

24  
29



# Universidad Nacional Autónoma de México

---

---

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO DE COLECTORES SOLARES  
PLANOS

TESIS MANCOMUNADA

VICTOR HUGO CRUZ FUENTES  
FERNANDO J. FRIAS CASTILLO

INGENIERO QUIMICO

1985



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

## INTRODUCCION

A finales de la década de los sesentas, se empezó a utilizar con frecuencia el término de "crisis energética". Estrictamente hablando se podría decir que este término estaba mal utilizado, ya que se empleaba para referirse a la disputa existente entre los países productores de petróleo y las potencias industrializadas por el control en los precios del petróleo.

En realidad la verdadera crisis energética, es decir un déficit de la producción con respecto a la demanda de energía, está aún por llegar.

Si consideramos que en la actualidad se está produciendo la mayor cantidad de petróleo en toda la historia, 18 000 millones de barriles durante 1983, podría parecer que contamos con reservas casi ilimitadas de este energético y que la posibilidad de una crisis de energía solo será realidad a muy largo plazo.

Pero no hay que olvidar que una producción desmedida corresponde también a un consumo desmedido, y, lo que es peor, indiscriminado de un recurso natural no renovable, ya que casi la totalidad del crudo extraído se utiliza para ser quemado como combustible.

De continuar la explotación del petróleo al mismo ritmo actual, las reservas probadas del energético calculadas en 1983 por 670,000 millones de barriles, sólo bastaran para cubrir las necesidades de los próximos 37 años, aunque es casi seguro que se incrementan las cuotas de producción en los próximos años, lo que provocaría que este plazo de 37 años se redujera considerablemente.

Sólo en los Estados Unidos se calcula que sus importaciones de petróleo pasaran de 34 millones de toneladas en 1972 a 184 millones en el año 2000.

El periodo de explotación industrial del petróleo habrá sido de 100 años aproximadamente, y en sólo cuatro generaciones habremos agotado este recurso natural.

TABLA 1

RESUMEN DE LAS RESERVAS RECUPERABLES COMPROBADAS  
DE COMBUSTIBLES FOSILES EN EL MUNDO

CONTENIDO ENERGETICO X 10<sup>6</sup> TJ

PAISES	CARBON	PETROLEO	GAS NATURAL	ESQUISTOS BITUM	TOTAL	%
Estados Unidos	5,200.22	240.81	286.84	6,363.85	12,091.72	37.88
URSS	3,508.39	351.9	609.7	146.7	4,616.7	14.46
China	2,344.2	74.6	25.3	908.1	3,352.2	10.50
Canadá	132.8	46.5	96.	3,248	3,523.2	11.35
Alemania, R.F.	986.3	2.3	12.4	13.5	996.5	3.13
Arabia Saudita		809.8	57.4		867.2	2.71
Irán	5.6	383.6	211		600.3	1.88
Australia	481.5	8.5	20.5		510.4	1.60
Kuwait		440.5	40.6		481.1	1.51
Polonia	468.9	.4	4.65		473.9	1.48
Alemania R.D.	442.5	.07	.56		443.1	1.39
Argelia	.15	258.5	110.8		369.4	1.15
Venezuela	.34	263.5	34.92	.44	299.2	0.94
India	272	5.6	2.5		280	0.87
Sudáfrica	249.2		.42		249.6	0.78
Irak		191.9	21.1		213	0.67
Libia		173.1	29		202	0.63
Yugoslavia	177.9	4.2	2	5.5	189.6	0.59
Reino Unido	127.2	21.8	33.1		182	0.57
Emiratos Arabes U.		131.2	13.7		144.9	0.45
Checoslovaquia	129.8	.08	.56		131.1	0.41
Holanda	55.3	1.6	65.8		122.6	0.38
Nigeria	5.2	50	46.5		102	0.32
Zaire	18.1	3	1.1	67	89.1	0.28
Indonesia	14.1	63	3.5		80.5	0.25
Brasil	41.2	4.6	1.4	21.5	68.7	0.21
Suazilandia	53.3				53.3	0.16
Italia	.33	.3	6.33	47	54	0.17
Qatar		39.6	8.44		48.1	0.15
Bulgaria	46.5	1.6	1.08	.84	50	0.16
Siria		45	.74		45.7	0.14
México	16.8	17.9	10.8		45.5	0.14
Resto del mundo	333.29	322.04	173.87	99.7	946.1	2.95
<b>TOTALES</b>	<b>15,111.12</b>	<b>3,957.5</b>	<b>1,932.61</b>	<b>10,921.5</b>	<b>31,922.72</b>	<b>100,00</b>

La crisis de energía no es exclusiva del petróleo, es extensiva a todos y cada uno de los energéticos no renovables, que presentarán casos muy similares al del petróleo.

Esta inminente crisis provocará el desplome de muchas industrias (Automotriz, textil, petroquímica, etc.) que deberán ser reestructuradas completamente para que puedan seguir existiendo. Aún más, el hombre tendrá que replantear su modo de vida y adaptarse a las nuevas condiciones.

Treinta y siete años es un plazo apenas razonable para la investigación, el desarrollo, la aplicación y la difusión de sistemas alternativos de aprovechamiento de otras fuentes de energía. Estas fuentes opcionales de energía pueden ser: la energía del mar, la energía geo-térmica, la energía de los vientos, la energía nuclear, la energía solar, etc.

Si evaluamos cuantitativamente las fuentes opcionales de energía, la energía solar es la más prometedora de todas ellas. Es extraordinariamente potente, ya que en 15 minutos el sol deposita en la tierra una cantidad de energía equivalente a las necesidades del planeta en un año. Y es infinita pues debido al proceso de fusión termonuclear que mantiene al sol en actividad, el lapso de vida del astro se prolongará por muchos millones de años (muchos más que la expectativa de vida de la especie humana).

El desarrollo de una tecnología adecuada para optimizar el buen aprovechamiento de esta fuente inagotable de energía deberá ser considerada como una necesidad prioritaria para esta y para futuras generaciones.

El presente trabajo tiene por objeto, ilustrar un método de cálculo aplicable al diseño de captadores solares planos, explicando específicamente las características de cada variable que intervienen en la transferencia de energía, e indicando la manera de poder evaluar cada una de estas variables.

Además, hacer una descripción intensiva del sistema, denotando las principales partes que lo constituyen, explicando su funcionamiento y diseño estructural, y su importancia.

## II SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR

Los colectores de energía solar son básicamente de tres tipos:

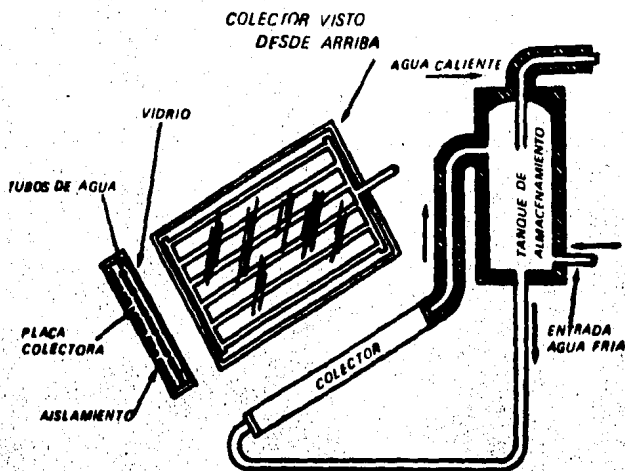
- a) Colectores Solares planos.
- b) Colectores cilíndrico-parabólicos.
- c) Colectores parabólicos de revolución.

a) El colector plano, como su nombre lo indica, aparece como una superficie plana constituida por una placa metálica que debe ser buena conductora del calor (cobre, aluminio, acero) a la que se acoplan los tubos por donde circula el líquido que se pretende calentar.

La superficie de captación así constituida se pinta generalmente de negro para favorecer la absorción de la energía. Se monta este sistema sobre un bastidor de madera o hierro y se protege la cara frontal de incidencia con una cubierta transparente. La parte posterior del colector se recubre con un material aislante para evitar pérdidas por conducción.

El líquido frío entra por el cabezal inferior, se reparte y asciende por todos los tubos de calentamiento y se recoge en el cabezal superior, desde donde circula por convección hasta el depósito de almacenamiento, el cual debe estar bien aislado. Este aislamiento garantiza el servicio de líquido caliente, estando a cubierto de las intermitencias de la radiación solar y de la ausencia de ésta durante las noches.

Este tipo de colectores son apropiados para el servicio de agua caliente en una instalación doméstica.



La absorbancia de un colector plano es del orden de 80 a 95% pero la energía calórica que retiene es del orden del 50 al 70%, a causa de la emisividad del propio colector. Se pueden lograr rangos de temperatura de 65°C hasta — 150°C.

La absorbancia de la superficie de captación puede mejorarse, elevándose a valores del 98%, obscureciendo la misma con cromo por un procedimiento electrofítico, empleando ánodo de plomo o acero al carbón. La capa de cromo depositada aumenta la absorbancia y además reduce la emisividad por un fenómeno de interferencia de la radiación roja.

También puede aumentarse la absorbancia, recubriendo la superficie con dentritas de tungsteno, debido a un fenómeno de difracción.

El costo de un colector plano, varía de acuerdo a las exigencias de la propia instalación, la temperatura deseada y las especificaciones de rendimiento.



b) El Colector cilíndrico-parabólico, tiene la superficie de captación en forma de medio cilindro hueco y de material reflejante, permitiendo esto concentrar la radiación en una línea focal, donde se puede colocar el tubo que conduce el líquido que se desea calentar. Este sistema permite alcanzar temperaturas de 400°C a 600°C en promedio y aún hasta los 750°C.

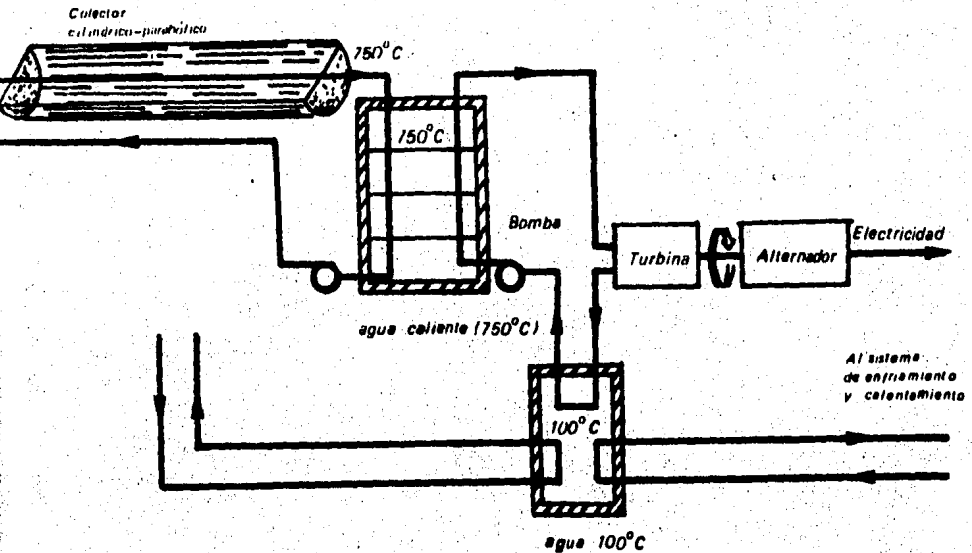
Este colector concentrador exige una incidencia normal de la radiación, por lo que se necesita dar al colector un movimiento sincrónico con respecto al sol, para garantizar un buen rendimiento, el cual puede variar entre 50 y 70%. No captan la radiación difusa, solo la directa.

En algunos casos se deja fijo el colector con su eje en dirección este-oeste con la debida inclinación hacia el sur, se limita así la eficiencia pero se simplifica el sistema.

Aunque las temperaturas que se alcanzan con este tipo de colector solar son más altas que las que se pueden obtener con un colector solar plano, la cantidad de líquido que se puede calentar es menor, por ser un solo tubo el que está expuesto a la radiación concentrada.

Sin embargo este tipo de colector cilíndrico-parabólico es el que está probando dar mejor resultado para la generación de electricidad por las temperaturas a que se puede operar.

En estos sistemas, el calor recolectado se utiliza para generar vapor que alimentará a una turbina acoplada a un generador eléctrico.



Para evitar la reemisión de energía del tubo de calentamiento se adhieren al mismo dentristas de tungsteno que permiten absorber energía de la radiación solar comprendida entre .5 y 50 micrones de longitud de onda, produciendo interferencia que impide la reemisión de la radiación infra-roja. Debido a la alta temperatura en la línea focal en donde se encuentra el tubo de calentamiento, éste se convierte en un elemento de emisión muy energético, directamente y a través del propio reflector, si es que no se transfiere a tiempo la energía captada al fluido o a un sistema de almacenamiento.

c) El colector parabólico de revolución, es el tipo de concentrador solar - que permite alcanzar las más altas temperaturas, ya que toda la energía inci-

dante en el reflector se concentra en un solo punto que es el foco del paraboloide.

Se pueden alcanzar temperaturas del orden de 3000 a 4000°C, que lo hacen utilizable para ciertos procesos de fusión, se denominan también, Hornos Solares.

Las masas que se calientan son relativamente pequeñas, y hasta la fecha el uso de este tipo de colectores solares está limitado a procesos de investigación.

Sistemas en donde se aplica la energía solar.

- a) Sistemas de evaporación en las salinas: Se lleva a cabo en muchos países, India, Paquistán, México, Chile y E.U.

En algunos sistemas se obtiene agua potable como subproducto.

- b) Calentamiento de agua para necesidades residenciales o industriales. Por su sencillez estos sistemas están muy difundidos en Australia, Israel, - Japón.

En las instalaciones domésticas la circulación del agua se logra por termosifón, para evitar el empleo de bombas.

Cuando se necesita una cantidad mayor de agua caliente, se dispone de un calentador eléctrico auxiliar y se hace necesaria usar la circulación forzada con el control termostático.

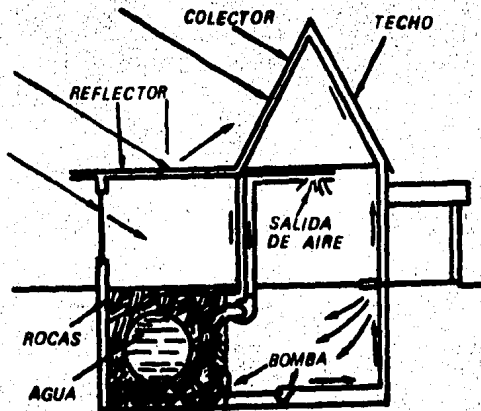
La tecnología para el calentamiento de agua por el sol está bien establecida, adaptándose a las particulares condiciones de desarrollo y disponibilidades de cada país.

- c) Obtención de agua potable: Por destilación de agua de mar o de agua no potable. En nuestro país existe una planta experimental productora de agua potable por energía solar en B.C. Norte.

- d) Secado de productos agrícolas: En algunas regiones está aplicación es de suma importancia para su economía, especialmente las productoras de frutas, legumbres, cereales y maderas.

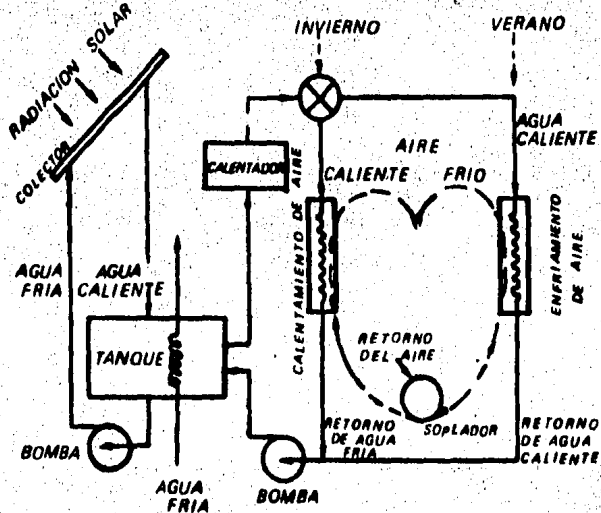
- e) Calefacción y refrigeración de edificios. Se basan en la utilización de colectores solares planos. El sistema se adapta para procurar calefacción o aire acondicionado según se quiera. Aprovecha la energía solar que capta en

un colector plano colocado en una de las vertientes del techo orientada al sur. El sistema requiere de una bomba para elevar el agua desde un depósito de almacenamiento hasta el tubo distribuidor que alimenta al colector. El agua caliente retorna por gravedad al depósito, el cual se halla rodeado por una masa de rocas que sirven como almacén de calor adicional y como cuerpo de transferencia de calor. La casa se calienta por un sistema de circulación forzada haciendo pasar aire a través de las rocas calientes e inyectándolo en las habitaciones. Los ductos de circulación de agua caliente pueden contribuir asimismo a la calefacción.



*Casa con Calentamiento Solar*

El enfriamiento se realiza usando una pequeña unidad de refrigeración de compresor que manda aire frío a la masa de rocas, que a su vez enfrían el agua de depósito. En este caso ambos sirven como "almacén de frío". La energía del sol sirve para calentar el generador de vapores del líquido absorbente.



### III.- COLECTORES SOLARES PLANOS.

Como se ha visto, existen tres tipos básicos de colectores de energía solar, cada uno de ellos presentan características específicas que los hacen diferentes entre sí en cuanto a rango de temperatura, cargas térmicas que pueden manejar, funcionamiento, costo de fabricación, etc.

La selección de algún tipo de colector solar, depende entonces del uso o servicio que se quiera dar a la energía colectada.

Los colectores de concentración (Cilíndricos y de revolución) son los que proporcionan las temperaturas más altas que se pueden lograr usando la energía solar. No obstante esto su uso es todavía bastante limitado.

La temperatura alcanzada en un colector cilíndrico parabólico es adecuada para proporcionar vapor de media presión por ejemplo; pero debido a la carga de líquido que puede manejar la cantidad de vapor que produce es insuficiente en comparación con las necesidades de cualquier planta pequeña, se hace necesario entonces contar con sistemas auxiliares para completar la producción de vapor.

Los colectores de revolución producen temperaturas del orden de 3000 - 4000 °C. pero estas temperaturas son puntuales, lo que limita mucho la aplicación de estos sistemas.

