



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE CAPTACION SOLAR
PARA GENERACION DE AMONIACO EN UN
REFRIGERADOR POR ABSORCION

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el Título de
INGENIERO QUIMICO

P r e s e n t a n

MARIO LUIS CHIN AUYON
JOSE ALFREDO HERRERA VAILLARD

México, D. F.

1979



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 esta 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.

AS TESIS 1979
LBO H.T. 77
PCONA _____
PTOC _____



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

DISEÑO DE UN SISTEMA DE CAPTACION SOLAR PARA
GENERACION DE AMONIACO EN UN REFRIGERADOR
POR ABSORCION

MARIO LUIS CHIN AUYON

JOSE ALFREDO HERRERA VAILLARD

INGENIERO QUIMICO

1979

JURADO

PRESIDENTE	ING. QUIMICO ADALBERTO TIRADO ARROYAVE
VOCAL	ING. QUIMICO RUDI PRIMO STIVALET CORRAL
SECRETARIO	DR. ENRIQUE BAZUA RUEDA
1er. SUPLENTE	ING. QUIMICO ENRIQUE BRAVO MEDINA
2º SUPLENTE	DR. JOSE LUIS HERCE VIGIL

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA
CENTRO DE INVESTIGACION DE MATERIALES, U.N.A.M.

SUSTENTANTES

MARIO LUIS CHIN AUYON
JOSE ALFREDO HERRERA VAILLARD

ASESOR DEL TEMA

ING. QUIMICO RUDI PRIMO STIVALET CORRAL

SUPERVISOR TECNICO

M. EN C. ROBERTO BEST BROWN

Este pequeño trabajo encierra el resultado de una constante lucha de superación. Agradezco a todas aquellas personas que me ayudaron en esta lucha dándome su amistad.

Dedico este trabajo a mi padre (q.p.d.) y en especial a mi madre , por su cariño, su constante apoyo y continuos desvelos, bases en las que descansó lo que hasta ahora he podido lograr.

A mis hermanas y hermanos con mucho cariño.

MARIO .

INDICE

	Página
Introducción	1
Capítulo I "Importancia de la refrigeración solar en el desarrollo de las comunidades pesqueras rurales en nuestro país"	3
Capítulo II "Análisis y estudio del sistema de refrigeración"	11
2.1 Similitud entre los dos sistemas de refrigeración.	12
2.2 Descripción del proceso de refrigeración.	14
2.3 Análisis termodinámico.	16
Capítulo III "Cálculo de la carga térmica en el generador"	23
3.1 Condiciones de diseño.	23
3.2 Carga térmica.	24
3.3 Análisis de la eficiencia.	27
Capítulo IV "Análisis de Insolación en el Noroeste"	32
4.1 Conceptos fundamentales	32
4.2 Datos de insolación en la comunidad de Liguí, B.C.S.	34

4.3 Cálculo de radiación directa y radiación difusa.	35
Capítulo V "Captadores solares"	41
Capítulo VI "Análisis Teórico de Captadores Planos"	47
6.1 Descripción del método.	47
6.2 Diagrama de flujo del Programa.	53
Capítulo VII "Diseño del Sistema de Captación Solar"	57
7.1 Selección de la geometría.	57
7.2 Dimensionamiento del captador solar.	80
7.3 Arreglo de los captadores.	93
7.4 Especificaciones.	99
Discusión y Conclusiones	114
Sugerencias	115
Referencias	117

INTRODUCCION

Uno de los proyectos de investigación que maneja el Centro de Investigación de Materiales de la Universidad Nacional Autónoma de México en el área de la Energía Solar, es el diseño y la construcción de un sistema prototipo de refrigeración por absorción. Posteriormente y en base a las características de operación del sistema se podrán diseñar y construir bodegas frigoríficas rurales para la conservación de productos marinos y de alimentos en general.

El proyecto puede dividirse en cuatro partes:

- 1) Diseño del sistema de refrigeración por absorción.
- 2) Diseño del sistema de captadores solares como fuente de energía del refrigerador.
- 3) Ingeniería de detalle y construcción de todo el sistema.
- 4) Operación.

El objetivo de este trabajo es el desarrollo de la segunda parte de este proyecto.

En el capítulo I se hace énfasis en la necesidad inmediata que tienen las comunidades pesqueras rurales de contar con un medio de conservación de los productos que pescan.

Paralelamente se propone el uso de la energía solar para ayudar a la solución de este problema.

En los capítulos II y III se presenta una breve introducción a los conceptos de refrigeración por absorción y se calcula la carga térmica necesaria.

El análisis de insolación de México y, en especial, del noroeste del país se desarrolla en el capítulo IV.

En el capítulo V se presenta una clasificación de captadores solares y se elige el tipo más adecuado.

