

for cont1:=i to n do

begin

mat[i,cont1]:=(mat[i-1,cont1]-mat[i-1,cont1-1])/(mat[0,cont1]-mat[0,cont1-i+1]);

end;

p:=mat[1,1];

for i:=1 to n-1 do

begin

mult:=1;

for cont1:=1 to i do

mult:=mult*(temp-mat[0,cont1]);

p:=p+mat[i+1,i+1]*mult

end;

case cont of

1:for i:=1 to n do

ve:=p*1E-5;

2:for i:=1 to n do

k:=p*1e-2;

3:for i:=1 to n do

Pr:=p;

4:for i:=1 to n do

global:=p*1e11;

end;

End;

End;

A.6. Cálculo de las propiedades del agua en unidades MKS

```

Procedure Propiedades1(temp:real; var Cp,Ro,k:real);
var
  mat          :array[0..10,1..10] of real;
  i,cont,cont1  :integer;
  p,mult        :real;
type
  v1=array[1..10] of real;
const
  tem:v1=(0,20,40,60,80,100,120,140,160,180);
  Cps:v1=(4.2178,4.1818,4.1784,4.1843,4.1964,4.2161,4.250,4.283,4.342,4.417);
  densidad:v1=(1002.28,1000.52,994.59,985.46,974.08,960.63,945.25,928.27,909.69,889.03);
  k1:v1=(0.552,0.597,0.628,0.651,0.668,0.680,0.0685,0.684,0.680,0.675);
  n=10;
  m=3;

Begin
  temp:=temp-273.15;
  for cont:=1 to m do
    Begin
      for i:=1 to n do
        mat[0,i]:=tem[i];
      case cont of
        1:for i:=1 to n do
          mat[1,i]:=Cps[i];
        2:for i:=1 to n do
          mat[1,i]:=densidad[i];
        3:for i:=1 to n do
          mat[1,i]:=k1[i];
      end;
      for i:=2 to n do
        for cont1:=i to n do
          begin
            mat[i,cont1]:=(mat[i-1,cont1]-mat[i-1,cont1-1])/(mat[0,cont1]-mat[0,cont1-i+1]);
            (*      writeln(i,'cont1,'',(*)',mat[i-1,cont1],' ',mat[i-1,cont1-1],' ',mat[i,cont1]);*)
          end;
          p:=mat[1,1];
          for i:=1 to n-1 do
            begin
              mult:=1;
              for cont1:=1 to i do
                mult:=mult*(temp-mat[0,cont1]);
              p:=p+mat[i+1,i+1]*mult
            end;
          case cont of
            1:for i:=1 to n do
              Cp:=p*1e3;
            2:for i:=1 to n do
              Ro:=p;
            3:for i:=1 to n do
              k:=p;
          end;
        end;
      End;
    End;
  End;

```

A.7 Cálculo de las propiedades del agua en unidades inglesas

Procedure Propiedades(temp:real; var miu,Cp,k,Ro,Beta,Pr:real);

var

mat :array[0..10,1..10] of real;

i,cont,cont1 :integer;

p,mult :real;

type

v1=array[1..10] of real;

const

tem:v1=(60,80,100,150,200,250,300,400,500,600);

Visc:v1=(0.76,0.578,0.458,0.290,0.206,0.160,0.130,0.093,0.0700,0.0579);

Cps:v1=(1,0.999,0.999,1,1.01,1.02,1.03,1.08,1.19,1.51);

ka:v1=(0.340,0.353,0.364,0.383,0.392,0.395,0.395,0.382,0.349,0.296);

densidad:v1=(62.3,62.2,62.1,61.3,60.1,58.9,57.3,53.6,49,42.4);

Compresibilidad:v1=(0.8,1.3,1.8,2.8,3.7,4.7,5.6,7.8,11,17.5);

Pr1:v1=(8.07,5.89,4.51,2.72,1.91,1.49,1.22,0.950,0.859,1.07);

n=10;

m=6;

Begin

temp:=(temp-273.15)*1.8+32;

for cont:=1 to m do

Begin

for i:=1 to n do

mat[0,i]:=tem[i];

case cont of

1:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=visc[i];

2:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=Cps[i];

3:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=ka[i];

4:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=densidad[i];

5:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=compresibilidad[i];

6:for i:=1 to n do

mat[1,i]:=Pr1[i];

end;

for i:=2 to n do

for cont1:=i to n do

begin

mat[i,cont1]:=(mat[i-1,cont1]-mat[i-1,cont1-1])/(mat[0,cont1]-mat[0,cont1-i+1]);

p:=mat[1,1];

for i:=1 to n-1 do

begin

mult:=1;

for cont1:=1 to i do

mult:=mult*(temp-mat[0,cont1]);

p:=p+mat[i+1,i+1]*mult

end;

case cont of

1:for i:=1 to n do

miu:=p*1E-3;