Los colectores solares planos proporcionan rangos de temperatura inferiores a los alcanzados con los colectores de concentración, como contraparte presentan otras características que son muy ventajosas en comparación con las de los colectores de concentración.

a) Pueden manejar cargas térmicas considerablemente mayores que los otros colectores. La cantidad de líquido que se puede calentar utilizando un co

lector solar plano de aproximadamente 2.4 x 2.4 m puede satisfacer perfectamente las necesidades de agua caliente de una casa habitación, o utilizando varios colectores, los requerimientos de hospitales y edificios.

b) Su construcción es muy sencilla, sin grandes problemas mecánicos ni de mantenimiento.

Esta característica es muy importante, ya que en su fabricación no intervienen piezas que requieran gran tecnología para su fabricación, y esto facilitaría su difusión en países menos desarrollados.

c) El costo de fabricación de un colector plano, es mucho mas bajo que el de cualquier otro tipo de colectores.

Hay que destacar que este costo de fabricación es muy variable y - que se pueden construir de una manera casi artesanal utilizando materiales baratos y de fácil obtención; o bien utilizar materiales especiales como - cubiertas polarizadas, pinturas electrodepositadas, aislamientos especiales y otro tipo de materiales que mejoran la eficiencia pero elevan el costo.

Así, los colectores planos representan actualmente la mejor alternativa para utilizar la energía solar como sustituto energético en una aplicación práctica.



## PARTES DE UN COLECTOR SOLAR PLANO.

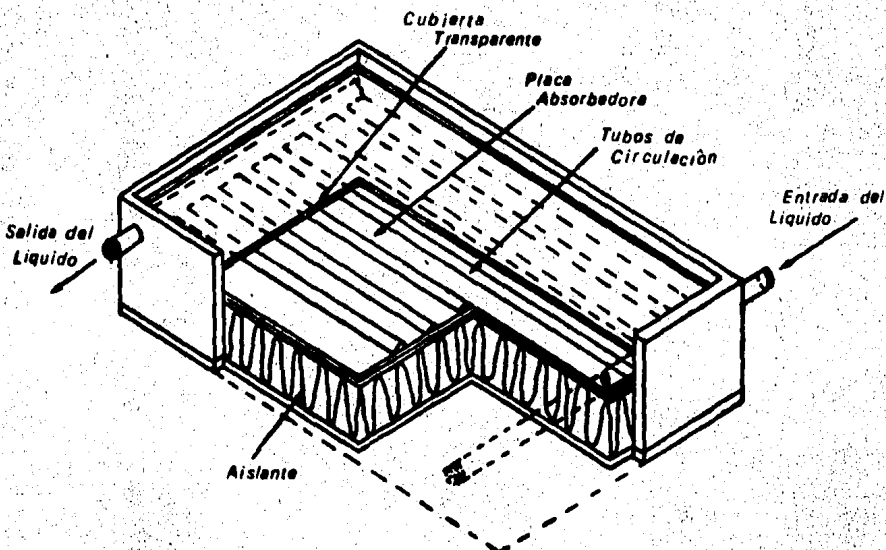
### CUBIERTA

Los colectores solares planos son los más simples y los más ampliamente usados para convertir la radiación solar en forma de calor útil.

La energía térmica es eliminada del colector por un flujo de aire o líquido, dicho calor es usado o almacenado para usarse posteriormente.

El colector plano típico es mostrado en la siguiente figura. La radiación solar pasa a través de la cubierta transparente e inside en la parte oscura del colector, donde es absorbido, cambiando la temperatura del fluido.

*Colector Solar Plano*



Una de las partes más importantes en un colector solar plano, es la cubierta.

Para absorber una buena cantidad de calor, es necesario tener una superficie ideal, para lo cual es necesario diseñar la cubierta más adecuada.

El fin de ésta cubierta es minimizar las pérdidas de calor, actuando dicha cubierta como la ventana de una casa habitación.

La cubierta del colector reduce las pérdidas por convección, ya que se forman espacios de aire entre la superficie del colector y la cubierta.

Las pérdidas de calor por radiación son también minimizadas, ya que el vidrio - que es transparente - es un buen absorbedor de la energía térmica.

Las pérdidas por conducción son minimizadas con el uso de un aislante, por todos los lados del colector.

Hasta ahora las cubiertas son "negras" con respecto a la re-radiación de la superficie del colector, por tanto se absorbe en vez de ser transmitida por la cubierta. La temperatura de la cubierta es más alta que la temperatura ambiente, pero más baja que la del colector. El rango de pérdidas de calor irradiadas de la superficie del colector, son reducidas, ya que dependen de la temperatura de la superficie la cual puede ser radiada.

Las pérdidas por convección y radiación del colector plano, tienden a ser grandes, debido a que el área para dichas pérdidas es igual al área de radiación solar.

Un adecuado diseño del colector plano da un gran mejoramiento y reduce las pérdidas por convección y radiación.

La transferencia de calor entre el fluido y la superficie del colector, debe ser maximizada, de modo que la superficie del colector proporcione el calor necesario para realizar su función.

A continuación trataremos de conocer como se reducen las pérdidas de -

calor del colector y la manera de calcularlas, como varia la temperatura ambiente y la de la superficie del colector y la forma de determinar el diseño del colector.

### Acción de la luz sobre los materiales

Cuando los materiales son expuestos a la luz, éstos pueden transmitir, reflejar o absorber la energía. Si los coeficientes son definidos en igual proporción transmitancia ( $\tau$ ), reflexión ( $P$ ) y absorción ( $\alpha$ ), podemos entonces escribir una ecuación simple.

$$\tau + P + \alpha = 1 \quad (3-1)$$

Esta ecuación es válida para cualquier longitud de onda de luz; esto incluye la radiación del sol y también la radiación del colector solar plano.

### Reflexión

El reflejo de un material translúcido o transparente, depende del índice de refracción y del ángulo de incidencia formado entre la radiación entrante y una línea perpendicular de la superficie transmitida.

Si el ángulo de incidencia es de  $0^\circ$ , para una superficie simple.

$$P = \left( \frac{n-1}{n+1} \right)^2 \quad (3-2)$$

Donde  $n$  es el índice de refracción. En el caso del vidrio, la cubierta de material más común tiene una  $n = 1.53$  y entonces tendríamos:

$$P = \left( \frac{1.53-1}{1.53+1} \right)^2 = 0.044 \quad (3-3)$$

Esto significa que el 4.4% de la radiación es reflejada a cada superficie, y el 8.8% es reflejado en el paso a través de la placa de vidrio.

Esta es una pérdida seria cuando se usan 2 ó más cubiertas por lo que en la práctica se usa como máximo 2 cubiertas.

Las pérdidas por reflexión se incrementan lentamente conforme aumenta el ángulo de incidencia, llegando éstas hasta el orden de 18% (en ambas

superficies) cuando la luz incide en un ángulo de  $30^\circ$  con la superficie.

Hay varias formas de reducir las pérdidas por reflexión, ya sea del vidrio o de cualquier otro material.

Una primera forma es recubrir el material, ya sea vidrio o cualquier otro, con un conductor dieléctrico, ya que éste conduce y transmite la luz, reduciéndose así el efecto de reflexión.

Estas pérdidas están dadas por la siguiente ecuación:

$$P = 1 - \frac{4 n_1 n_2}{(n_2^2 + n_1)(n_1 + 1)} \quad (3-4)$$

Hay que hacer notar que si  $n_1 = n_2$ , la expresión se reduce a la ecuación (3 - 2) Esto muestra que la reflexión es mínima cuando:

$$n_2 = \sqrt{n_1} \quad (3-5)$$

entonces para el vidrio tenemos:

$$n_2 = \sqrt{1.53} = 1.23 \quad (3-6)$$

Consecuentemente, de acuerdo con la ecuación la reflexión mínima es entonces:

$$P = 1 - \frac{4 \times 1.53 \times 1.23}{(1.23^2 + 1.53)(1.53 + 1)} = 2.2\% \quad (3-7)$$

obteniendo como resultado la mitad de pérdidas por reflexión, de cuando se encuentra el vidrio sin recubrir.

El material más práctico con el cual se llega a un índice de refracción ideal, es con los metales fluorados (con fluor) como el que se usa en el revestimiento de una cámara fotográfica. Para estos materiales se tiene una  $n = 1.38$ , obteniéndose una  $P = 0.028$ , es decir, 2.8%.

Esto es una gran reducción ya que de 8.8% que se tenía cuando el

vidrio no estaba recubierto, se ha reducido hasta un 5.6% la reflexión.

Desafortunadamente, como el revestimiento es muy caro, este proceso es adecuado, además la durabilidad del recubrimiento es muy pobre y dudosa. Tiene un tiempo de vida aproximado de 20-40 años.

Una segunda forma de reducir las pérdidas por reflexión, es usando una capa fina de filtro de interferencia (tiene el mismo propósito de una película fina depositada en el lente de una cámara). El grosor de ésta capa puede ser de 1-4 veces la longitud de onda de la frecuencia dominante de la luz transmitida. Las pérdidas por reflexión con ésta película fina son prácticamente cero, con una longitud de onda simple, pero extendiéndose sobre un amplio rango de longitud de onda, tendremos relaciones complejas, por lo que este método no es adecuado. El mejor índice de refracción para una capa de revestimiento es el dado en la ecuación siendo el de las capas fluoradas la mejor elección.

En vista que el mayor problema es el tiempo de durabilidad del revestimiento, se descubrió por fortuna que una de las propiedades de la capa de revestimiento es que puede ser "grabada al agua fuerte" sobre la superficie del vidrio con relativa facilidad por inmersión en un baño de sílice supersaturado con ácido fluorosilícico. El ácido ataca a la superficie del vidrio y deja un residuo, una capa porosa de sílice, teniendo así un índice de refracción cerca del óptimo.

El vidrio recubierto por el grabado es comúnmente comercial y tiene un costo bajo. El problema que se ha tenido es su durabilidad, pero pruebas recientes han descubierto que en una casa el recubrimiento lleva 20 años para un colector solar y además se encontró que las pérdidas totales por reflexión permanecen en un 2%. Además dando un tratamiento de calor, hace que la superficie grabada sea estable en humedades altas.

## Absorción

Hay muchos materiales que transmiten la luz muy bien, absorbiendo poca energía de la luz transmitida. El vidrio, el aire, agua y algunos plásticos transparentes son algunos de ellos. Estos materiales generalmente absorben ligeramente la luz, dependiendo del color y grosor de la placa.

El vidrio llamado filo verde por ejemplo, absorbe de 5-10% de la luz incidente. El vidrio color tabaco (a menudo usado para edificios comerciales) absorbe más la luz incidente. Afortunadamente la impureza (óxido de hierro) es la que controla el color y la absorbencia del vidrio.

Si el vidrio es el llamado de bajo hierro, el cual tiene 0.05% de óxido de hierro, las pérdidas serían de cerca del 2.5% por absorción transmitida por la luz.

Un vidrio de muy bajo hierro ó vidrio blanco, que tiene un 0.01% de óxido de hierro, permite transmitir un 91.4% de la radiación solar.

Ordinariamente el vidrio no debería usarse para colectores planos, pero es el más barato y es aprovechado de una gran forma (más el de bajo hierro).

El vidrio para colectores solares es usualmente templado, para evitar una posible ruptura del vidrio.

Comunmente se usa vidrio de (.86m X 1.93) con un grosor de (4mm).

## Transmitancia

Un material que tenga mayor transmitancia es el que mejor conviene para usarse en la fabricación de colectores solares planos.

La transmitancia de los vidrios más absorbentes puede decrecer considerablemente cuando el ángulo de incidencia es mayor de 45°.

Los cambios de reflexión son ligeros con respecto al ángulo de incidencia, pero la absorbancia incrementa en proporción a la longitud de pasillos de paso de luz a través del vidrio, dado que la proporción transmitida decrece con el coseno del ángulo de incidencia. Si el vidrio es grueso o no bajo en acero, el efecto puede ser de importancia en los colectores solares planos, no solo por que ellos colectan una porción de su radiación (ya sea temprano en la mañana o muy tarde) sino también por los días nublados donde colectan difusamente la radiación que viene en todas direcciones.

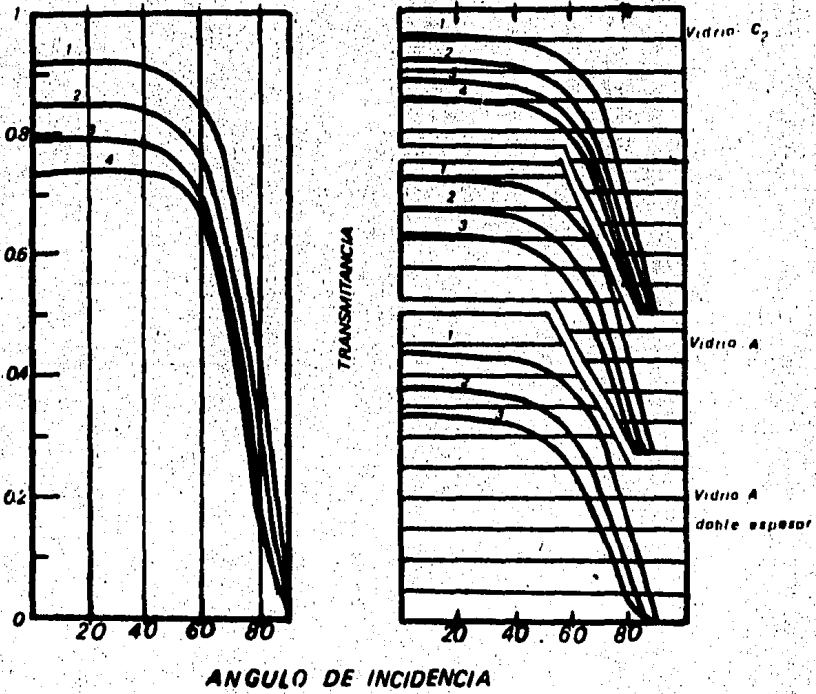
La siguiente tabla muestra las propiedades del vidrio que son importantes para el uso de placas de colectores solares. Notese que la transmitancia del vidrio blanco es del 91%.

TIPO DE VIDRIO

	<u>FLOTADO</u>	<u>FILO VERDE</u>	<u>TRANSPARENTE</u>
Contenido de Oxido de Fierro	0.12	0.05	.01
Indice de Refracción	1.52	1.5	1.5
% de Transmittancia	79-84	88-89	91.2-91.6
Espesor en pulgadas	.125-.25	.125-.1875	.125-.21875
% Pérdidas por Reflexión	8.2-8.0	8.1-8.0	8.0
% Pérdidas por absorción	8-13	3-4	Menos de 1.0



La siguiente figura muestra el efecto del ángulo de incidencia sobre la transmitancia (sin pérdidas por absorción) para 1, 2, 3 y 4 placas de vidrio de bajo acero; en la otra figura se muestran las pérdidas totales.



La primera figura muestra el cálculo de la transmitancia de un sistema de cubiertas de vidrio, permitido solo para pérdidas de reflexión (índice de refracción de 1.526)

La segunda figura muestra el cálculo de la transmitancia de un sistema de platos de vidrio, válido para pérdidas de reflexión y absorción. El vidrio  $C_2$  es el vidrio blanco con 0.117 in. de espesor. El vidrio A es el vidrio de ventana, con 0.089 y 0.126 in. de espesor.

Estas curvas muestran que el ángulo de incidencia no es muy importante para ángulos mayores de  $45^\circ$  de la vertical. Por supuesto las placas adicionales de vidrio, reducen considerablemente la transmisión de la luz. Para propósitos prácticos, la transmitancia de varias placas de vidrio han sido mostradas por Hottel y Woertz (\*\*\*) como el producto de las transmitancias - por cada placa.

Designaremos a  $T_T$  como la transmitancia total.

#### Alternativas de materiales para la placa del colector.

Aunque solo hemos hablado del vidrio como material usado para cubierta, existe una pequeña lista de materiales que pueden ocuparse para este servicio. Por ejemplo los plásticos claros son demasiado sensitivos a la degradación ultravioleta, y pocos pueden tolerar las temperaturas de  $150^\circ\text{C}$ , las cuales son fáciles de obtenerse.

Otro es el policarbonato (Lexan), al cual se le ha visto que tiene aplicación en procesos solares, debido a que ciertos acrílicos que tienen en su composición como son el flexiglass o el lucite, pero la inconveniencia es que tienen un bajo punto de fusión y no tienen tan buenas propiedades radiativas como las del vidrio.

Otro material es el Tedlar, que es un Policarbonato fluorado que tie-

ne buenas propiedades ópticas, es fácil de tratar como un termoplástico. Sin embargo el Tedlar no es recomendado para cubierta interior, por las altas temperaturas alcanzadas ahí.

Sin embargo el Tedlar es muy caro y solo se usa para placas o cubiertas delgadas (cerca de los 4 mils.) La capa de Tedlar es superficialmente similar a la del polietileno, teniendo una blanda pero transparente apariencia y siendo muy flexible. Debe ser instalado bajo tensión, en un rango dado de temperaturas, sin embargo como todos los plásticos, tiene un coeficiente de expansión térmica mayor que el del vidrio, madera o metal.

Para cubiertas interiores se ha usado recientemente el Teflón. El teflón es caro, y es un policarbonato fluorado, químicamente inerte hasta los 250°C (480°F). Expuestos 20 años a la luz del sol, no ha tenido degradación.

El índice de refracción es de 1.34, y consecuentemente las dos superficies reflejan la mitad de la del vidrio 4.22%.

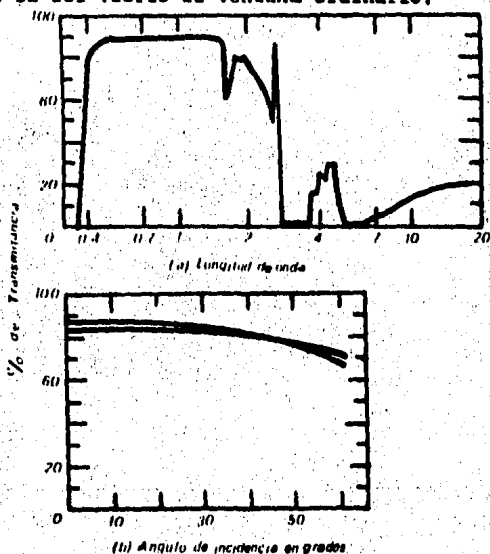
La contribución es más alta en días largos. Con una emisividad de 0,96, este es un excelente material para cubiertas interiores, sin embargo su durabilidad física es insuficiente para usarse como una cubierta exterior.