El método de cálculo usado en el diseño de los captadores se presenta en el capítulo VI y se desarrolla el diagrama de flujo del mismo.

El diseño del sistema de captación se describe paso a paso en el capítulo VII hasta obtener la configuración más adecuada.

El trabajo finaliza con una serie de observaciones y algunas conclusiones que se obtienen del contenido del mismo.

CAPITULO I

IMPORTANCIA DE LA REFRIGERACION SOLAR EN EL DESARROLLO DE LAS COMUNIDADES PESQUERAS RURALES EN NUESTRO PAIS

México es un país con aproximadamente 9368 km de litorales, lo que lo sitúa entre los países con un potencial pesquero muy grande; desgraciadamente, esta riqueza marina no ha sido debidamente explotada, debiéndose ésto, en gran parte, a la falta de una tecnología e industria adecuadas para la conservación y procesamiento de los productos extraídos del mar.

Subrayando lo anterior, la falta de refrigeración adecuada (fábricas de hielo y congeladoras) para la conservación de los productos marinos, ha permanecido como una característica inherente a las comunidades rurales de pescadores que actualmente existen.

Entre los sistemas conocidos, el de refrigeración por absorción, descrito por Ruhemann (ref. 1) y la ASHRAE (ref. 2) se presta para ser operado por una fuente de energía diferente a las fuentes convencionales, como lo es la energía solar al ser transformada en energía térmica.

El uso de este energético en la refrigeración ha sido estudiado y propuesto por muchos autores anteriormente, S. Satcunanathan (ref. 3), R. W. Allen y colaboradores (ref. 4), F. Daniels (ref. 5), R. Williams (ref. 6), J. Duffie (ref. 7) por mencionar algunos.

Desde luego que, para que la energía solar pueda ser aprovechada a nivel industrial, es necesario que al menos resulte competitiva, económicamente hablando, si no es que superior a los energéticos comúnmente usados como la energía eléctrica y los combustibles fósiles.

Algunas consideraciones que se deben tomar en cuenta al utilizar la energía solar son :

- La existencia de una radiación solar aceptable sobre la región donde se prevé la instalación.
- El Sol es una fuente intermitente de energía, por lo que es necesario tomar medidas en caso de requerirse un uso continuo de energía.
- Hasta la fecha, la experiencia de los fabricantes de captadores solares indica que debido a que no existe una producción en serie, el costo inicial de una instalación solar es elevado con respecto a otros energéticos; sin embargo, si en la región don

de se pretende utilizar la energía solar no existe de manera accesible ningún otro tipo de energético convencional, el costo de la instalación solar podría disminuir considerablemente en relación a los demás.

Afortunadamente para nuestro país, la mayor parte de sus litorales recibe una radiación solar suficientemente grande como para ser aprovechada, a excepción de la región comprendida por el estado de Veracruz, (ref. 12), (fig. 1.2), como se verá más adelante, al hacer referencia al análisis de insolación del noroeste (cap. IV).

Aprovechando los datos proporcionados por el Departamento de Pesca en su Plan Nacional de Desarrollo Pesquero 1977-1982 (ref. 8), se construyó la tabla 1.1 donde puede observarse que, de los estados que reciben mayor radiación solar anual en el país (fig. 1.2), Baja California Sur se encuentra rezagado en cuanto a producción pesquera en relación a otros estados del Noroeste como Baja California Norte y Sonora.

Debido a las condiciones climatológicas y de insolación de Baja California Sur (cap. IV), así como al atraso de su producción pesquera y aprovechando la

creación de nueve comunidades rurales propuestas para el período 1977-1982 (tablas 1.2 y 1.3), se antoja adecuada la idea de orientar este trabajo, hacia esa región, utilizando sus datos climáticos y de radiación solar como factores de diseño del sistema de captación solar, aún cuando se trate de un prototipo de investigación que, sin embargo, servirá de base para futuros diseños.

Para utilizar datos un poco más específicos sobre insolación, se hará referencia a la comunidad rural de Liguí, en la costa oriental de Baja California Sur (fig. 1.1), donde la radiación global (media diaria) es de $540 \text{ cal/cm}^2 \text{ día}$ (fig. 1.2).