2:for i:=1 to n do

```
    Cp:=p;
3:for i:=1 to n do
    k:=p;
4:for i:=1 to n do
    Ro:=p;
5:for i:=1 to n do
    Beta:=p*1E-4;
6:for i:=1 to n do
    Pr:=p;
    end;
End;
End;
```

Apéndice B . - Desarrollos

B1. -Desarrollo del Perfil de Velocidad

Ecuación de Continuidad

$$V_{\theta=0}, V_r = 0 \quad \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z) = 0 \quad \text{b.1}$$

$$V_z = \text{etc.} \quad V_z \text{ no depende de } z \quad V_z = f(r)$$

Ecuación de movimiento

$$\rho V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \tau_{rz}) - \rho \beta g z (T - \bar{T}) \quad \text{b.2}$$

$$g z = g \sin \alpha \quad \text{b.3}$$

$$-\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \tau_{rz}) - \rho \beta g \sin \alpha (T - \bar{T}) = 0 \quad \text{b.4}$$

$$\tau_{rz} = -\mu \frac{\partial V_z}{\partial r}$$

$$+\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \mu \frac{\partial V_z}{\partial r} = \rho \beta (T - \bar{T}) g \sin \alpha \quad \text{b.5}$$

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} r \mu \frac{dV_z}{dr} = \rho \beta (T - \bar{T}) g \sin \alpha \quad \text{b.6}$$

$$\text{C.L.1} \quad r=0 \quad V_z = \text{infinito}$$

$$\text{C.L.2} \quad r=R \quad V_z = 0$$

Integrando

$$\frac{d}{dr} r \mu \frac{dV_z}{dr} = A r \rightarrow \int d \left[r \mu \frac{dV_z}{dr} \right] = A \int r dr \quad \text{b.7}$$

$$r \mu \frac{dV_z}{dr} = \frac{A}{2} r^2 + C_1 \quad \text{b.8}$$

Sustituyendo C.L.

$$C_1 = 0$$

$$\frac{dV_z}{dr} = \frac{Ar}{2\mu} \rightarrow \int dV_z = \frac{A}{2\mu} \int r dr \quad \text{b.9}$$

$$V_z = \frac{Ar^2}{4\mu} + C_2$$

Sustituyendo C.L.2

$$0 = \frac{A}{4\mu} R^2 + C_2 \rightarrow C_2 = -\frac{A}{4\mu} R^2 \quad \text{b.10}$$

Sustituyendo C en V_z

$$V_z = \frac{A}{4\mu} r^2 - \frac{A}{4\mu} R^2 \rightarrow V_z = \frac{A}{4\mu} (r^2 - R^2) \rightarrow V_z = \frac{AR^2}{4\mu} \left[\left(\frac{r}{R} \right)^2 - 1 \right] \quad \text{b.11}$$

$$V_z = \frac{\rho\beta(T - \bar{T})g\sin\alpha R^2}{4\mu} \left[\left(\frac{r}{R} \right)^2 - 1 \right] \quad \text{b.12}$$

$$V_{z\text{máx}} = \frac{\rho\beta(T - \bar{T})g\sin\alpha R^2}{4\mu} \quad \text{b.13}$$

$$V_z = \frac{V_{z\text{máx}}}{2} \quad \text{b.14}$$

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Transferencia de Calor

J. P. Holman

Compañía Editorial Continental S.A. de C.V.

México 1993

Heat Transfer

Anthony F. Mills

México 1992

Heat Transfer

a basic approach

M. Necati Öziski

Ed. McGraw-Hill

Singapur 1985

Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería

James R. Welty

Ed. Limusa

México 1993.

Solar Energy Engineering

Jui Sheng Hsieh

Ed. Prentice-Hall

1938

Geometría, Energía Solar y Arquitectura

Jorge Cantarell Lara

Ed. Trillas

Heat Transfer

A. J Chapman The Macmillan Company

New York 1960

Energía Solar, Fundamentos y Aplicaciones Fototérmicas

José A. Manrique

Ed. Harla

México 1984

Uso directo de la Energía Solar

Farrington Daniels

H. Blume Ediciones

Madrid , 1982

Energía del Futuro
Robert Stobaugh, Daniel Yerguin
Ed. CECSA
Harvard, 1982

Aplicaciones de la Energía Solar
A.B. Meinel, M.D. Meinel
Ed. Reverté
España, 1982

Solar Engineering of Termal Proceses
Duffie Beckman
Wiley Interscience Publication
United States of America, 1991

Ingeniería de la Energía Solar
Rafael Almanza Delgado
El Colegio Nacional
México 1994