Otra alternativa es el cristal claro, que es como el vidrio transparente y es usado para grosores de 1 mil (0,025mm.) para aplicaciones solares, con un costo de 1/4 a 1/2 del costo del vidrio. Esto es relativo, sin embargo, puede ser montado en un armazón como en las protecciones de las ventanas.

Otra alternativa, si es que así se le puede llamar, es una placa de fibra de vidrio, una densa capa de fibra de vidrio en una matriz de polies-

ter claro. Este material familiar, es translúcido, rígido plástico, popular para usarse en cobertizos. Es necesario proteger a éste material de la degradación ultravioleta, la cual interfiere en la transparencia en un colector solar. Es aplicable para un largo período, en cuestiones solares se le llama Sun-lite.

La transmitancia de éste material es mostrada en la siguiente figura y comparada con la del vidrio de ventana ordinario.



Este material dá cerca del 95% de transmitancia, ésto semeja que el vidrio guarda características ópticas, mejores, excepto que es más translúcido -- que transparente. Estas causas no son un problema práctico, pero ésto hace que las medidas de transmitancia se dificulten, obteniéndose datos anormales.

Sin embargo, las placas de fibra de vidrio o cubiertas de fibra de vidrio son muy flexibles, son instaladas bajo presión. Con la excepción, - que el material es fácil de manejar y tiene más ventajas sobre el vidrio, ya que es más resistente a un rompimiento, es menos pesado y puede ser cortado mas fácilmente y además es más barato, la cubierta de fibra de vidrio solo se usa para un grosor de 0.04 in. mientras que el vidrio se usa para grosores de 1/8 a 3/16 de in.

El único inconveniente de la fibra de vidrio es de que no resiste temperatu

ras tan altas como las que resiste el vidrio, por tanto no podría usarse como una cubierta para un colector solar plano.

### Superficie de la Cubierta.

Las características ópticas de la cubierta son de gran importancia para la eficiencia con la cual la luz pasa al colector para que pueda ser colectada en forma de calor.

La manera de evaluar la reirradiación de las longitudes de onda térmicas es directamente proporcional a las pérdidas de radiación, las cuales son grandes en un colector solar con su cubierta protectora, ya que el área de superficie es grande. La manera en que la superficie refleja los rayos infrarrojos visibles determina cuánto calor es absorbido, ya que la cubierta opaca no transmite la luz.

Para la cubierta la ecuación se reduce a:

$$\alpha + \rho = 1 \quad (3-8)$$

ya que la transmitancia es cero, siempre y cuando se trate de una cubierta opaca. Se puede observar entonces que solo son 2 los efectos: reflexión y absorción. Por tanto la suma de estas dos dan la unidad; y solo un efecto de estos dos es discutido, la reflexión, ya que la absorbancia es usualmente seleccionada. Los físicos utilizan otro término, la emisividad que es una propiedad óptica de la superficie pero a una temperatura a la cual emite aproximadamente la misma radiación que absorbe.

Es común la emisividad y la absorción son intercambiables a una longitud de onda en particular. Otra definición de éstos términos es la siguiente: absorbancia ( $\alpha$ ), es la absorción de una superficie a una longitud de onda de la radiación solar; mientras que la emisividad ( $\epsilon$ ) es la misma propiedad pero a la frecuencia de la radiación térmica, donde la reirradiación es de interés. Pero ya sea emisividad o absorbancia sobre una superficie opaca, la única alternativa posible de efecto sobre la superficie es la reflexión.

Una baja emisividad implica una alta reflexión, esto significa que la energía térmica "abandona", para radiarse al exterior por el carácter reflectivo de la superficie.

Esta característica no es muy familiar ya que usamos superficies opacas. Por tanto la cubierta ideal sería la que tenga una superficie con una alta absorbancia para absorber lo más posible de la radiación solar, pero una baja emisividad para reducir las pérdidas de reirradiación al mínimo.

### Pinturas.

Las pinturas consisten de un material pigmentado, un empastador orgánico que polimerize durante el secado y de algún solvente que permita una fácil aplicación de la película. En seco, el solvente se evapora y el pigmento y el empastado forman una película de 1 a 3 mils. de grosor (1 mil equivale a 0.025 mm. ó 1/1000 in.). La mayoría de los experimentos solares reportan buenos re-

sultados usando una placa de pintura negra sobre las superficies absorbedoras es decir, la cubierta, usándose recomendablemente el que tenga un empastador durable.

El carbón negro es universalmente usado como pigmento negro, ya que es bastante negro, barato y durable; una pintura de carbón negro es un buen absorbedor, sin embargo, esta película no es del todo selectiva ya que tiene una absorbencia y una emisividad de 0.95-0.98.

Se debe tomar en cuenta que cuando las pinturas son aplicadas como una película fina del orden de 0.05-0.1 mil. de grosor, ciertos pigmentos empiezan a transparentarse y pierden su absorbencia de la radiación solar. Cuando se cubre sobre una superficie reflectiva como el aluminio pulido, la composición del material puede tener una alta absorbencia del pigmento con la baja emisividad del aluminio, formandose una buena superficie. Estudios recientes nos hacen saber que los mejores pigmentos son aquellos que tienen una variación de mezclas de óxidos calcinados de cromo, cobre, acero y manganeso. Sus mejores propiedades ópticas son:  $0.92 \approx \epsilon$  ,  $0.1$  a  $0.13 \approx \epsilon$

Sin embargo, ninguno de estos materiales están disponibles comercialmente y su durabilidad no ha sido del todo evaluada. Una ventaja es su fácil aplicación a materiales como el aluminio, en la cual es difícil encontrar la superficie ideal.

#### SELECCION DE SUPERFICIES METALICAS

El níquel y el cromo han sido por muchos años usados como electro-depósitos en superficies metálicas para servir como protección y cubierta cosmética en superficies con terminado negro o metálico.

Ambas superficies estan construidas básicamente con el mismo material. Pero la superficie negra ha sido tratada con una sustancia metálica bajo ciertas condiciones que producen una textura rugosa que la hacen aparecer negra.

La pátina que produce el electro depósito, tiene una estructura que es

muy fina cuando se compara con la radiación térmica, pero de aspecto muy rugoso en comparación con la radiación solar.

En otras palabras, la superficie es rugosa con dimensiones en su microestructura del orden de 1 micra

Los materiales básicos en los electrodepósitos no son negros, es la textura que forman la que da esa apariencia.

Estos depósitos están formados por un óxido metálico que brilla con una baja emisividad y una alta reflejancia, siendo su absorbencia también baja.

Estas propiedades superficiales son actualmente analizadas como longitud de onda térmica, porque la superficie rugosa es muy fina comparada con la longitud de onda de radiación.

Sin embargo, en el rango de rayo infrarojo, la longitud de onda de la radiación son lo suficientemente pequeñas para que la luz pueda entrar por la microestructura rugosa.

La selección de superficie para la cubierta no es muy difícil, ya que muchos de estos materiales son caros y no tienen una durabilidad ideal, lo cual se ve restringida por el problema de la humedad, ya sea del medio ambiente o por la lluvia.

Los recubrimientos de electrodepósito más comunes son:

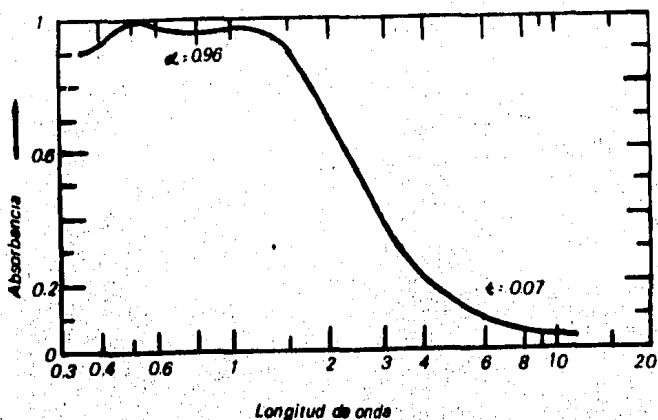
La doble capa de níquel negro ó níquel plateado y el cromo negro.

Doble capa de níquel: Esta capa ha sido estudiada por Harry Tabor pionero de la energía solar (\*), su proceso de capa metálica es algo complicado. -

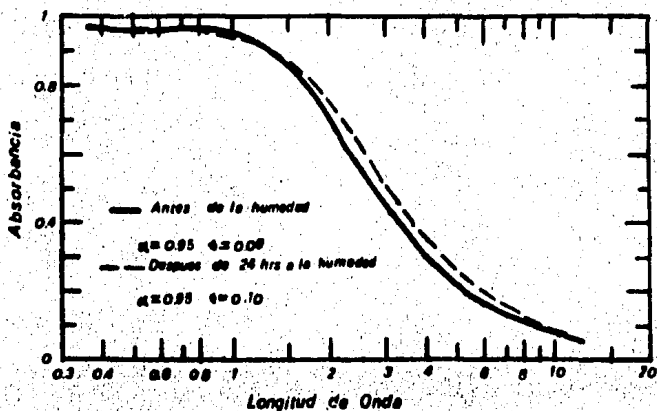
Los resultados de ésta superficie son los mejores resultados reportados con una  $\alpha = 0.96$  y una  $\beta = 0.07$ .

Este recubrimiento o capa tiene un carácter comercial y tiene un mejor desempeño en climas secos. En donde es malo éste recubrimiento es en clima húmedo, ya que la resistencia del material a la humedad deja mucho que desear. La siguiente figura muestra el espectro de absorción de ésta material.





**CROMO NEGRO.** El Cromo negro puede ser electrodepositado por un proceso comercial ordinario con níquel plateado o cobre para obtener una superficie adecuada. El níquel que queda por debajo de la capa proporciona una buena resistencia contra la humedad, el proceso de electrodepósito es simple y da lugar a una doble capa de níquel negro. El espectro de absorbancia se muestra en la siguiente figura;



El cromo negro puede ser directamente depositado sobre cobre, con una  $\alpha = 0.95$  y una  $\beta = 0.15$

Aunque arroja mejores resultados el níquel negro, el cromo negro tiene mejores propiedades de resistencia.

#### Estructura Soporte.

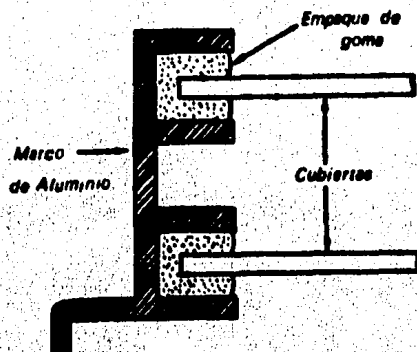
La estructura de un colector solar se fabrica generalmente de aluminio, acero o madera. Algunos colectores usan fibra de vidrio; cualquiera de estos materiales, puede dar lugar a una estructura durable y atractiva, Sin embargo el acero o la madera expuestas, deben ser tratadas especialmente - con una superficie plástica- si van a soportar una vida de 20-50 años del colector.

Si una estructura de soporte de metal es usada las sendas o caminos del calor desde las secciones calientes del colector a la estructura básica, deben de ser eliminados.

Por ejemplo: los soportes para la cubierta deben ser aislados, no solo de la superficie absorbente sino también del vidrio y de los espacios de aire; así menos calor se perderá por transmisión a los soportes.

Si el colector va a ser manejado con la cubierta de vidrio instalada, se necesita más rigidez de tal manera que el vidrio no se rompa mientras el colector es manejado.

La instalación de las cubiertas es algo complicada.



### AISLAMIENTO:

El aislamiento es sencillo y barato siempre y cuando se asegure que este bloqueado cualquier salida que pueda dar pérdidas por conducción. La fabricación externa y los soportes de las cubiertas, deben ser aisladas del colector e igualmente de los espacios de aire.

Algunas pulgadas de aislante son necesarias ya que se deben instalar debajo del colector (absorbedor) y también a los lados, reduciéndose así las pérdidas de calor y se economiza así el sistema.

Como mínimo 2 in. (preferible 6 o más) de un buen aislante debe ser usado por debajo y a los lados expuestos del colector. De los aislantes más ordinarios solo la fibra de vidrio y la lana de roca cumplan satisfactoriamente las necesidades.

El material usado debe estar libre de enlaces orgánicos ya que las altas temperaturas del colector harían depositar estos materiales en la cubierta, afectando la transmitancia del colector.

La mayoría de los materiales plásticos, como el poliestireno o espuma de poliuretano se dañan fácilmente con el calor del colector, ya sea que se derrita o bien que se expanda.

Una manera clásica de poder usar estos materiales es colocando una capa de fibra de vidrio debajo de la cubierta e instalar esta estructura en otra de plástico o espuma de poliuretano.

El plástico aislado por la fibra de vidrio, no se sobrecalentará en condiciones normales y servirá como estructura.

## PLACA COLECTORA.

El "corazón" de un sistema solar con captadores planos, es precisamente la placa colectora. Es aquí donde la radiación solar incidente, es aprovechada y recogida como calor por el fluido circulante, este calor puede ser liberado casi inmediatamente para darle algún uso práctico, o bien, puede ser almacenado.

La placa colectora debe ser diseñada, para que permita la circulación de algún fluido, líquido o gaseoso y que por medio de mecanismos de transferencia de calor elimine la energía acumulada en el colector.

Si el calor es removido defectuosamente de la placa colectora, este calor será emitido al medio ambiente, teniendo así una mala eficiencia.

Así, el funcionamiento de la placa, y del colector en general, queda determinado por la buena o mala transferencia de calor que se tenga de la placa colectora hacia el fluido.

Esta transferencia de calor depende del diseño que tenga la placa. La velocidad del fluido; que interviene en la transferencia de calor, está dada por el diámetro, ordenamiento y número de tubos con que se construya la placa.

El área de transferencia de calor, depende del tipo de tubos que se utilicen, o de las adaptaciones que se puedan hacer a los mismos. La transferencia de calor es modificada también por el tipo de materiales que se utilicen etc.

La elección del diseño de la placa colectora, estará sujeta a la disponibilidad de materiales, y de manera determinante, al costo de la misma.

Existen diseños de las mas variadas formas, desde simples tubos soldados, hasta placas especiales que al unirse forman "circuitos" de circulación del fluido.

## TIPOS DE PLACAS COLECTORAS

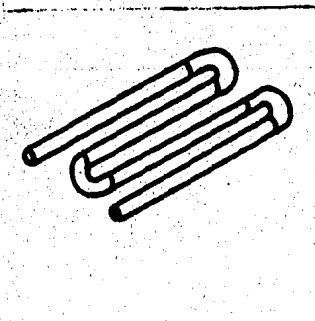
Existen dos tipos básicos:

- a) Los que utilizan líquidos como medio de remoción del calor.
- b) Los que utilizan aire como fluido de remoción del calor.

De entre los colectores que utilizan líquidos como fluido circulante están:

- 1) Conexión en forma de serpentín.

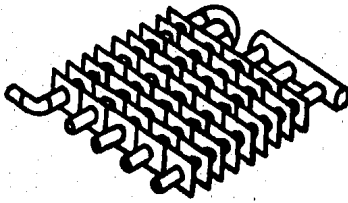
Este simple diseño, consiste en tubos comerciales unidos por conexiones en forma de U, los tubos pueden estar soldados o roscados. Este diseño no forma una placa colectora, ya que por las conexiones utilizadas, - los tubos no pueden estar juntos entre sí. Por lo tanto la radiación solar que incide en los espacios existentes entre los tubos no puede ser aprovechada.



- 2) Colector con aleta en forma perpendicular.

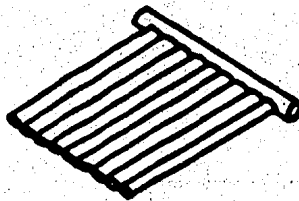
Este diseño capta generalmente toda la luz solar, siempre y cuando las aletas están poco separadas entre sí.

El arreglo de los tubos puede permanecer como serpentín, o bien, pueden ser conectados en paralelo a la entrada y salida del colector. Es un diseño fácil de construir, aunque no muy económico.



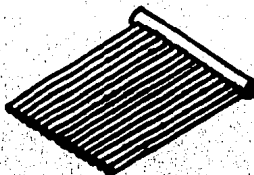
### 3) Colector en paralelo.

En este absorbedor los tubos han sido colocados en forma horizontal y unidos entre sí para formar una superficie absorbedora continua. Los tubos van soldados en cabezales especiales de entrada y de salida. Aquí, ni el tiempo de residencia, ni la velocidad del fluido es grande, por lo que la transferencia de calor no es muy efectiva.



### 4) Colector en paralelo modificado.

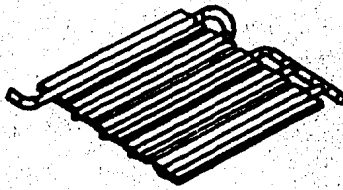
Este diseño es similar al anterior, la diferencia consiste en el tamaño de los tubos. Los tubos usados aquí, son muy estrechos, y esto se puede lograr si se fabrican con un termo plástico. Así se logra una buena transferencia de calor, y como los tubos se conectan en paralelo, producen una caída de presión baja.



5) Colector con aletas en forma horizontal.

Este diseño se utiliza para reducir el material requerido en fabricar un colector metálico. Los tubos están un poco más espaciados que en otros diseños, pero en estos espacios se han colocado aletas - soldados a los tubos. La velocidad del fluido es alta, fomentando la transferencia de calor.

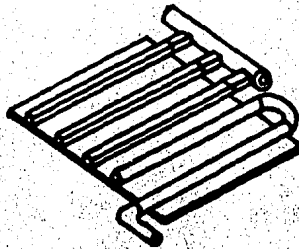
El diseño es de sencilla fabricación.



6) Colector con aleta única.

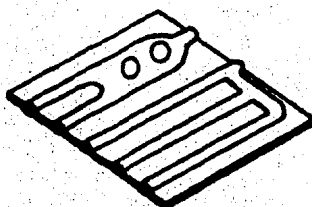
Este diseño es muy semejante al anterior, con la diferencia de que aquí todos los tubos están unidos a una sola placa continua. Los tubos pueden estar dispuestos como serpentín, o bien en paralelo con cabezales.