TABLA I-I

VOLUMEN Y VALOR DE LA PRODUCCION PESQUERA NACIONAL

	AÑO	TONELADAS	MILES DE PESOS
BAJA CALIFORNIA NORTE	1971	59 704	116 587
	1972	63 624	134 828
	1973	73 953	143 882
	1974	111 416	184 901
	1975	130 500	234 214
	1976	162 826	227 520
BAJA CALIFORNIA SUR	1971	18 630	46 363
	1972	18 771	73 349
	1973	34 815	86 109
	1974	37 826	90 480
	1975	60 518	108 655
	1976	58 577	161 071
SONORA	1971	59 977	243 890
	1972	69 422	263 076
	1973	76 948	259 458
	1974	75 330	248 699
	1975	90 276	236 537
	1976	99 400	384 893
TOTAL NACIONAL	1971	285 654	1 227 027
	1972	301 890	1 601 166
	1973	358 000	1 764 665
	1974	389 969	2 192 225
	1975	451 330	2 366 699
	1976	524 689	3 064 329

TABLA 1-2

COMUNIDADES RURALES EN :

ESTADO	COMUNIDADES (PROGRAMA SEXENAL)	INVERSION *
BAJA CALIFORNIA NORTE	8	64.9
BAJA CALIFORNIA SUR	9	76.3
SONORA	13	106.4

MILLONES DE PESOS 1977

TABLA 1-3

COMUNIDADES DE BAJA CALIFORNIA SUR :

(PLAN NACIONAL DE DESARROLLO PESQUERO 1977 - 1982)

SAN JUANICO
 SAN BRUNO
 PRIMER AGUA
 SANTO DOMINGO
 LIGUI
 SAN ISIDRO
 LOS BURROS
 CUÑANO
 EL PESCADERO

INFRAESTRUCTURA PESQUERA 1977 - 1982

(BAJA CALIFORNIA NORTE, BAJA CALIFORNIA SUR, SONORA)

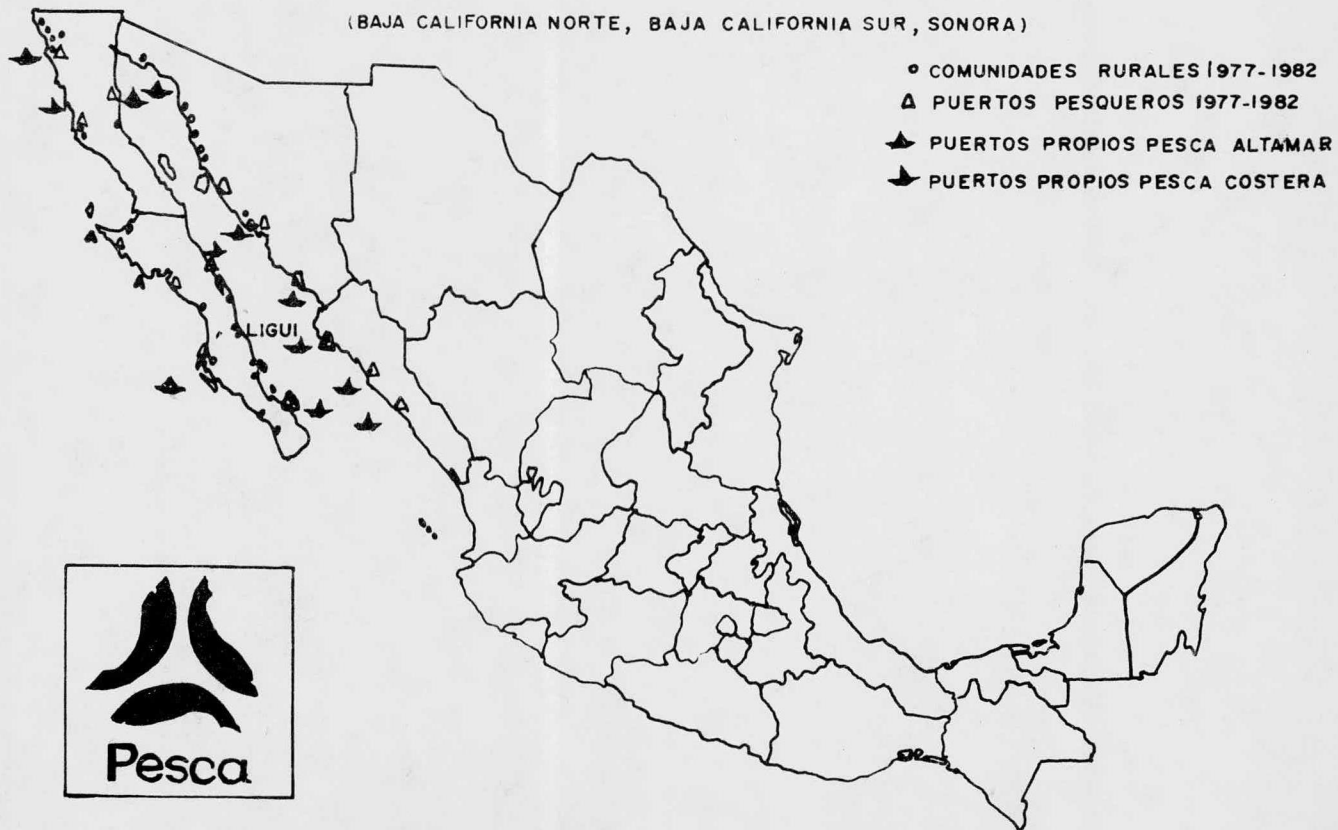


FIGURA 1-1

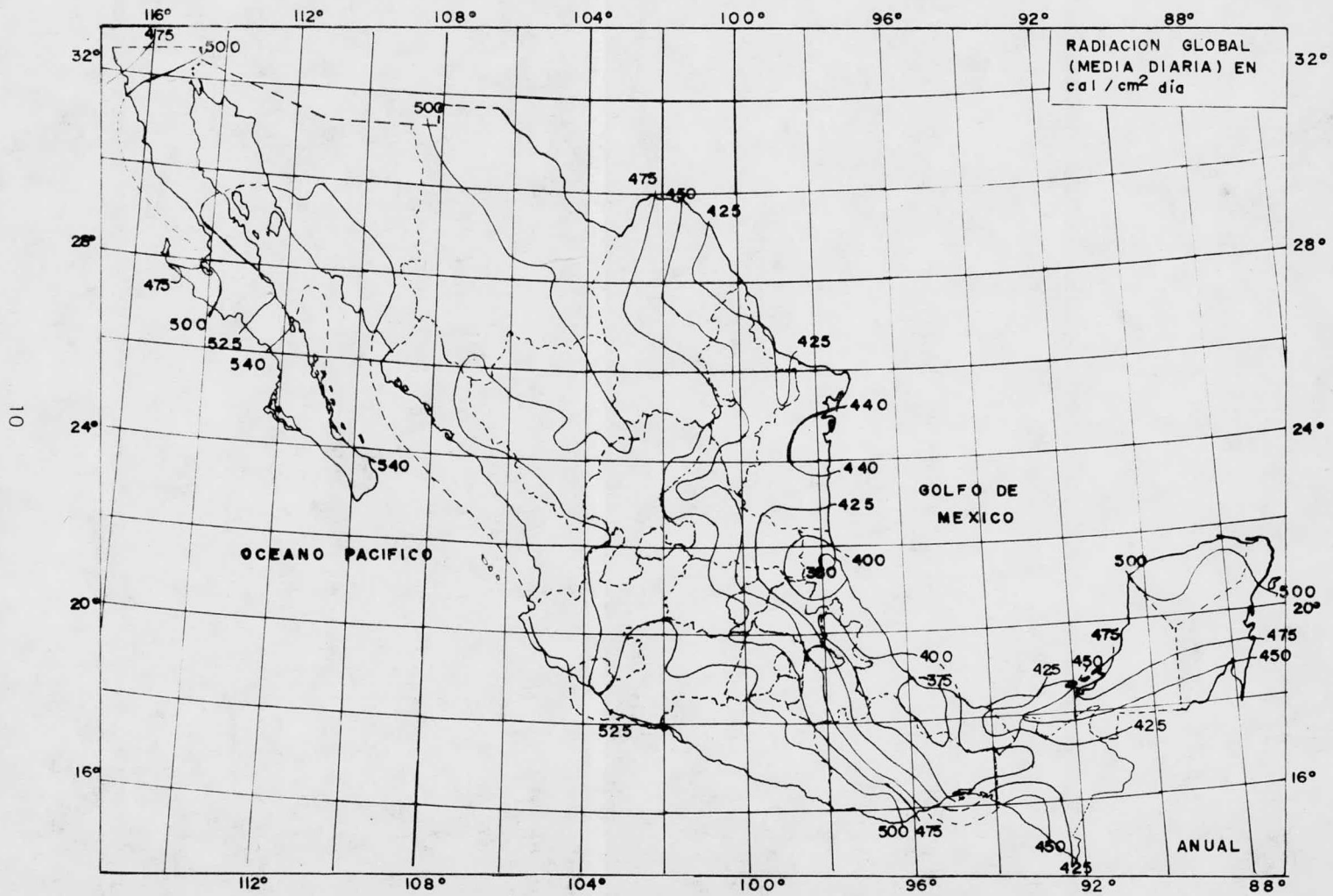


FIGURA 1.2

CAPITULO II

ANALISIS Y ESTUDIO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

Los principios de refrigeración por absorción fueron usados por Faraday por vez primera en 1824 cuando usó una combinación de amoníaco - cloruro de plata como refrigerante - absorbente en un sistema cerrado.

Fue muy usado durante el siglo pasado hasta que apareció el ciclo de refrigeración por compresión , que resultaba más económico ya que el suministro de calor en el generador del sistema por absorción resultaba muy costoso si no se contaba con calor de de secho de algún otro proceso. Se encontró que un sistema de captación solar podría operar como fuente de energía al generador en el ciclo de refrigeración por absorción, dando con esto una alternativa más de ope ración que no requeriría de consumo de combustible con lo cual, en cualquier lugar donde el nivel de radiación solar fuera adecuado los costos operativos disminuirían.