Los tubos de circulación pueden ser redondos o cuadrados, estos últimos facilitan su unión a la placa, pero presentan el inconveniente de que pueden ser deformados e incluso rotos en el caso de presentarse una sobrepresión.



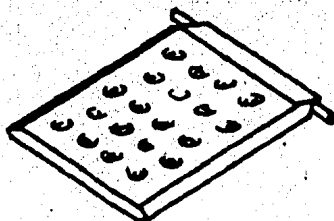
7) Colector con tubos integrados.

Este diseño se logra utilizando una técnica especial basada en un proceso fotográfico en el cual los conductos de circulación se extienden entre dos placas de cobre o aluminio. Los conductos se forman por sobrepresión, y el fluido circula como si estuviera "dentro" de la aleta. Esta técnica permite lograr cualquier configuración en el flujo.



8) Colector remachado.

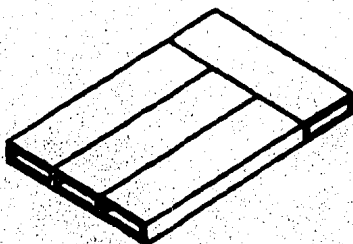
Esta configuración se logra uniendo dos placas semi-perforadas. Se utiliza porque reduce el área de contacto y unión entre las dos placas.



Los colectores que utilizan aire como fluido de enfriamiento puede ser:

9) Colector con canales rectos.

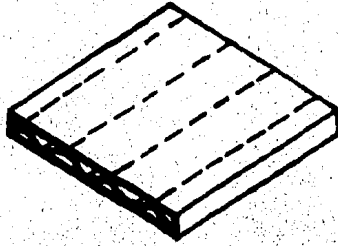
Son simples canales rectangulares para la circulación del aire.





#### 10) Colector recto modificado

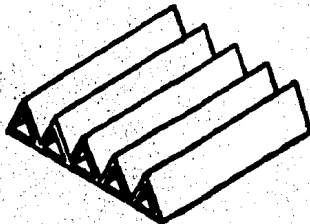
Su diseño duplica el área de contacto y aumenta la velocidad de fluido.



#### 11) Colector triangular.

Cuando las superficie colectoras tienen deficiente funcionamiento frente a grandes ángulos de incidencia, este tipo de diseño incrementa el porcentaje de absorción.

Este diseño puede usar con fluidos líquidos o gaseosos.



#### IV. VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR.

Un colector solar plano, es en última instancia un equipo de transferencia de calor, en la cual la energía a transferir es proporcionada por el sol.

Como consecuencia de esto, su funcionamiento estará sujeto a las mismas variables y limitaciones que afectan a los equipos de transferencia de calor, y a otras nuevas variables debidas al diseño del equipo y a su carácter solar.

Dentro de las variables de diseño, podemos distinguir dos tipos, las que dependen de la elección de los materiales utilizados en la fabricación del colector y las que están determinadas por el arreglo estructural del colector.

Dentro de las variables que dependen de los materiales elegidos podemos mencionar; el material de la cubierta y el tipo de recubrimiento selectivo de la placa.

Como se explicó anteriormente, los valores de reflexión y transmitancia están determinados por el tipo de material que se utiliza en la fabricación de la cubierta transparente.

La absorbancia, a su vez, está fijada por el tipo de pintura (electro depositada o no) que se use en el acabado de la placa colectora.

El diseño que se haga de la placa determinará otras variables como pueden ser: el área de transferencia de calor, que depende del tamaño del colector y del tipo de placa; la velocidad del fluido, dado por el número de tubos y el diámetro de éstos; la temperatura de entrada y de salida del fluido, etc.

Por último, la cantidad de calor transferido quedará establecido por la insolación solar que reciba el equipo. Esta insolación depende de numerosos factores como podrían ser: la posición geográfica, la hora del día, la fecha, etc.

Si se pueden evaluar con una aproximación aceptable cada una de estas variables, y se define un modelo matemático adecuado que simule la interacción entre las mismas, se obtendrá una buena predicción acerca del comportamiento real del colector solar.

A continuación se analizarán las variables más importantes que intervienen en el funcionamiento de un colector solar plano.

### 1.- Radiación Solar.

El funcionamiento de cualquier sistema térmico solar, depende fundamentalmente de la radiación solar disponible para el sistema. La característica principal de la energía solar es su variabilidad, dependiendo directamente de la hora del día y de la localización geográfica de nuestro sistema.

Las horas solares disponibles varían también a lo largo del año de manera periódica, siendo mínimas en invierno cuando la demanda de energía es mayor.

La cantidad de energía solar que recibe la tierra se ve afectada por la contaminación atmosférica y la nubosidad presente; una atmósfera con contaminación normal, puede reducir la radiación solar en un 10% aproximadamente, pero en ciudades con problemas graves de polución, como la Cd. de México, el efecto negativo puede ser mucho mayor. La nubosidad depende la mayoría de las veces, de la región climática; y consecuentemente el clima afecta a la eficiencia del sistema.

Para poder evaluar la radiación solar, es deseable disponer de datos estadísticos acerca de la radiación promedio que recibe el lugar en donde se quiere instalar un sistema térmico solar.

En el caso de no disponer de esta información, se pueden desarrollar modelos matemáticos que simulan los efectos de los diferentes factores que afectan a la radiación solar, y así evaluar la energía disponible para el sistema.

Radiación Extraterrestre.

La intensidad de la energía radiante del sol, a una distancia promedio entre la Tierra y el Sol, pero medida fuera de la atmósfera terrestre, se conoce con el nombre de constante solar  $I_{sc}$ . El valor de esta constante ha sido determinado con gran precisión como  $1353 \text{ W/m}^2$ .

Es lógico que los valores de la radiación extraterrestre varíen de acuerdo a la época del año en que se efectúe la medición, ya que la distancia entre la Tierra y el Sol es diferente a lo largo del año. (perihelio y Afelio).

La tabla indica los diferentes valores de radiación extraterrestre  $I_o$  en función de unidades de distancia astronómica, o sea la distancia promedio entre la Tierra y el Sol. ( $1.496 \times 10^8 \text{ km}$ ).

TABLA 4-1

FECHA	ENE 1	ENE 4°	FEB 1	MAR 1	ABR 4°	MAY 1	JUN 1
$10. \text{Btu/hr ft}^2$	443.79	444.11	442.20	437.13	429.20	422.86	417.56
$10. \text{W/m}^2$	1399	1400	1394	1378	1353	1333	1316
Distancia	0.9834	0.9831	0.9852	0.9909	1.0000	1.0075	1.0138
FECHA	JUL 1	JUL 5°	AGO 1	SEPT 1	OCT 5°	NOV 1	DIC 1
$10. \text{Btu/hr ft}^2$	415.24	415.24	416.51	421.27	429.10	435.54	441.56
$10. \text{W/m}^2$	1309	1309	1313	1328	1353	1373	1392
Distancia	1.0167	1.0167	1.0151	1.0094	1.0000	0.9927	0.9859

Para un día específico,  $I_o$  se puede aproximar con la ecuación empírica

$$I_o = I_{sc} \left( 1 + 0.33 \cos \left( \frac{360 N}{370} \right) \right) \quad (4-1)$$

Donde  $N$  es el número de día del año.

La radiación directa normal  $I_{dn}$  es la energía de la luz solar que incide perpendicularmente sobre una unidad de área en la superficie terrestre.

Efecto del ángulo de declinación.

El cambio cíclico en la duración de los días es consecuencia de la inclinación de la Tierra sobre su eje de rotación, esta inclinación se denomina  $\delta$  o ángulo de declinación. La declinación es variable durante el año y toma valores que van desde  $23.45^\circ$  a  $-23.45^\circ$ .

Si se desea obtener la declinación para un día en particular, se puede aplicar la siguiente ecuación:

$$\delta = 23.45 \sin \left( \frac{N - 80}{370} \right) * 360 \quad (4-2)$$

donde N es el número de día del año.

Si lo que se desea obtener es la declinación promedio mensual para un mes específico, solo debemos de sustituir el día indicado en la siguiente tabla en la ecuación.

FECHA	NUM. DE DIA
17 Ene	17
15 Feb	46
17 Mar	76
15 Abr	105
15 May	135
11 Jun	162
18 Jul	199
17 Ago	229
15 Sep	258
15 Oct	288
14 Nov	318
12 Dic	346

En los equinoccios de primavera y otoño, la declinación es de  $0^\circ$  y por lo tanto los días son equivalentes a las noches en todo el planeta.

### Efectos Atmosféricos.

La radiación solar al pasar a través de la atmósfera, se ve atenuada en su intensidad. Esta atenuación es proporcional al espesor de la capa atmosférica, y se puede representar por medio de un coeficiente de extinción B.

La radiación directa normal sobre la superficie terrestre está dado por:

$$I_n = A \exp \left( - \frac{P}{P_o} * \frac{B}{\cos \theta_z} \right) \quad (4-3)$$

Donde  $\theta_z$  es el ángulo al zenith y  $P/P_o$  es la relación de la presión del lugar con respecto a la presión atmosférica estandar y se calcula como:

$$\frac{P}{P_o} = \exp (- 0.000 0361 * \text{altitud en Ft. sobre el nivel del mar.})$$

(4-4)

Valores promedio mensuales para la intensidad solar extraterrestre aparente A, y para el coeficiente de extinción, estan dados en la siguiente tabla.

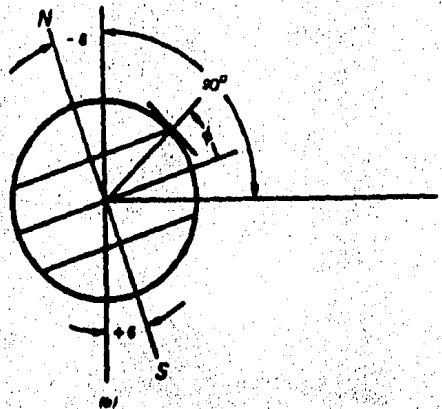
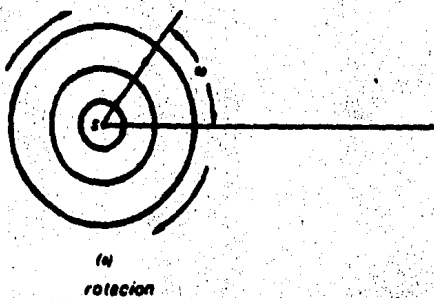
TABLA 4-1

FECHA	NUMERO DE DIA	ANGULO DE DECLINACION	PARAMETRO			AMANECE	
			A	B	C		
			Btu/hr ft <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>			
Enero 21	19.85	-20.0	390	1,230	0.142	0.058	Tarde
Febrero 21	54.06	-10.0	385	1,215	0.144	0.060	Tarde
Marzo 21	80.00	0.0	376	1,186	0.156	0.071	Tarde
Abril 21	110.47	+11.6	360	1,136	0.180	0.097	Temprano
Mayo 21	140.15	+20.0	350	1,104	0.196	0.121	Temprano
Junio 21	172.50	+23.45	345	1,088	0.205	0.134	Tarde
Julio 21	201.84	+20.6	344	1,085	0.207	0.136	Tarde
Agosto 21	232.49	+12.3	351	1,107	0.201	0.122	Tarde
Septiembre 21	265.00	0.0	365	1,151	0.177	0.092	Temprano
Octubre 21	292.34	-10.5	378	1,192	0.160	0.073	Temprano
Noviembre 21	324.20	-19.8	387	1,221	0.149	0.063	Temprano
Diciembre 21	357.50	-23.45	391	1,233	0.142	0.057	Temprano

Para poder obtener la radiación total, la radiación difusa o sea la reflejada por las nubes, debe ser incluida. Esta radiación difusa solo adiciona un 5 a un 10% a la radiación total cuando se trata de cielo despejado, pero se incrementa con la presencia de formaciones de nubes. Si el disco solar se encuentra cubierto por nubes, toda la radiación debe ser evaluada como radiación difusa.

Una fracción promedio de la radiación directa que se presenta, puede usarse para evaluar a la radiación difusa. Y esta fracción se establece usando un parámetro  $C$ , que es función de la época del año.

Dada una localización geográfica, la fecha, y la hora del día, la radiación directa normal en cielo despejado puede ser calculada usando relaciones trigonométricas sencillas y el modelo matemático expuesto anteriormente.

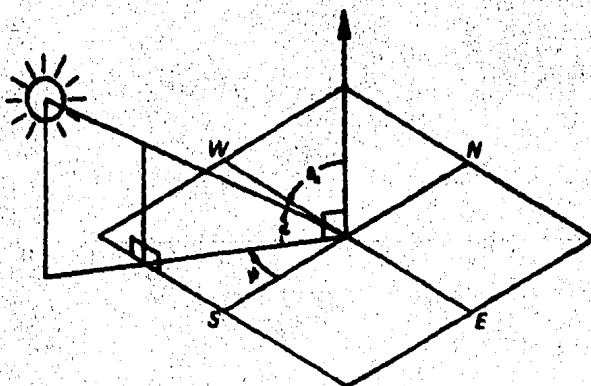


Con referencia a la figura anterior,  $W$  es el ángulo de posición horario con respecto al medio día causado por la rotación terrestre. El ángulo  $W$  se define como negativo en la mañana y positivo en la tarde.

Para expresar  $W$  en grados, hay que multiplicar las horas que faltan o se exceden del mediodía por el factor  $15^\circ/\text{hora}$ .

El ángulo  $\delta$  es la declinación terrestre, y el ángulo  $\phi$  es la latitud geográfica.

Otros ángulos importantes se muestran en la figura siguiente:



El ángulo al zenith (el punto situado exactamente arriba del observador) se denomina  $\theta_2$  y es el ángulo complementario al ángulo de altitud  $X$ . Este ángulo  $\theta_2$  se puede calcular como:

$$\cos \theta_2 = \sin X = \cos \phi \cos \delta \cos W + \sin \phi \sin \delta \quad (4-5)$$



El ángulo de azimuth solar,  $\Psi$  es el ángulo que existe entre el círculo vertical en donde está el astro y el meridiano donde se encuentre el observador. A este ángulo se le denomina  $\Psi$  y se puede calcular como:

$$\sin \Psi = \frac{\cos \delta \sin W}{\cos X} \quad (4-6) \quad (\text{ver figura 4-2})$$

El ángulo  $\Psi$  toma valores negativos en la mañana y positivos en la tarde.

La altitud del sol puede ser evaluada como:

$$\sin X = \frac{\sin \delta}{\sin \phi} \quad (4-7)$$

Una vez que el ángulo al zentih  $\theta_z$  se ha calculado, se sustituye el valor encontrado en la ecuación:

$$I_{DN} = A \exp \left( - \frac{P}{P_0} * \frac{B}{\cos \theta_z} \right) \quad (4-8)$$

usando los valores de A y B de la tabla 4-1 para encontrar la radiación normal directa  $I_{DN}$ .

La radiación difusa se calcula utilizando el parámetro C como:

$$H_{difusa} = C * I_{DN} \quad (4-9)$$

y la radiación global en una superficie horizontal es la suma de las radiaciones directa y difusa.

$$H_{global} = I_{DN} \sin X + (C * I_{DN}) \quad (4-10)$$

$W_s$ , El "ángulo horario" para el amanecer o el ocaso puede encontrarse resolviendo la ecuación 4-5 para W cuando  $X = 0$ .

$W_s$  es negativo para el amanecer y positivo para el atardecer.

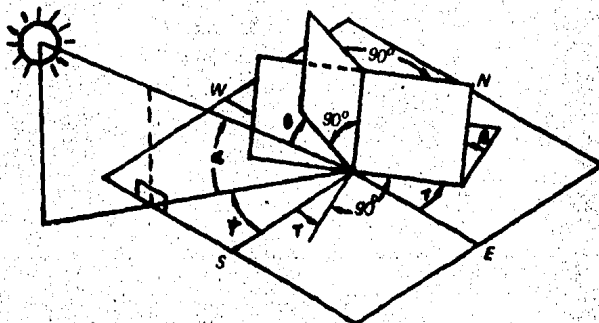
Para encontrar la hora del amanecer o del ocaso, podemos usar:

$$W_s = \frac{+ 24}{360} * \text{arc cos} (-\text{Tan } \phi \text{ tan } \delta) \quad (4-11)$$

La duración del día solar se calcula como;  $W_s \times 2$ .

### Radiación en una superficie inclinada

En una superficie inclinada, la radiación depende además de otros ángulos que se muestran en la siguiente figura.



El ángulo de incidencia  $\theta$  es el ángulo formado entre los rayos de radiación directa del sol, y una línea normal a la superficie del plano inclinado; esta inclinación dada por el ángulo  $B$  con respecto a la horizontal.

Para un colector orientado cara al sur, el ángulo de incidencia  $\theta$  se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\cos \theta = \cos (\phi - B) \cos \delta \cos W + \text{Sin} (\phi - B) \sin \delta \quad (4-12)$$

El "ángulo horario"  $W_s$ , es el ángulo potencial de salida del sol o del ocaso con respecto al colector inclinado y está dado por:

$$\cos W_s = -\text{Tan} (\phi - B) \text{Tan } \delta \quad (4-13)$$

Si el colector no se encuentra perfectamente orientado hacia el sur, el ángulo  $\theta$  se encuentra relacionando los ángulos de altitud  $X$ , de azimuth  $\Psi$ , y un nuevo ángulo (positivo o negativo) de azimuth  $\gamma$  que forma la superficie inclinada con respecto al sur. El ángulo  $\gamma$  es negativo cuando la superficie se encuentra orientada hacia el SE y positivo cuando se orienta hacia el SW. La ecuación es:

$$\cos \theta = \cos X \cos (\Psi - \gamma) \sin B + \sin X \cos B \quad (4-14)$$

Si se conoce la radiación normal directa en un colector horizontal, la radiación en un colector inclinado se puede calcular en función del ángulo de incidencia  $\theta$  y el ángulo de altitud  $X$  por medio de la siguiente ecuación:

$$I \text{ directa} = H \text{ directa} \frac{\cos \theta}{\sin X} = I_{DN} * \cos \theta \quad (4-15)$$

el factor  $\frac{\cos \theta}{\sin X}$  es llamado también factor de amplificación o factor M.