2.1 SIMILITUD ENTRE LOS DOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

Para entender mejor el funcionamiento de un ciclo por absorción, puede hacerse una comparación de éste con un ciclo por compresión manejado por una bomba térmica.

En la figura 2.1 se muestran esquematizados ambos procesos, y se observa que en el ciclo de refrigeración por absorción se combinan, a su vez, los ciclos de la bomba térmica y el de refrigeración por compresión.

La simplicidad de la refrigeración por absorción consiste en que ha anulado el paso de la producción de energía mecánica que une al ciclo de refrigeración por compresión y la bomba térmica.

El principio de la refrigeración por absorción consiste en aprovechar la propiedad que puede tener una sustancia para absorber a otra.

En ambos sistemas se aplica calor a temperatura alta y se pierde parte de éste a temperatura ambiente; solo que en el ciclo de refrigeración por compresión, la bomba térmica produce energía mecánica para operar el mecanismo.

También se desecha calor a temperatura ambiente y se admite a temperatura baja (efecto de refrigeración) en ambos sistemas.

De aquí que, tanto la temperatura alta como la baja sean características de los dos ciclos.

Además el generador y el condensador trabajan a alta presión; y el evaporador y el absorbedor a baja presión.

Algunas de las ventajas del ciclo de refrigeración por compresión son que :

- El refrigerante en el ciclo es más puro y de composición constante por lo que se obtiene un mejor efecto refrigerante.
- Se pueden obtener mayores presiones, y por lo tanto las temperaturas de condensación son más altas.

A cambio de esto se puede mencionar que existe más equipo rotativo, lo que ocasiona problemas de mantenimiento, desgaste y lubricación por mencionar algunos.

Además hay disminución de la eficiencia en el enlace turbina - compresor.

Estas desventajas no se presentan en un ciclo de

refrigeración por absorción ya que emplea menos equipo rotativo y no existe la transformación intermedia a energía mecánica.

Aunque ambos ciclos podrían operarse con energía solar; el ciclo por compresión sería más complicado ya que requeriría de un ciclo donde la caldera se sustituyera por captadores, la turbina por un motor de expansión y el fluido por otro de baja temperatura de ebullición como el butanol.

2.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE REFRIGERACIÓN

En la figura 2.2 se muestra un diagrama esquemático del proceso. Como puede observarse, los componentes principales del sistema son : un generador (G) , un condensador (C), un preenfriador (PE), un evaporador (E), un absorbedor (A), un cambiador de calor (CC), una bomba (B) y dos válvulas de expansión.

Al añadir calor a la solución de amoníaco-agua que se encuentra en el generador se producen dos corrientes; la corriente 7 consiste de vapor de amoníaco casi puro (refrigerante) que es conducida hacia el condensador, y la corriente 1 de solución débil amoníaco-agua (baja concentración de amoníaco) que es llevada al cambiador de calor.

En el condensador, el refrigerante vapor sufre un cambio de fase al estado líquido y luego es conducido (corriente 8) al preenfriador donde cede parte de su calor a la corriente 11 proveniente del evaporador.

El refrigerante es, entonces, pasado a través de una válvula de expansión (corriente 9) para convertirse en líquido de baja presión (corriente 10) y entrar, así, al evaporador donde recibe calor de una fuente de baja temperatura (refrigeración).

El vapor de la corriente 12 una vez calentado en el preenfriador, llega al absorbedor para formar la solución fuerte al ser absorbido por la solución débil (corriente 3).

En el proceso de absorción se libera calor, el cual es transferido al agua de enfriamiento.

La solución fuerte (corriente 4) es bombeada al generador (corriente 6) pasando antes por un cambiador de calor (corriente 5) y así comenzar de nuevo el ciclo.

La solución débil que pasa al cambiador de calor cede parte de su calor a la corriente 5 para economizar el suministro de energía en el generador.

La corriente 2 (solución débil) es expandida hasta la presión del absorbedor (corriente 3).

El ciclo de refrigeración por absorción consta pues, en realidad, de dos ciclos : el ciclo del refrigerante y el ciclo de la solución.

2.3 ANALISIS TERMODINAMICO

Con referencia a la figura 2.2 se establece el análisis termodinámico del sistema de la siguiente forma, para lo cual se hace uso del diagrama entalpia-composición para líquido-vapor saturado de la figura 2.3.