La radiación difusa en un colector inclinado está dada por:

$$I \text{ difusa} = H \text{ difusa} \frac{(1 + \cos B)}{2} \quad (4-16)$$

Esta ecuación presume que los alrededores al colector no son reflejantes, y la luz difusa se distribuye uniformemente en el cielo.

## TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUIDOS

### 2.- COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

La consideración más importante para la transferencia de calor, es la de saber si el flujo es laminar o turbulento.

Esta consideración nos la da el número de Reynolds.

$$N_{Re} = \frac{4 W}{\mu D} \quad (4-17)$$

donde:  $D$  = diámetro del tubo  
 $W$  = masa velocidad  
 $\mu$  = viscosidad del fluido

Se deben usar todas las unidades consistentes para que el número del Reynolds sea adimensional.

En caso de que el tubo no sea circular usamos entonces:

$$De = \frac{4 Ax}{P} \quad (4-18)$$

donde:  $P$  = perímetro del tubo.

$$N_{Re} = \frac{4 W}{\mu P} \quad (4-19)$$

$De$  = diámetro equivalente  
 $Ax$  = área seccional del tubo

Debemos tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

Si: Número de Reynolds  $< 2100$  es flujo laminar  
 Número de Reynolds  $> 10000$  es flujo turbulento  
 Número de Reynolds entre 1000 y 10000 se dice que el flujo está en la zona de transición, en la cual es importante las correlaciones para el trabajo solar.

### Flujo Turbulento

Cuando el flujo es turbulento, el coeficiente de transferencia de calor es generalmente alto, y puede ser calculado en forma exacta con la siguiente ecuación:

$$\frac{hD}{K} = 0.023 (N_{Re})^{0.8} (N_{Pr})^{1/3} \quad (4-20)$$

donde:  $hD/K$  es el número de Nusselt (adimensional)

El número de Prandtl  $N_{Pr}$  también adimensional, está en función de las propiedades del fluido y su valor es encontrado en tablas.

Sin embargo existen ecuaciones directas para encontrar el coeficiente de transferencia de calor, dependiendo solamente de la velocidad del fluido y del diámetro, estas ecuaciones son:

$$a) \text{ Para agua: } h = \frac{150 (1+0.011T) (U_s)^{0.8}}{(D')^{0.2}} \quad (4-21)$$

$$b) \text{ Para aire: } h = \frac{0.5 (U_s)^{0.8}}{(D')^{0.2}} \quad (4-22)$$

donde:  $U_s$  = Velocidad del fluido

$D'$  = diámetro en pulgadas

$h$  = coeficiente de transferencia de calor.

$T$  = temperatura, °F.

Estas ecuaciones son solo válidas para valores de número de Reynolds mayor a 10000.

### Flujo Transicional

Es de gran importancia el efecto llevado a cabo en el cambio producido de pasar de flujo laminar a flujo transicional. Cuando el flujo entra al tubo o cuando justamente llega a su agudez, las capas mas lentas del flujo laminar son transformadas en un fluido un poco turbulento y esto hace a que el coeficiente de transferencia de calor cambie.

Los efectos de entrada del fluido son de gran importancia en los circuitos de colectores solares. Los diseñadores tratan de usar rangos de coeficientes de transferencia de calor altos, cuando el flujo básico tiende a ser laminar el coeficiente de transferencia de calor es bajo.

Estos efectos de entrada son significativos para cierto número de tubos (diámetros), lo cual puede ser calculado con:

$$\frac{L}{D} = 0.05 N_{Re} N_{Pr} \quad (4-23)$$

Las variables usadas para la correlación de transferencia de calor en el flujo laminar y transicional o sea con un número de Reynolds menor a 10000, son el número de Reynolds mismo y la longitud del tubo y su radio (L/D)

Estas son relacionadas vía el factor de Colburn (j) que es reportado en gráficas de j vs. Número de Reynolds y curvas de L/D. (Ver hoja anexa).

El factor j incluye al número de Prandt y a la masa velocidad (W/Ax) y al calor específico. Como en muchos otros factores de correlación en flujo de fluidos y transferencia de calor, j es adimensional.

$$j = \frac{h A_x}{cW} (N_{Pr})^{2/3} \quad (4-24)$$

$$h = \frac{j c W}{A_x (N_{Pr})^{2/3}} \quad (4-25)$$

Para incrementar el flujo y el coeficiente de transferencia de calor, se pueden usar baffles, o bien, cambios de dirección de flujo, contracciones y expansiones del flujo mismo etc.

#### Flujo Laminar.

Si el régimen de flujo es laminar (número de Reynolds menor a 1000) el coeficiente de transferencia de calor es constante ya que las capas mas lentas no se mezclan y el fluido actúa como si fuera un sólido, transfiriendo el calor por conducción.

Si el calor es absorbido del colector en forma homogénea en cada una de sus partes, el número de Nusselt toma un valor singular y el coeficiente de transferencia de calor solo dependerá del diámetro y de la conductividad térmica:

$$\frac{hD}{K} = 4.36 \quad (4-26)$$

El rango de transferencia de calor es proporcional a  $UfAf$ , y está dado por la siguiente ecuación

$$UfAf = hAf = \left( \frac{4.36 K}{D} \right) \gamma DL = 4.36 \gamma KL \quad (4-27)$$

Esta ecuación deja una interesante conclusión y es que el rango de - transferencia de calor de un fluido en tubos circulares es independiente del rango de flujo, si éste es laminar, todos los otros factores, incluyendo la temperatura manejan a ésta ecuación.

## FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR

### 3 - COEFICIENTE DE PERDIDAS DE CALOR.

Un colector solar, como todo equipo térmico, es un conjunto de elementos que interaccionan entre sí que pueden ser sujetos a análisis. En base a estos elementos, se han desarrollado modelos matemáticos que simulan el funcionamiento real del colector, y así lograr buenas predicciones acerca de su funcionamiento.

La variable más importante que interviene en el funcionamiento del sistema es el calor que pierde el colector hacia los alrededores. Estas pérdidas de calor son las que determinan la eficiencia del equipo solar.

Se ha encontrado que el número de cubiertas transparentes y sus características ópticas son determinantes en la evaluación de un coeficiente de pérdidas caloríficas.

Una o dos cubiertas son un número adecuado para el diseño del colector; con más cubiertas la eficiencia óptica disminuye sensiblemente.

Otro factor que interviene en la determinación del coeficiente es la temperatura del medio circundante.

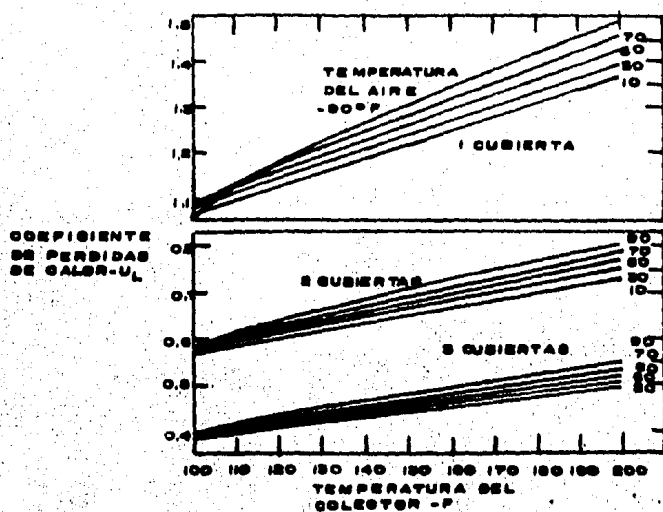
La temperatura del ambiente depende de la humedad del mismo, y esta es una variable imposible de controlar.

Hay que considerar además, la selectividad del pigmento utilizado sobre la placa absorbadora.

El efecto de la temperatura del ambiente no es tan importante en el funcionamiento del colector, especialmente con superficies selectivas y más de una cubierta transparente, pero dificulta la precisión al evaluar  $U_l$ .

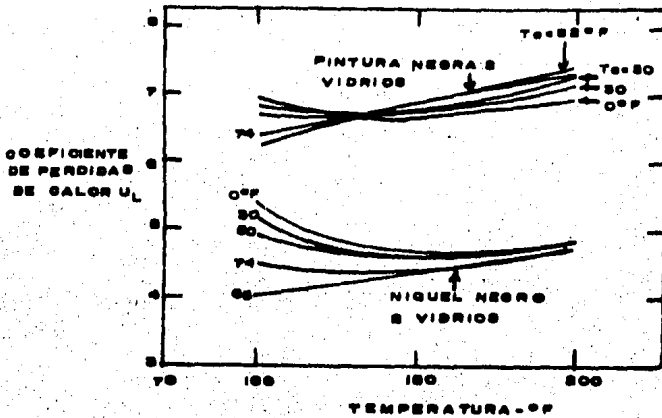
Hottel y Woertz dan una aproximación a los valores de coeficiente de pérdidas de calor, en la que evalúan a  $U_l$  como una función de la temperatura ambiente y del número de cubiertas del colector.





Este monograma asume una inclinación del colector con respecto a la horizontal de 30°, una emisividad de la superficie del colector de .95 y una velocidad del viento de 10 millas por hora.

Se puede evaluar el coeficiente de pérdidas de calor como una función de la temperatura ambiente y del tipo de pigmento del absorbedor. En este caso se mantiene constante a dos el número de cubiertas transparentes.



Es notorio el hecho de que el coeficiente de pérdidas varía en un rango muy reducido de valores. Esto hace que al utilizar valores promedio de  $U_L$  se simule adecuadamente el funcionamiento del colector.

El punto inicial para el análisis de un colector solar, como de cualquier equipo de transferencia de calor, consiste en establecer el balance de calor.

Basándose en la suposición de que el colector solar opera en régimen estable, el calor recolectado será igual al calor absorbido menos el calor perdido.

$$Q = Q_a - Q_d \quad (4-28)$$

El calor absorbido se puede calcular como el producto de el flujo de radiación  $I$ , por el área del colector  $A_c$  y por el producto transmisividad-absortividad  $\tau\alpha$  de la cubierta.

El término  $\tau\alpha$  se conoce como eficiencia óptica.

$$Q_a = \tau\alpha I A_c \quad (4-29)$$

El calor perdido por el sistema, es el calor desprendido por la placa colectora que se encuentra a la temperatura  $T_c$  hacia los alrededores a la temperatura  $T_a$ .

Hay también pequeñas pérdidas del colector por mecanismos de conducción y un poco mayores por convección y radiación.

Las pérdidas de calor pueden evaluarse como:

$$Q_d = U_d a A_c (T_c - T_a) \quad (4-30)$$

y al sustituir en el balance original tenemos:

$$Q = \tau\alpha I A_c - U_d a A_c (T_c - T_a) \quad (4-31)$$

Si definimos a la variable  $q$  como el flujo de calor por unidad de área, entonces

$$q = \frac{Q}{A_c} \quad (4-32)$$

y por lo tanto:

$$q = \tau \alpha I - U_L (T_c - T_a) \quad (4-33)$$

que se conoce como la ecuación de Hottel y Whiller.

La eficiencia del colector es el cociente que resulta al dividir el flujo de calor por unidad de área entre el flujo de la radiación solar que incide en el colector:

$$N = \frac{q}{I} \quad (4-34)$$

La eficiencia puede tomar valores que van de 0 a 1, pero si se obtienen resultados de eficiencia negativos indica que el calor retenido es menor a las pérdidas.

Si dividimos la ecuación de Hottel-Whiller entre  $I$  se obtiene:

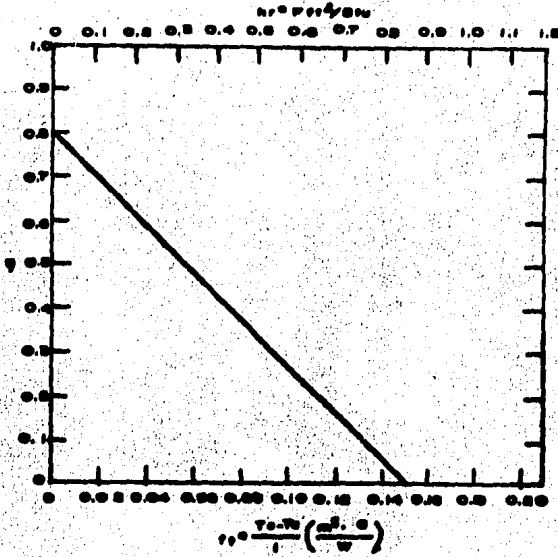
$$N = \tau \alpha - \frac{U_L (T_c - T_a)}{I} \quad (4-35)$$

Esta ecuación puede graficarse en el supuesto caso de que  $U_L$  permanezca constante. Se obtiene entonces:  $y = m x + b$

$$N = y \quad \tau \alpha = b$$

$$\frac{T_c - T_a}{I} = x \quad (4-36)$$

En esta gráfica el cociente  $T_c - T_a / I$ , que está sobre el eje x se denomina factor de eficiencia. El producto  $T_c \alpha$  es la intersección en el eje y, -  $U_l$  es la pendiente negativa.

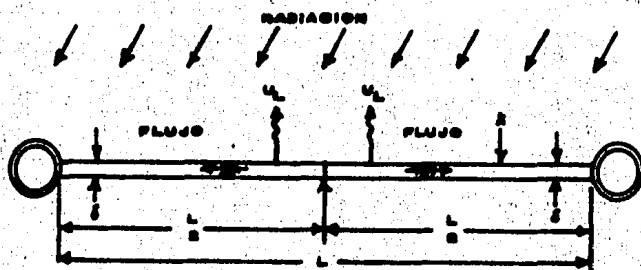


## 4.- MODELO MATEMATICO.

Las superficies extendidas se utilizan para facilitar la transferencia de calor hacia el fluido circulante.

En los colectores enfriados por líquidos, estas superficies se encuentran en forma de placa entre los tubos por donde circula el líquido, así los tubos pueden ser pequeños, manteniendo bajos costos, - simplificando los problemas de distribución y asegurando un alto coeficiente de transferencia de calor.

En los colectores enfriados por aire, la superficie extendida se encuentra en contacto directo con la corriente de aire, pero su análisis es similar al de los primeros colectores.



La radiación solar incide uniformemente sobre la aleta, y es conducida hacia la parte más cercana a los tubos. No existe flujo alguno de calor a través del plano equidistante entre los tubos.

Para que pueda existir conducción calorífica a través de esta aleta, es necesario que exista un gradiente de temperatura. Y en efecto, la temperatura disminuye a medida que la distancia a los tubos es menor, por lo tanto el punto central entre los tubos es el que presenta la temperatura más alta. Esta temperatura alta se traduce en altas pérdidas de calor hacia el ambiente a través de la cubierta transparente.

Si podemos evaluar la radiación neta colectada, podemos establecer una ecuación que tome en cuenta el coeficiente de eficiencia de la aleta para calcular el calor colectado.

$$\frac{Q}{A} = NF (\tau I - U_d (T_c - T_a)) \quad (4-37)$$

Aquí  $T_c$  es la temperatura tomada en la base de la aleta, o sea en el punto inmediato a la pared exterior del tubo.

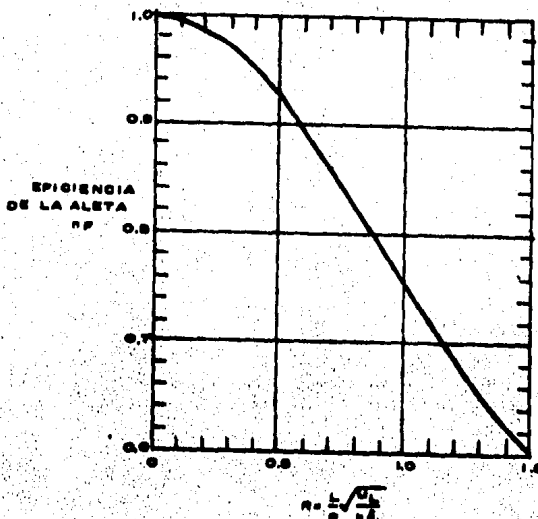
$$NF = \frac{\tan h B}{B} \quad (4-38) \quad B = \frac{L}{2} \sqrt{U_d / K} \quad (4-39)$$

Donde  $L$  es la distancia entre los tubos, medidos de pared a pared,  $K$  es la conductividad térmica,  $\delta$  es el espesor de la aleta,  $U$  es el coeficiente de transferencia de calor. Todos estos factores deben de estar expresados en unidades apropiadas que hagan adimensional a  $B$ .

La tangente hiperbolica se calcula como:

$$\tan \text{hip } X = \frac{e^X - e^{-X}}{e^X + e^{-X}} \quad (4-40)$$

Para facilitar los cálculos se pueden preparar nomogramas que resuelven gráficamente la eficiencia de aleta, una vez determinado  $B$ .



La eficiencia de aleta es entonces independiente del nivel de temperatura, de la radiación incidente, o de la cantidad de calor conducida a través de la misma, y es únicamente función del coeficiente de pérdidas de calor del colector y de la naturaleza física del colector.

Como se indicó anteriormente, la temperatura asciende a lo largo de la aleta desde la pared del tubo hasta un punto medio entre tubos, donde se encuentra la máxima temperatura. Esta temperatura se puede calcular como:

$$\Delta T_{\max} = \left( \frac{T_{\infty} I}{U_d} + T_a - T_r \right) \left( 1 - \frac{1}{\cosh B} \right) \quad (4-41)$$

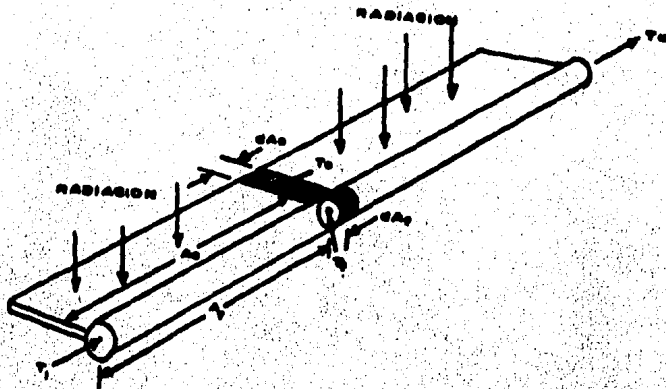
Donde el coseno hiperbólico se calcula:  $\cosh X = \frac{1}{2} (e^X + e^{-X})$

y  $T_r$  es la temperatura en la base de la aleta (donde se une a la pared del tubo).

Las pérdidas caloríficas en cualquier parte del colector dependen de la temperatura local. Cuando un fluido remueve el calor en un colector, las pérdidas son menores en puntos cercanos a la entrada del fluido y mayores a la salida del mismo.

Así las pérdidas promedio pueden ser evaluadas con una buena aproximación utilizando temperaturas promedio.

Se puede establecer un modelo matemático para un colector de aleta simplificado.





Podemos establecer una temperatura  $T_f$  para una sección determinada del tubo conductor del fluido, con una temperatura de entrada  $T_i$  y una temperatura de salida  $T_o$ . Designemos una temperatura en el colector como  $T_c$  y que corresponde a  $T_f$  del fluido.

Designemos como  $A_{ft}$  al área total utilizada en la transferencia de calor, y como  $A_f$  el área para una sección dada del tubo.

Sea  $A_c$  el área de la superficie extendida o aleta,  $U_f$  el coeficiente de transferencia de calor, y  $N_f$  la eficiencia promedio de la aleta. El calor acumulado por el fluido a lo largo del tubo será  $Q$  e irá desde cero hasta  $Q_t$  o calor total acumulado, el gasto por el tubo será  $W$ , y el calor específico del fluido  $c_p$ .

Supongamos que la velocidad de recolección de calor y consecuentemente la diferencia de temperaturas entre el fluido y la superficie del colector es uniforme en cualquier parte del colector, (esta suposición se puede justificar utilizando una temperatura promedio entre la temperatura de entrada del fluido y su temperatura de salida).

El calor total transferido al fluido es entonces:

$$Q = U_f A_f (T_c - T_f) \quad (4-42)$$

Así  $Q$ ,  $A_f$ ,  $T_c$  y  $T_f$  pueden ser medidos en cualquier punto (pero siempre en la misma sección) del recorrido del fluido.

El calor total absorbido por el fluido en el mismo punto es:

$$Q = Wc (T_f - T_{f1}) \quad (4-34)$$

Diferenciando cada ecuación con respecto al área transversal  $A_f$ :

$$\frac{dQ}{dA_f} = Wc \frac{dT_f}{dA_f} \quad (4-44)$$

$T_{fi}$  es una constante, y entonces la diferencia  $(T_c - T_f)$  es también constante

$$\frac{dQ}{dA_f} = U_f (T_c - T_f) \quad (4-45)$$

Eliminando  $\frac{dQ}{dA_f}$  entre las ecuaciones (4-44), (4-45) e integrando hasta un punto cualquiera de la trayectoria del fluido.

$$\int_{T_i}^{T_f} dT_f = \frac{U_f}{W_c} (T_c - T_f) \int_0^{A_f} dA_f \quad (4-46) \quad T_f = T_i + \frac{U_f}{W_c} (T_c - T_f) A_f \quad (4-47)$$

si la ecuación, se evalúa hasta la salida del fluido, el gradiente  $(T_c - T_f)$  es una constante, y despejando  $T_f$ :

$$Q_T = U_f (T_c - T_f) A_{fT} \quad (4-48) \quad T_f = \frac{Q_T}{U_f A_f} + T_c \quad (4-49)$$

Sustituyendo en 4-47 podemos encontrar  $T_c$

$$T_c = T_i + \frac{Q_T}{A_{fT}} \left( \frac{A_f}{W_c} + \frac{1}{U_f} \right) \quad (4-50)$$

Escribiendo la ecuación básica del colector, considerando la ecuación de eficiencia de aleta para una sección diferencial y una eficiencia promedio  $\bar{N}_F$  tenemos;

$$dQ = \bar{N}_F (T_c I dAc - U_d (T_c - T_a) dAc) \quad (4-51)$$

Sustituyendo  $T_c$  en la ecuación

$$\frac{dQ}{\bar{N}_F} = T_c I dAc - U_d \left( T_i + \frac{Q_T}{A_{fT}} \left( \frac{A_f}{W_c} + \frac{1}{U_f} \right) - T_a \right) dAc \quad (4-52)$$

Integrando desde la entrada del fluido

$$\frac{1}{N F} \int_0^{Q_T} dQ = \gamma \alpha I \int_0^{AcT} dAc - U_L (T_i - T_a) \int_0^{AcT} dAc - \frac{Q_T U_L}{A F T} \int_0^{AcT} \left( \frac{Af}{W_c} + \frac{1}{U_f} \right) dAc \quad (4-53)$$

El área esta dada por:  $Af = KAc$        $K = \gamma D$

Así la última integral es

$$\int_0^{AcT} \left( \frac{KAc}{W_c} + \frac{1}{U_f} \right) dAc = \left[ \frac{KAc^2}{2W_c} + \frac{Ac}{U_f} \right]_0^{AcT} = \frac{KAcT^2}{2W_c} + \frac{AcT}{U_f} = \frac{AFT AcT}{2W_c} + \frac{AcT}{U_f} \quad (4-54)$$

Por otra parte al integrar la ecuación 4-53 obtenemos:

$$\frac{Q_T}{N F} = \gamma \alpha I AcT - U_L (T_i - T_a) AcT - Q_T U_L \left( \frac{AcT}{2W_c} + \frac{AcT}{U_f AFT} \right) \quad (4-55)$$

la cual puede resolverse para encontrar el flujo total de calor

$$q = \frac{Q_T}{AcT} \quad (4-56)$$

Introduciendo un factor de transferencia de calor, el flujo de calor coleccionado está dado por:

$$q = F_i (\gamma \alpha I - U_L (T_i - T_a)) \quad (4-57)$$

La nueva variable  $F_i$  no es mas que

$$F_i = \frac{1}{\frac{1}{N_F} + \frac{U_L A_c}{U_f A_f} + \frac{U_L A_c}{2W_c}} \quad (4-58)$$

En la ecuación  $A_c$  y  $A_f$  representan el área total del colector.

Algunas veces una porción importante de la superficie del colector recibe la radiación directamente, (la superficie de los tubos); esta porción que está en contacto directo con el fluido - opera con una eficiencia unitaria por no utilizar la superficie de aleta.

Si la proporción de esta superficie de tubos está dada por  $r$ , la eficiencia promedio de la aleta se puede calcular como:

$$\bar{N}_F = N_F + r (1 - N_F) \quad (4-59)$$

Es posible, entonces, hacer un análisis del funcionamiento del colector utilizando únicamente la temperatura de entrada del fluido en el colector. La mayor dificultad consiste en evaluar correctamente los valores de  $N_F$  y  $U_f$ . Los efectos de los coeficientes de transferencia, velocidad del fluido y - eficiencia de aleta sobre el funcionamiento del colector están dados por las ecuaciones.

Se puede hacer un análisis similar utilizando la temperatura de salida del fluido.

$$q = F_o (\tau \alpha I - U_L (T_o - T_a)) \quad F_o = \frac{1}{\frac{1}{N_F} + \frac{U_L A_c}{U_f A_f} + \frac{U_L A_c}{2W_c}} \quad (4-60)$$

Frecuentemente se utiliza un factor basado en la temperatura promedio del fluido.

$$T_m = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (4-61)$$

$$q + F_m (T - T_a - U_L (T_m - T_a)) \quad (4-62)$$

$$F_m = \frac{1}{\frac{1}{hF} + \frac{U_L Ac}{U_f Af}} \quad (4-63)$$

## V. - ANALISIS DE UN CASO DE DISEÑO.

En base a los modelos matemáticos expuestos anteriormente, es posible dimensionar y diseñar un colector solar plano para que cubra convenientemente las necesidades de agua caliente en una instalación doméstica.

Como se ha visto, el funcionamiento del colector depende de la interacción de numerosos factores, por lo tanto es conveniente seleccionar el diseño y las condiciones de operación que incrementan la eficiencia del colector.

Un diseño de equipo adecuado, facilita la transferencia de calor hacia el fluido, por otra parte, el uso de materiales especiales en la construcción del colector, mejoran la captación de energía y minimizan las pérdidas de calor al exterior. Esta elección de los materiales de construcción está restringida por la disponibilidad de los mismos, pero sobre todo por el costo de estos materiales.

El dimensionamiento del equipo se facilita elaborando un programa por computadora que utiliza las ecuaciones descritas en el capítulo anterior, y que arroja como resultado final el área del colector.

Este cálculo se ha dividido en dos programas independientes; el programa "Solar - A" y el programa "Colec - I"

El programa "Solar-A" se limita al cálculo de la insolación disponible, para un lugar y fecha determinados; el programa "Colec-I" utiliza algunos de los resultados obtenidos por "Solar-A" y tiene como fin dimensionar el equipo.

Esta división del programa de dimensionamiento del equipo, se debe a que el modelo matemático utilizado por el programa "Solar-A", solo deberá usarse en caso de no disponer de datos estadísticos acerca de la insolación promedio para ese lugar geográfico. Siempre deberá darse prioridad a los datos de insolación que reporte la bibliografía.

#### DESCRIPCION DEL PROGRAMA "SOLAR-A"

El modelo matemático ilustra un método para calcular la insolación de un lugar, fecha y hora específicos, siendo función de la inclinación y la orientación del colector.

El programa requiere la alimentación de los siguientes datos:

a) Fecha y número del día: Por razones de diseño se escoge aquella fecha que presente los valores de radiación extraterrestre más bajos (Ver tabla 4-2). Por ejemplo, el día 5 de julio, la tierra se encuentra en el perihelio de su órbita con respecto al sol.

b) Parámetros solares: Estos parámetros se reportan en la Tabla , los cuales son función de la fecha.

Estos parámetros son:

- A. Intensidad solar extraterrestre aparente.
- B. Constante de extinción
- C. Relación promedio mensual  $I$  difusa/ $I$  directa.

c) Corrección por altitud del lugar.-  $P/P_0$

d) Inclinación y orientación del colector.- Estas variables están condicionadas por las características físicas de la construcción en donde se pretenda instalar el colector, si no existe esta limitación los valores de  $I_c=45^\circ$  y  $O_r=0^\circ$  -- optimizan la captación de calor.

Con estos datos y las ecuaciones propuestas en el Capítulo IV, el programa calcula la duración de las horas solares disponibles en una fecha dada.

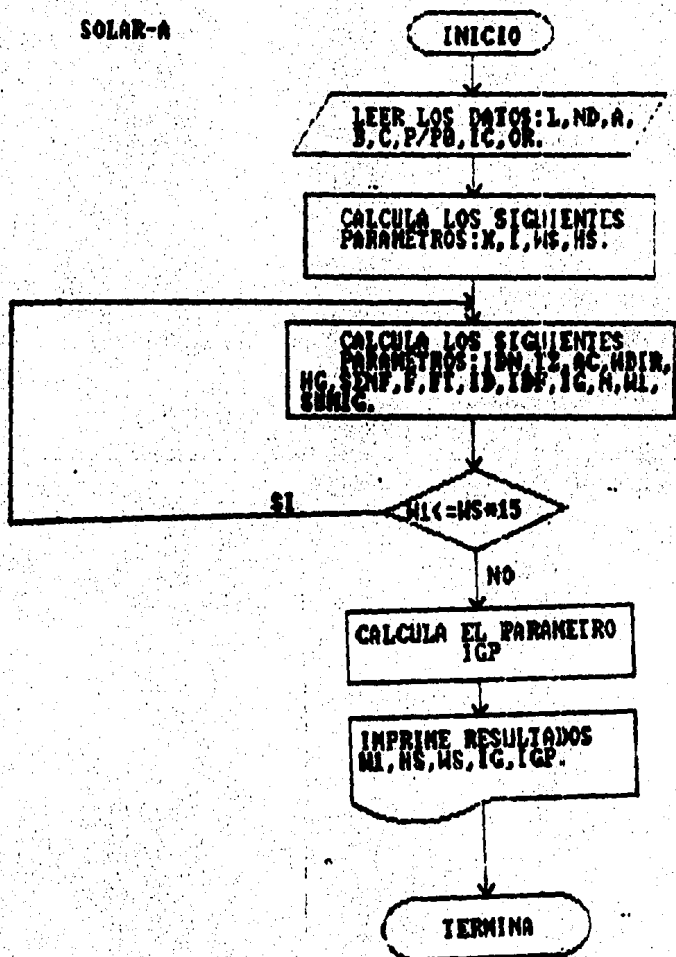
Una vez establecido el amanecer y el ocaso se dispone a calcular la insolación total que recibe el colector a las 12:00 hrs y después varía los ángulos en  $15^\circ$  cada vez para encontrar los valores de Insolación (I) por cada hora hasta el amanecer.

El modelo supone un comportamiento simétrico antes y después del mediodía, por lo que no es necesario calcular la I después de ésta hora.

Por último calcula la I promedio que recibe el colector a lo largo de todo el día y este valor es el que se utiliza para realizar el diseño del colector.



SOLAR-A



```

10 REM PROGRAM SOLAR POR VHCF & FFC.
20 REM DEFINICION DE FUNCIONES
30 DEF FNACOS(X)=-ATN(X/(SQR(-X*X+1)))+1.5708
40 DEF FNASIN(X)=ATN(X/(SQR(-X*X+1)))
50 REM INGRESO DE DATOS
60 CLS
70 PRINT "INGRESE LOS SIGUIENTES PARAMETROS"
80 INPUT "FECHA";D$
90 INPUT "LATITUD";L
100 PRINT "PARAMETROS"
110 INPUT "No. DE DIA";ND
120 INPUT "A;Insolacion promedio mensual";A
130 INPUT "B;Coeficiente de extincion";B
140 INPUT "C;Relacion I directa/I difusa";C
150 INPUT "P/Pol Correccion por altitud";PPO
160 INPUT "IC; Inclinacion del colector";IC
170 INPUT "OR; Orientacion del colector";O
180 REM INICIALIZACION DE VARIABLES
190 N=0
200 HORA=12
210 SUMIG=0

220 K=2*3.141593/360
230 PRINT " INICIALIZACION DE PARAMETROS"
240 I=23.45*SIN((K*(ND-80)/370)+360)
250 WS=24/360*( FNACOS(-TAN(K*L)*TAN(K*I))/K)
260 HS=WS*2
270 W1=0
280 AMA=12-WS
290 CLS
300 REM IMPRESION DE PARAMETROS
310 PRINT "W1=";W1,"HS=";FIX(HS);": ";
320 PRINT USING "##";60*(HS-FIX(HS)),
330 PRINT " " ;"WS=";FIX(WS) ;:PRINT " ";
340 REM INICIALIZACION DE PARAMETROS
350 PRINT "AMANECE A LAS ";FIX(AMA);": ";:PRINT USING "##";60*(AMA-FIX(AMA))
360 REM INICIA SUBROUTINA DE CALCULO
370 FTZ=(COS(K*L)*COS(K*I)*COS(K*W1)) +(SIN(K*L)*SIN(K*I))
380 IDN=A*EXP(-PPO*B/FTZ)
390 TZ=FNACOS(FTZ)/K
400 AC=90-TZ
410 HDIR=IDN*SIN(K*AC)
420 HDIF=IDN*C
430 HG=HDIR+HDIF

```

```
440 FF=COS(K*I)*SIN(K*W1)/COS(K*AC)
450 F=FNASIN(FF)/K
460 FT=(COS(K*AC)*COS(K*(F-0))*SIN(K*IC))+(SIN(K*AC)*COS(K*IC))
470 ID=IDN*FT
480 IDF=HDIF*((1+COS(K*IC))/2)
490 N=N+1
500 IG=ID+IDF
510 SUMIG=SUMIG+IG
520 PRINT "IG(";N;")=";IG,"W(";N; ")=";W1,"A LAS ";HORA;":00";"HORAS"
530 HORA = HORA-1
540 W1=W1+15
550 IF W1<WS*15 THEN GOTO 360
560 REM CALCULO DE PROMEDIO
570 IGP=SUMIG/N
580 REM SALIDA FINAL DE RESULTADOS
590 PRINT "PROMEDIO DE IG=";IGP,"FECHA:";ID*
```

INGRESE LOS SIGUIENTES PARAMETROS :

FECHA? AGOSTO 21

LATITUD? 19

PARAMETROS

NO. DE DIA? 232

A; Insulation promedio mensual? 351

B; Coeficiente de extincion? .201

C; Relation I directa/I difusa? .122

F/PO; Correccion por altitud? .85

IC; Inclinacion del colector? 45

OR; Orientacion del colector ? 60

W1- 0	HS- 12 :35	WS- 6 :17	AMANECE A LAS 5 :43
I0( 1 )- 250.2931		W( 1 )- 0	A LAS 12 :00 HORAS
I0( 2 )- 266.7036		W( 2 )- 15	A LAS 11 :00 HORAS
I0( 3 )- 300.9053		W( 3 )- 30	A LAS 10 :00 HORAS
I0( 4 )- 289.7726		W( 4 )- 45	A LAS 9 :00 HORAS
I0( 5 )- 258.1388		W( 5 )- 60	A LAS 8 :00 HORAS
I0( 6 )- 190.5676		W( 6 )- 75	A LAS 7 :00 HORAS
I0( 7 )- 25.42246		W( 7 )- 90	A LAS 6 :00 HORAS
PROMEDIO DE I0- 228.6298		FECHA:AGOSTO 21	

OK

INGRESE LOS SIGUIENTES PARAMETROS :

FECHA? AGOSTO 21

LATITUD? 19

PARAMETROS

NO. DE DIA? 232

A; Insulation promedio mensual? 351

B; Coeficiente de extincion? .201

C; Relation I directa/I difusa? .122

F/PO; Correccion por altitud? .85

IC; Inclinacion del colector? 45

OR; Orientacion del colector ? 60

W1- 0	HS- 12 :35	WS- 6 :17	AMANECE A LAS 5 :43
I0( 1 )- 242.5278		W( 1 )- 0	A LAS 12 :00 HORAS
I0( 2 )- 265.9613		W( 2 )- 15	A LAS 11 :00 HORAS
I0( 3 )- 307.9892		W( 3 )- 30	A LAS 10 :00 HORAS
I0( 4 )- 304.5138		W( 4 )- 45	A LAS 9 :00 HORAS
I0( 5 )- 273.5668		W( 5 )- 60	A LAS 8 :00 HORAS
I0( 6 )- 200.8918		W( 6 )- 75	A LAS 7 :00 HORAS
I0( 7 )- 26.49995		W( 7 )- 90	A LAS 6 :00 HORAS
PROMEDIO DE I0- 234.5647		FECHA:AGOSTO 21	

OK

## Descripción del programa "Colec-I"

Los datos requeridos por el programa "Colec-I" son de dos tipos: Constantes físicas y características de diseño.