De un balance de materia, alrededor del generador, la bomba y el cambiador de calor, se obtienen las relaciones de flujo :

$$\frac{W_{sd}}{W_{ref}} = \frac{x_4 - x_7}{x_2 - x_4} \quad (2.1)$$

y

$$\frac{W_{sf}}{W_{ref}} = \frac{W_{sd}}{W_{ref}} + 1 \quad (2.2)$$

donde

W_{sd} = flujo de solución débil, kg/día

W_{sf} = flujo de solución fuerte, kg/día

W_{ref} = flujo de refrigerante, kg/día

x_i = composición de la corriente i

El flujo de refrigerante puede calcularse a partir de un balance de energía en el evaporador:

$$W_{\text{ref}} = \frac{Q_e}{(h_{11} - h_{10})} \quad (2.3)$$

donde

Q_e = carga térmica en el evaporador, kcal/día

h_i = entalpia de la corriente i , kcal/día

La carga térmica en el evaporador se calcula como:

$$Q_e = q_e(m_{\text{H}_2\text{O}}) + \Delta H_{\text{H}_2\text{O}}(m_{\text{H}_2\text{O}}) \quad (2.4)$$

donde

q_e = calor de fusión del agua = 8 kcal/kg

$\Delta H_{\text{H}_2\text{O}}$ = calor sensible del agua, kcal/kg

$m_{\text{H}_2\text{O}}$ = flujo de agua o cantidad de hielo producido, kg/día

Una vez calculado W_{ref} , se puede determinar W_{sd} y W_{sf} a partir de las ecuaciones (2.1) y (2.3).

El calor añadido al generador o carga térmica en el generador, se calcula a partir de un balance de energía alrededor del mismo y el cambiador de calor, de la siguiente forma:

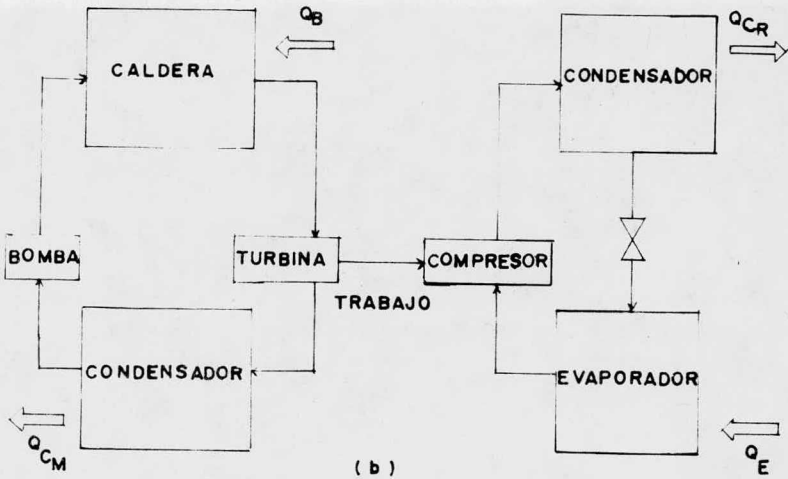
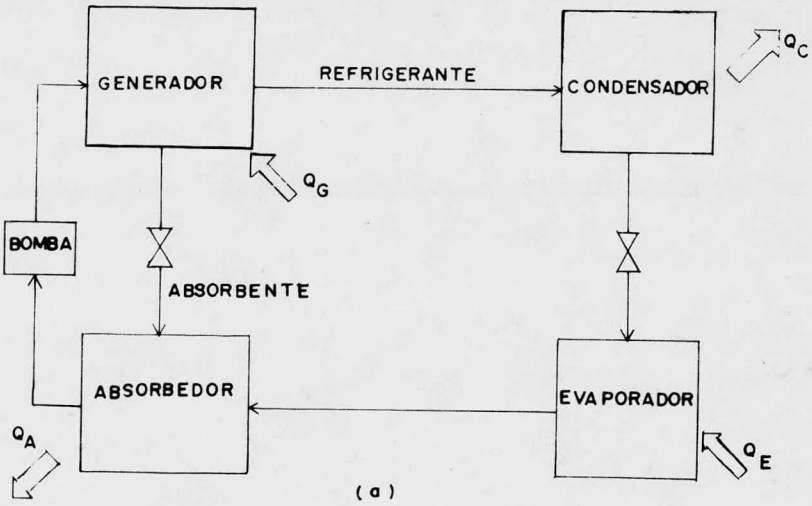
$$Q_g = W_{\text{ref}}h_7 + W_{\text{sd}}h_2 - W_{\text{sf}}h_4 \quad (2.5)$$

donde

Q_g = carga térmica en el generador, kcal/día

h_i = entalpia de la corriente i , kcal/kg

FIGURA 2-1



SIMILITUD ENTRE EL CICLO DE ABSORCION (a) Y EL CICLO DE COMPRESION (b)