El programa "Colec-I" funciona a partir de un diseño preestablecido del colector, cuyas características se pueden variar para cada cálculo.

Hay que establecer de antemano; el número, diámetro, longitud y separación de tubos, el número de cubiertas, así como los materiales usados para fabricar la cubierta y la placa.

Las condiciones de operación que se tienen que establecer son: Gasto del líquido, temperatura de entrada, temperatura de salida deseada y arreglo de los tubos (serie o paralelo).

Utiliza además la  $I$  calculada por el programa "Solar-A" y un nuevo dato de horas solares ( $H_s$ ).

Para el cálculo de la nueva  $H_s$  se utiliza una fecha diferente a la que se usó para el cálculo de  $I$ , debido a que por cuestiones de diseño es necesario escoger las condiciones de operación más críticas y así el valor mínimo de  $H_s$  no corresponde al calculado para esta fecha en particular.

El programa es iterativo y es necesario alimentar como dato un coeficiente de pérdidas de calor supuesto (ULs).

El programa inicia con una corrección al gasto limitándolo solo a las horas solares disponibles.

Dependiendo del tipo de arreglo utilizado en los tubos, calcula el número de Reynolds, y de acuerdo con el tipo de flujo que se presente calcula el coeficiente de transferencia de calor ( $U_f$ ).

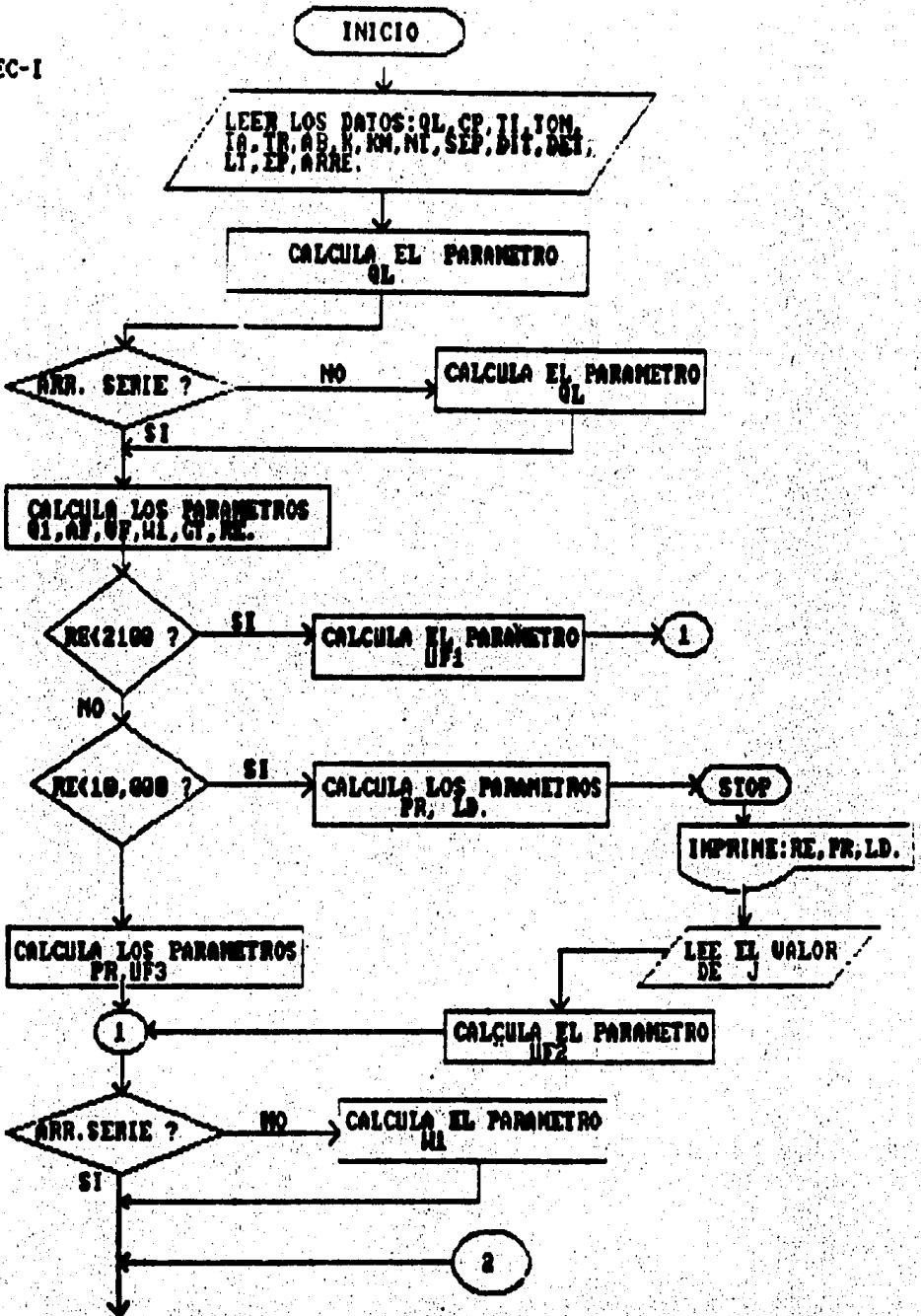
El programa determina el calor absorbido por el líquido y a partir de éste valor calcula una nueva UL que compara con la ULs, si estas son diferentes reinicia el cálculo haciendo  $U_{1s}=UL$ .

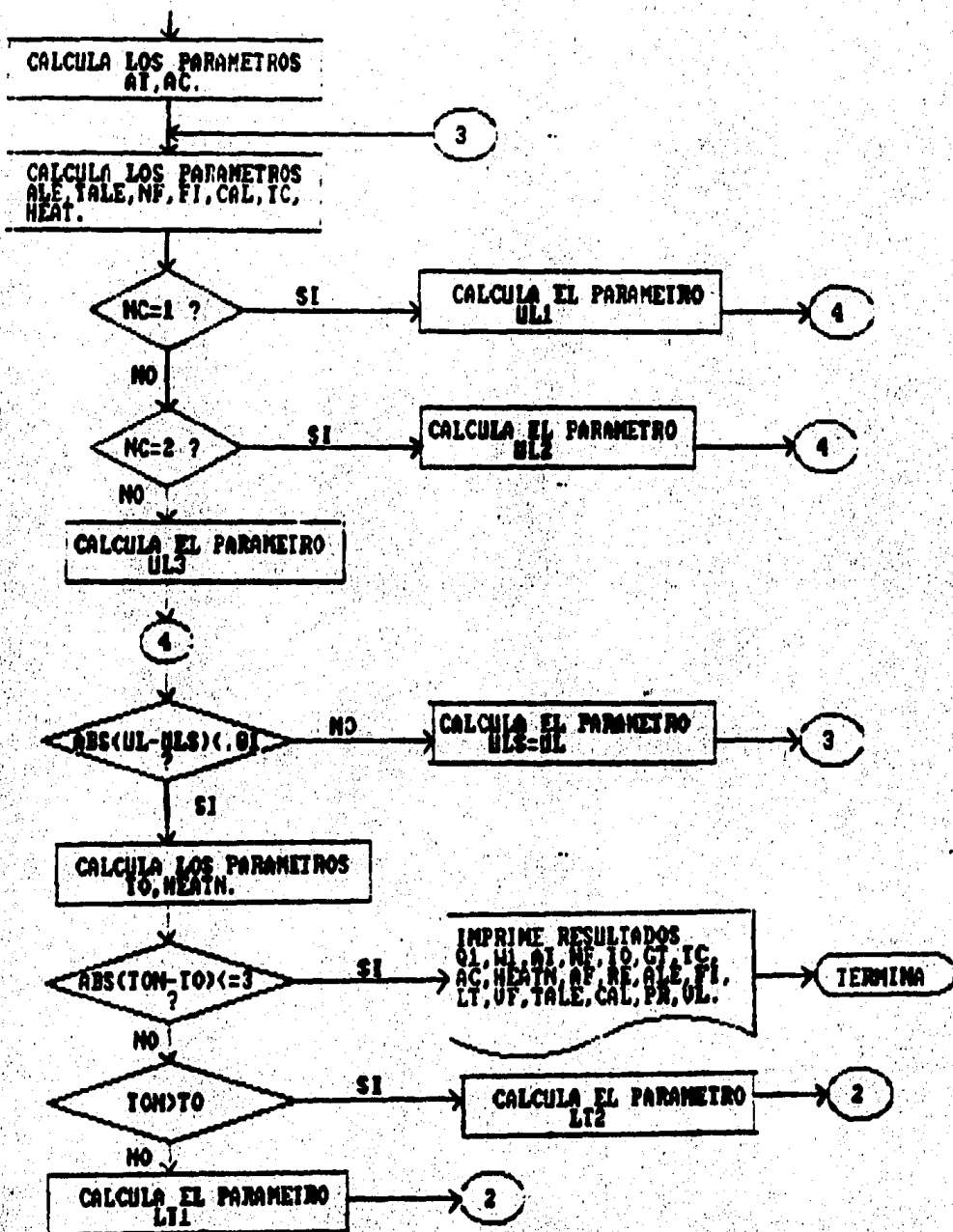
Una vez igualados estos valores, determina el valor de la temperatura de salida del líquido ( $T_o$ ) y lo compara con la temperatura de salida del líquido deseada ( $T_{oN}$ )

Si existe alguna diferencia entre estos valores, se aumenta o disminuye el área del colector, alargando o re cortando el tamaño de los tubos.

Cuando la diferencia entre  $T_o$  y  $T_{oN}$  es menor de  $3^\circ F$  se detiene el programa e imprime resultados.

COLEC-I







```

10 '-----PROGRAMA COLEC-II-----
20 '-----ABFIL DE 1985,@ VHCF & FFC-----
30 '
40 '
50 '-----INGRESO DE DATOS-----
60 PRINT"INGRESA LOS SIGUIENTES DATOS":PRINT
70 INPUT "QL, Gasto del liquido [lt/dia]",QL
80 INPUT"CP, Calor especifico del liquido [btu/lb*ff]";CP
90 INPUT "TI, temperatura de entrada del fluido [f]";TI
100 INPUT "TON, temperatura de salida deseada [f]";TON
110 INPUT"TA, temperatura ambiente [f]";TA
120 INPUT"TR, transmitancia de cubierta [adimen]";TR
130 INPUT"AB, absorbancia de la placa [adimen]";AB
140 INPUT"K, conductividad termica del fluido [btu/(hr*ff^2)(f*ff)]";K
150 INPUT"KN, conductividad termica de la placa [btu/(hr*ff^2)(f*ff)]";KN
160 INPUT"NT, numero de tubos [adsimen]";NT
170 INPUT"SEP, separacion entre los tubos [ft]";SEP
180 INPUT"DIT,diametro interno de los tubos [ft]";DIT
190 INPUT"DET, diametro exterior de los tubos [ft]";DET
195 INPUT"LT,longitud de tubos [ft]";LT
200 INPUT"EF, espesor de la placa [ft]";EF
210 INPUT"ARR";ARR

220 INPUT"VIS, viscosidad del fluido [cp]";VIS
230 INPUT"NC, numero de cubiertas[N]";NC
240 INPUT"ULS, coeficiente supuesto de perdidas de calor [btu*hr*ff^2*f]";ULS
250 INPUT"HS, duracion del dia solar [hr]";HS
260 INPUT"I, insolacion [btu/hr*ff^2]";I
270 '-----INICIO DE CALCULO-----
280 QL=QL/(HS/24)
290 ARR=MID$(ARR$,1,1)
300 IF ARR$="P" OR ARR$="p" THEN QL=QL/NT
305 Q1=QL/2444899
306 AF=3.1416*DIT*DIT/4
310 VF=Q1/AF
320 W1=Q1*224640
330 GT=W1/AF
340 RE=DIT*GT/(VIS*2.4)
350 IF RE<2100 THEN UF=4.36*K/DIT:GOTO 420
360 IF RE>10000 THEN PR=CF*VIS*2.4/K:UF=.023*RE^.8*PR^(1/3)*K/DIT:GOTO 420
370 PR=CF*VIS*2.4/K
380 LD=.05*RE*PR
390 PRINT"RE=";RE,"PR=";PR,"LD=";LD:PRINT
400 INPUT"/solar de 3";J
410 UF=J*CP*GT/PR^(2/3)

```

```

420 IF ARR#="P" OR ARR#="p" THEN W1=W1*NT
430 AT=3.1416*DIT*LT*NT
440 AC=NT*(SEP+DET)*LT
450 ALE=SEP*SQR(ULS/(KM*EF))/2
460 TALE=(EXP(ALE)-EXP(-ALE))/(EXP(ALE)+EXP(-ALE))
470 NF=TALE/ALE
480 FI=1/(1/NF+ULS*AC/(UF*AT))+(ULS*AC/(2*W1*CP))
490 CAL=FI*(TR*AB*I-ULS*(TI-TA))
500 HEAT=CAL*AC
510 TC=TI+HEAT/(2*W1*CP)+HEAT/(UF*AT)
520 IF NC=1 THEN UL=.0034*TC+.74:GOTO 550
530 IF NC=2 THEN UL=.0018*TC+.4:GOTO 550
540 UL=.0005*TC+.43
550 IF ABS(UL-ULS)<=.01 THEN TO=TI+HEAT/(W1*CP):GOTO 580
560 ULS=UL
570 GOTO 450
580 HEATN=W1*CP*(TON-TI)
590 IF ABS(TON-TO)<=3 THEN GOTO 620
600 IF TON>TO THEN LT=LT+.5:GOTO 430
610 LT=LT-.5:GOTO 430
620 REM
630 PRINT "Area de flujo=";AF;"[ft^2]"

```

```

640 PRINT "Velocidad del fluido=";VF;"[ft/meg]"
650 PRINT "Gasto masico";W1;"[lb/hr]"
660 PRINT "Masa velocidad=";GT;"[lb/hr*ft^2]"
670 PRINT "Numero de Reynolds=";RE
680 PRINT "Coeficiente de perdidas de calor=";UF;"[BTU/HR*FT^2*F]"
690 PRINT "Numero de Prandtl=";FR
700 PRINT "Area de transferencia de calor=";AT;"ft^2"
710 PRINT "Temperatura del colector=";TC;"[f]"
720 PRINT "Eficiencia de aleta=";NF
730 PRINT "Area total del colector=";AC;"[ft^2]"
740 PRINT "Factor calorico=";FI
750 PRINT "Calor transferido por unidad de area=";CAL;"[BTU/HR*FT^2]"
760 PRINT "Calor total transferido=";HEAT;"[btu/hr]"
770 PRINT "Coeficiente real de transferencia de calor=";UL;"[btu/hr*ft^2*f]"
780 PRINT "Temperatura de salida del fluido=";TO;"[f]"
790 PRINT "Calor necesario para el servicio=";HEATN;"[btu/hr]"
800 PRINT "Longitud de tubos=";LT;"[ft]"

```

RUN

INGRESA LOS SIGUIENTES DATOS

QL, gasto del liquido [l/dia]? 500  
 CP, calor especifico del fluido [blu/lb#f]? 1  
 TI, temperatura de entrada fluido [f]? 50  
 TON, temperatura de salida necesaria [f]? 140  
 TA, temperatura ambiente [f]? 45  
 TR, transmitancia de la cubierta [adimen]? .85  
 AB, absorbanza de la placa [adimen]? .95  
 K, conductividad termica fluido [blu/(hora#fL^2)(f#fL)]? .36  
 KN, conductividad termica de placa [blu/(hora#fL^2)(f#fL)]? 220  
 NT, numero de tubos [adimen]? 8  
 SEP, separacion entre tubos [fL]? .8  
 DIT, diametro interno de tubos [fL]? .02  
 DET, diametro exterior de tubos? .022  
 LT, longitud de tubos [fL]? 5  
 EP, espesor de placa [fL]? .005  
 ARR? SERIE  
 VIS, viscosidad del fluido [centipoises]? 1  
 NC, numero de cubiertas [adimen]? 2  
 ULS, coeficiente supuesto de perdidas de calor [blu/hr#fL^2#f]? .6  
 HS, duracion del dia solar [hr]? 11  
 I, insulacion [blu/hora#fL^2]? 300

RE- 2656.608 PR- 6.666667 LD- 885.5359

VALOR DE J? .0016

Area de flujo- 3.1414E-04 [fL^2]

Velocidad del fluido- 1.419128 [fL/seg]

Gasto masico- 100.152 [lb/hr]

Masa velocidad- 318793 [lb/hr#fL^2]

Numero de Reynold- 2656.608

Coeficiente de perdidas de calor- 143.9979 [blu/hr#fL^2#f]

Numero de Prandl- 6.666667

Area de transferencia de calor- 3.518592 [fL]

Temperatura del colector- 112.9443 [f]

Eficiencia de placa- .9721757

Area total del colector- 46.032 [fL^2]

Factor calorico- .8203483

Calor transferido por unidad de area- 196.2942 [blu/hr#fL^2]

Calor total transferido- 9035.816 [blu/hr]

Coeficiente real de perdidas de calor- .6032996 [blu/hr#fL^2#f]

Temperatura de salida del fluido- 140.221 [f]

Calor necesario para el servicio- 5007.6 [blu/hora]

Longitud de tubos- 7 [fL]

Ok

## VI. ANALISIS DE LOS RESULTADOS.

Para determinar cual debe de ser el área del colector necesaria para la transferencia de calor en un servicio previamente definido, se pueden hacer varios ensayos del programa Colec-I, cambiando cada vez algunas de las variables que intervienen en la transferencia.

Son numerosas las modificaciones que se pueden hacer en el colector, y con cada una de ellas obtener resultados diferentes. Solo ejemplificaremos algunas de ellas, haciendo notar que no son las únicas modificaciones posibles.

Los parametros que se mantuvieron constantes fueron:

- a) Espesor de la placa .005 ft
- b) Diámetro de los tubos .02 ft
- c) Material de construcción de la placa: Cobre
- d) Número de cubiertas 2

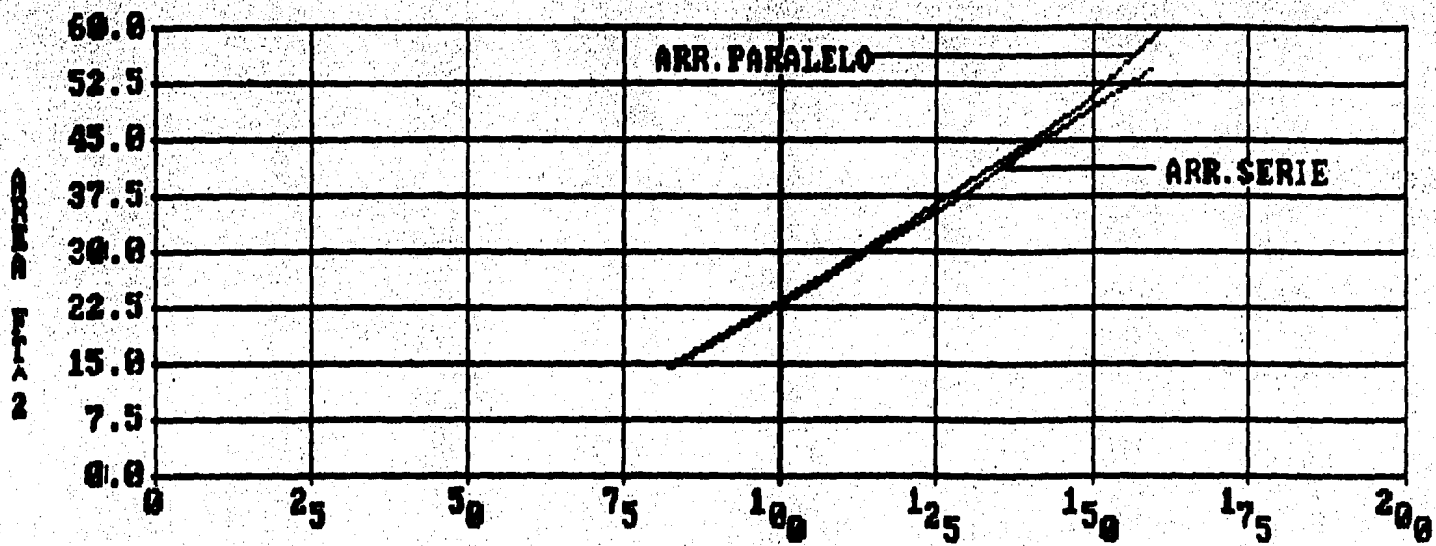
Las condiciones que se modificaron fueron:

- a) Arreglo de los tubos: Serie y Paralelo
- b) Separación de los tubos: 0.4 y 0.8 ft
- c) Número de tubos: 14 y 10

Los resultados obtenidos se concentraron en gráficas de temperatura de salida v.s área total del colector para arreglos en serie y paralelo.

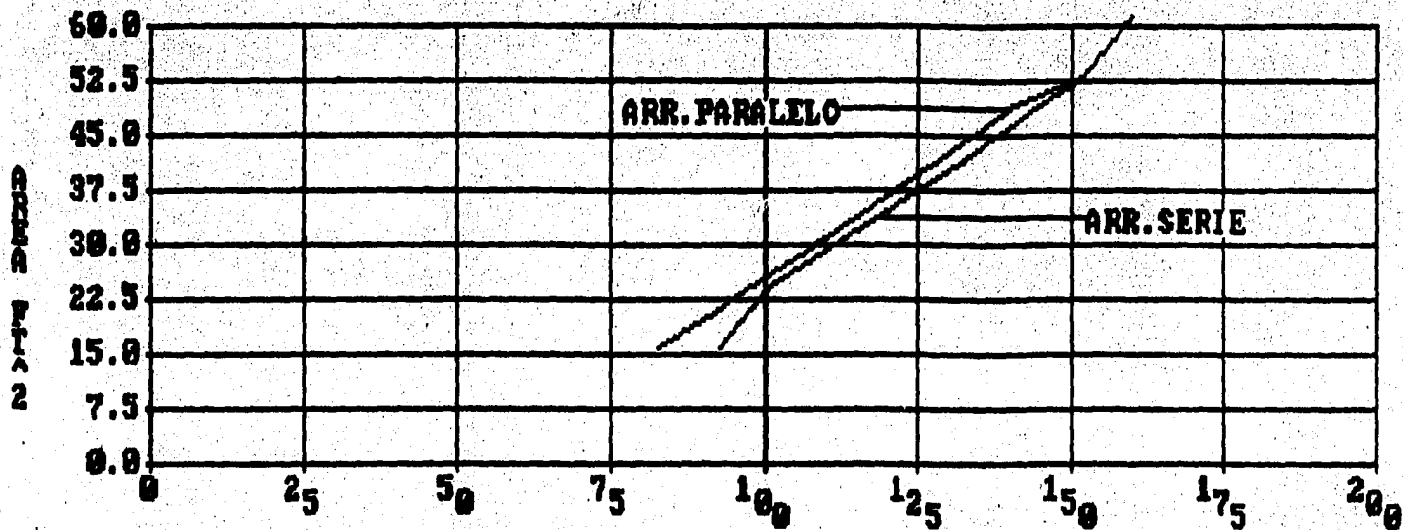
Otro manejo de los resultados se ejemplifica al graficar gasto del líquido contra área total del colector, manteniendo una temperatura de salida constante, para arreglos serie y paralelo.

OTUBOS=10 /SEP.=.4



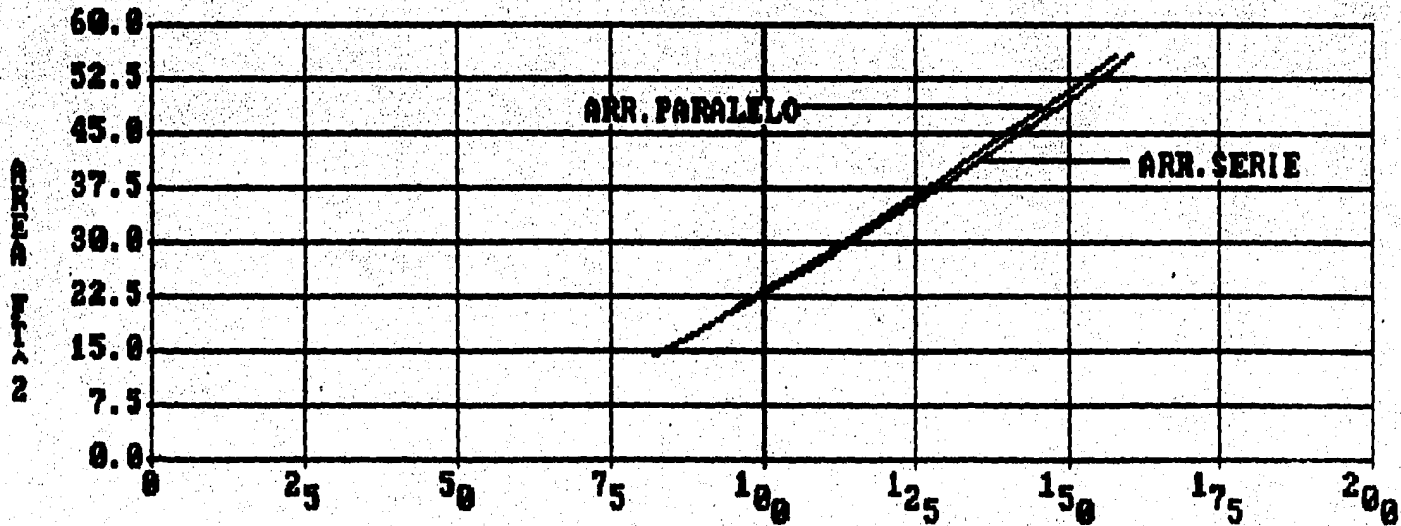
TEMPERATURA [F]  
—ARR. PAR. —ARR. SER.

NTUBOS=10 /SEP.=.8



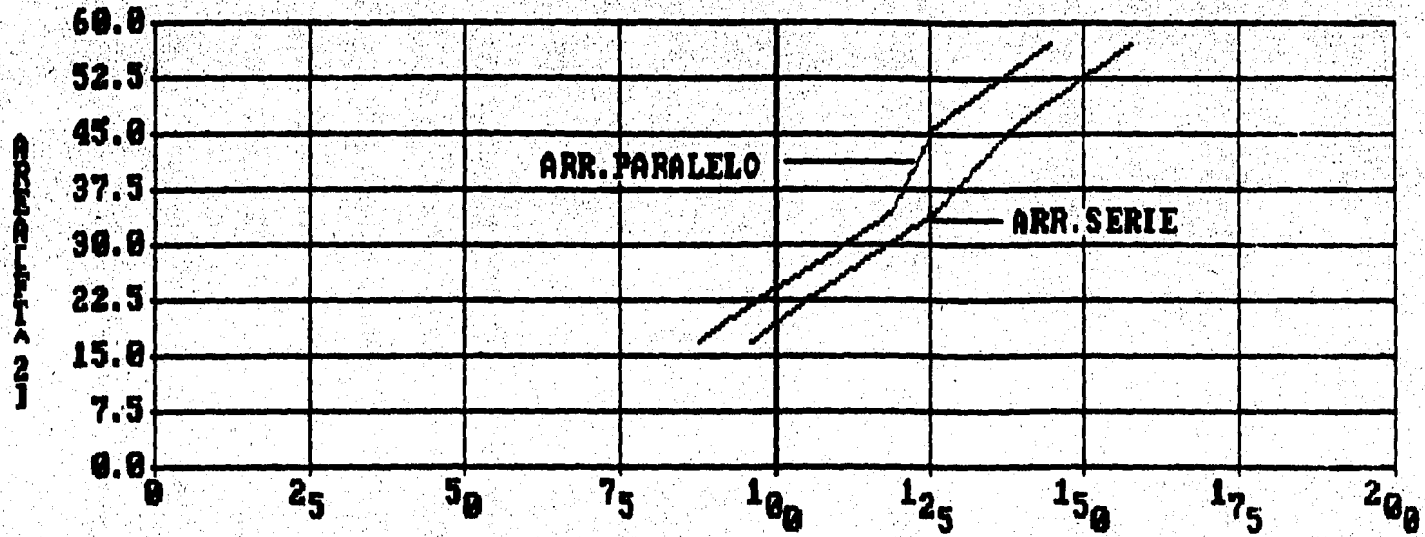
TEMPERATURA (F)  
—ARR. PAR. —ARR. SER.

#TUBOS=14 /SEP.=.4



TEMPERATURA [F]  
—ARR. PAR. —ARR. SER.

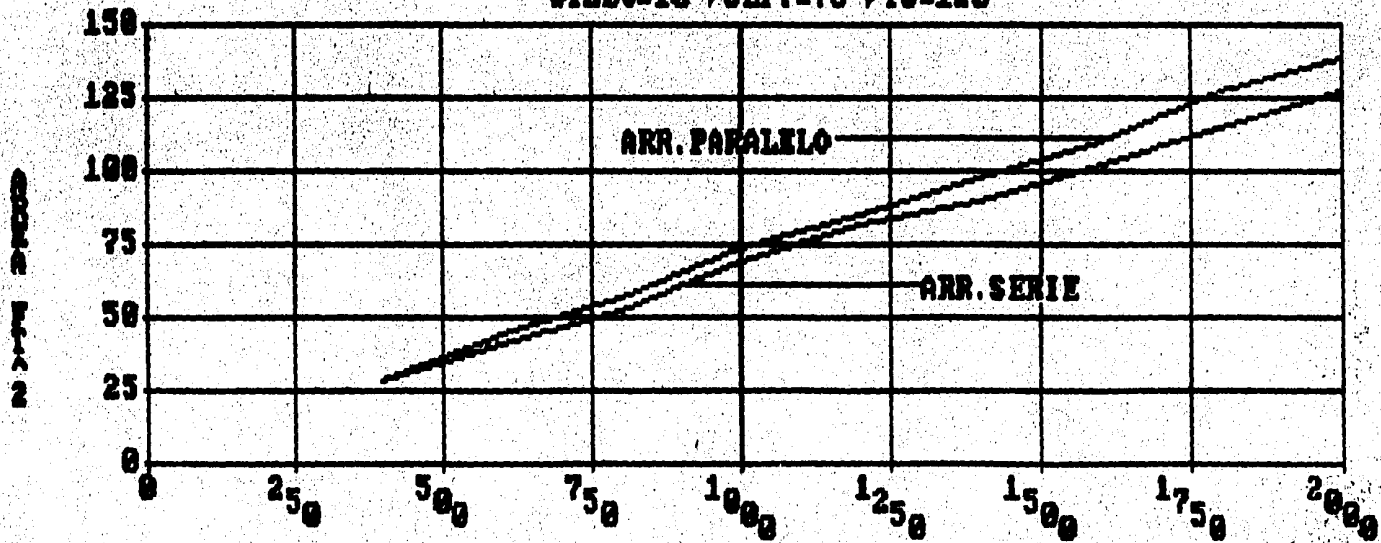
NTUBOS=14/SEP=.8



TEMPERATURA [F]



WTUBO=10 /SEP.=.8 /TS=120



GASTO [L]  
—AREA PARALELO—AREA SERIE

## CONCLUSIONES:

De los resultados reportados en las gráficas anteriores se pueden hacer las siguientes conclusiones:

a) Las gráficas de área del colector v.s temperatura de salida indican que el arreglo en serie es más eficiente que el arreglo en paralelo.

Esta mayor eficiencia se explica debido a que el flujo en serie arroja números de Reynolds mayores a los obtenidos con el flujo en paralelo, y por ende, mejores coeficientes de transferencia de calor.

Como los flujos que se manejaron fueron pequeños, los números de Reynolds varían de apenas 332 (flujo laminar) cuando el arreglo era paralelo, a 2300 (flujo de transición) cuando el arreglo de los tubos es en serie. El flujo de transición mejora la transferencia de calor, pero no de un modo significativo como podría resultar con un flujo de tipo turbulento.

Una manera de aumentar los coeficientes de transferencia de calor sería utilizando tubos más delgados, siempre y cuando que existan comercialmente.

b) Las comparaciones de arreglos con diferente número de tubos muestran que no se producen cambios significativos. Esto es debido a que dependiendo del número de tubos las longitudes quedan determinadas por áreas que sean equivalentes.

Por lo tanto la elección de la longitud de los tubos, está fijada por nuestro espacio disponible para colocar la placa, y su disposición en el mercado.

Desde el punto de vista de costo, es preferible utilizar, para áreas equivalentes, tubos largos, ya que el número de retornos y conexiones sería menor, además de disminuir la mano de obra y el material de soldadura a la placa.

c) La gráfica de gasto contra área del colector muestra que a medida que se incrementa el flujo, es más evidente la diferencia entre el arreglo en serie y el arreglo paralelo. Esto se debe a que los coeficientes de transferencia de calor en el arreglo serie, mejoran considerablemente al acercarse a un flujo de tipo turbulento.

d) Al comparar arreglos similares del colector, variando únicamente la separación entre los tubos, se aprecia una mayor eficiencia en el arreglo con separación de 0.4 ft con respecto al de 0.8 ft (con áreas muy similares).

Esto se puede explicar sabiendo, que si bien, una aleta mayor aumenta el área de captación de calor, también aumenta el área de pérdidas de calor del colector hacia el medio ambiente.

## B I B L I O G R A F I A

1.- Mc. Cabe-Smith .Unit Operations of Chemical Engineering .Third Edition. Mc Graw Hill - Kogakusha, LTD 1976,Cleveland.

2.- R.H Perry & C.H. Chemical Engineer's Handbook.Third Edition. Mc Graw Hill Book Company. U.S.A 1979.

3.- Peter J. Lunde . Solar Thermal Engineering. John Wiley & Sons U.S.A. 1980.

4.- H.Kern. Procesos de Transferencia de Calor. C.E.C.S.A. Mexico. 1980.

5.- W.H. Mc Adams. Heat transmission . Mc Graw Hill. U.S.A. 1954.

6.- W.H Giedt. Principles of Engineering Heat Transfer. Ed. Van Nostrand. New York .1957.

7.- H.P Thekera. "Solar radiation techniques and Instrumentation".Solar Energy. Vol. 18 p.p 309-325. 1976.

8.- Shavid Edna. "The influence of the orientation of the main solar glazing on the total energy consumption of a building". Solar Energy. Vol. 26 p.p 453-454. 1981.

9.- P.I. Cooper & R.V Dunkle. "A non-linear flat-plate collector model". Solar energy. Vol. 25 p.p 133-140. 1981.

10.- C.C.Y. Ma & M.Iqbal. "Statiscal Comparison of models for estimating solar radiation on inclined surfaces". Solar Energy. Vol. 34 p.p 313-317. 1983.

11.- J.M Gordon and Y. Zarwi. "A simple method for calculating the annual insolation on solar collectors". Solar Energy Vol. 36 p.p 484-487. 1982.

12.- S.A Klein "Calculation of monthly average insolation on tilted surfaces. Solar Energy. Vol. 19 p.p 325-329. 1977.

13.- R.Budin & L. Budin. "A mathematical model for shading calculations". Solar Energy. Vol.29. p.p 339-349. 1982.

14.- Martinez Strevel. "Análisis del funcionamiento de un calentador solar de agua a circulación natural". Tesis Profesional. U.N.A.M. 1977.

15.- Machado R. "Análisis Teórico experimental de un prototipo de colector solar tubular evacuado". Tesis Profesional U.N.A.M. 1979.

**INDICE:**

<b>I</b>	<b>INTRODUCCION -----</b>	<b>1</b>
<b>II</b>	<b>SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO DE ENERGIA SOLAR -----</b>	<b>5</b>
<b>III</b>	<b>COLECTORES SOLARES PLANOS -----</b>	<b>13</b>
<b>IV</b>	<b>VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL FUNCIONAMIENTO DEL COLECTOR -----</b>	<b>40</b>
<b>V</b>	<b>ANALISIS DE UN CASO DE DISEÑO -----</b>	<b>68</b>
<b>VI</b>	<b>ANALISIS DE LOS RESULTADOS -----</b>	<b>82</b>
<b>VII</b>	<b>CONCLUSIONES -----</b>	<b>83</b>