FIGURA 2.2

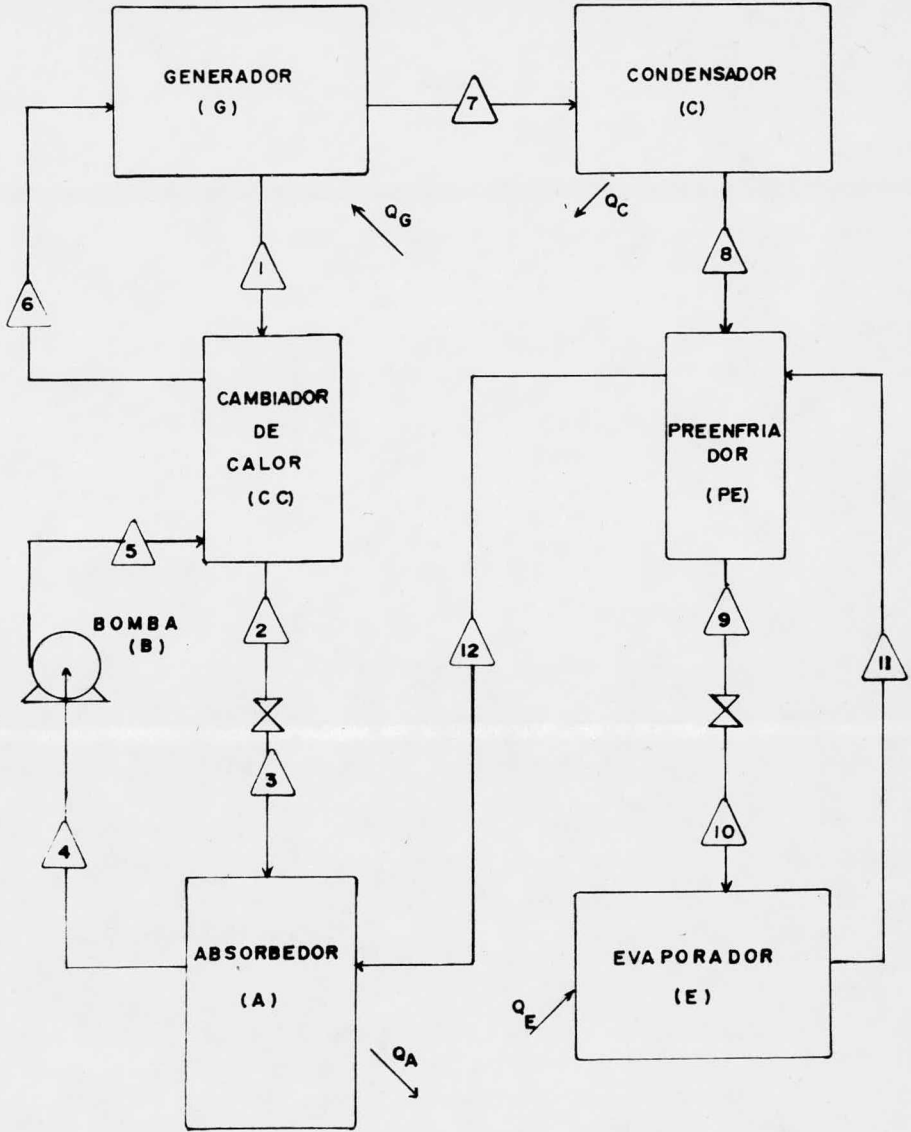
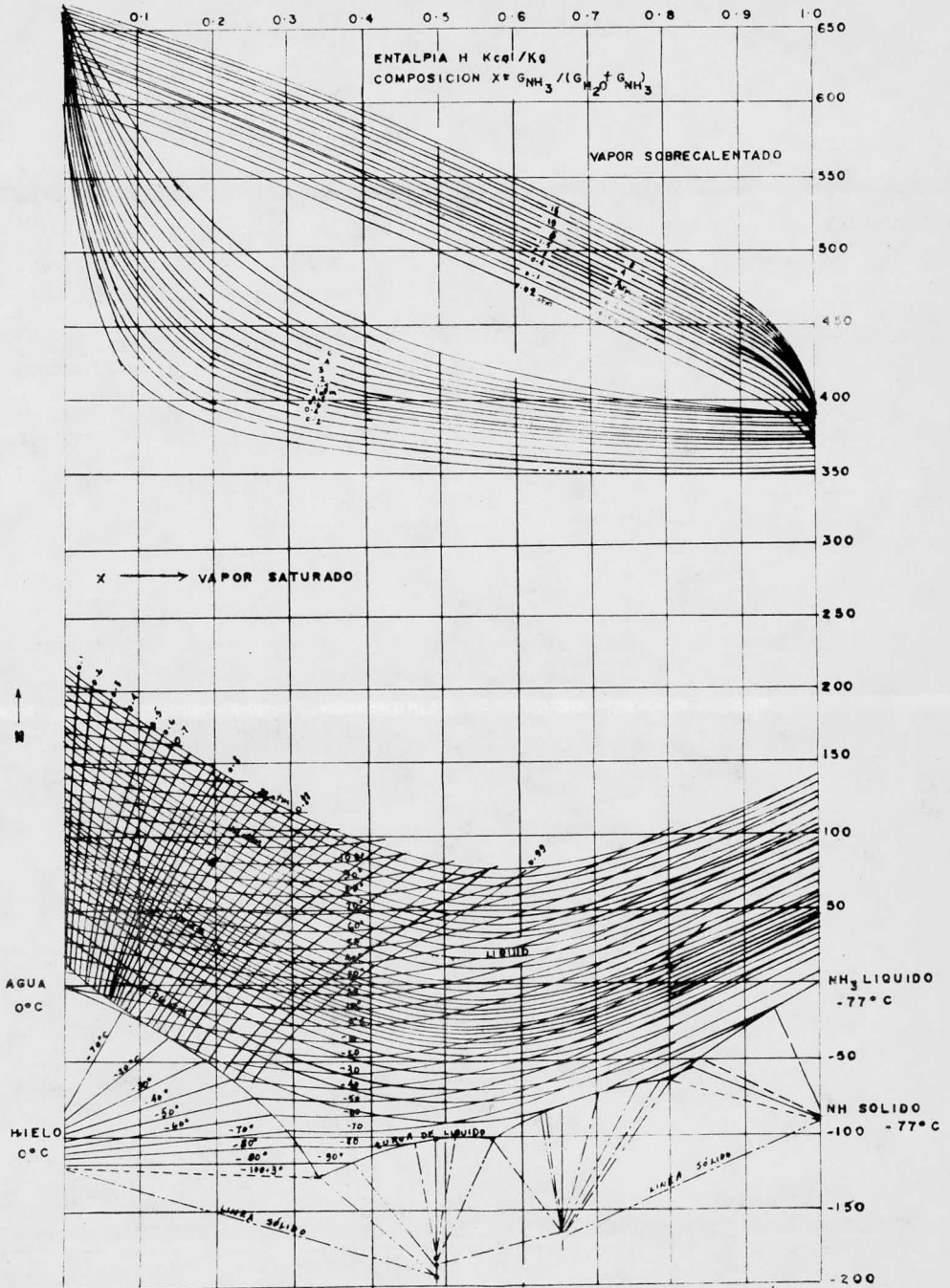


DIAGRAMA ESQUEMATICO DEL PROCESO DE REFRIGERACION POR ABSORCION

MEZCLA AMONIACO-AGUA
 DIAGRAMA ENTALPIA - COMPOSICION
 (MERKEL - BOŠIUAKOVIĆ)

FIGURA 2.3



El calor extraído del sistema en el condensador está dado por:

$$- Q_c = W_{ref} (h_7 - h_8) \quad (2.6)$$

Una vez calculado Q_c , se puede determinar la cantidad de agua de enfriamiento requerida.

Así también, la cantidad de calor cedida por el sistema en el absorbedor se calcula como :

$$- Q_a = Q_g + Q_e + Q_c \quad (2.7)$$

y esto permite la determinación de la cantidad de agua de enfriamiento requerida en el absorbedor.

Los balances de energía para el cambiador de calor y el preenfriador son respectivamente :

$$Q_{cc} = W_{sd} (h_1 - h_2) \quad (2.8)$$

y

$$Q_{pe} = W_{ref} (h_8 - h_9) \quad (2.9)$$

Todas las entalpías se determinan del diagrama en base a las condiciones del proceso.

Por último, el coeficiente de operación, el cual nos da una medida de la eficiencia del sistema se calcula como :

$$COP_{teórico} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{T_e}{T_w - T_e} \frac{T_g - T_w}{T_g} \quad (2.10)$$

Hasta aquí, lo que se ha hecho es plantear una secuencia de cálculo, mediante los balances de energía,

de la carga térmica requerida en cada uno de los equipos más importantes del sistema. En el siguiente capítulo se describe paso a paso cada uno de los cálculos realizados y la utilización del diagrama.

CALCULO DE LA CARGA TERMICA EN EL GENERADOR

Con base en la figura 2.3 y siguiendo las condiciones de diseño establecidas en la sección 3.1 de este capítulo, se desarrollará el cálculo de la carga térmica en el generador, necesaria para la determinación de la superficie de captación solar.

3.1 CONDICIONES DE DISEÑO

- i) Debido a que la unidad en diseño es un prototipo, solo se desean producir 100 kg de hielo al día.
- ii) La temperatura de evaporación del refrigerante es de -10°C .
- iii) Las temperaturas de absorción y condensación son de 25°C las dos, ya que se ha supuesto que el agua de enfriamiento es ligeramente menor a 25°C .
- iv) Se quiere que el refrigerante sea amoníaco casi puro, por lo que $x_7 = 0.999$.
- v) Como la temperatura recomendable de generación, en este caso, varía entre los 82°C y 93°C (ref. 3), se escoge 85°C , criterio que se ve reforzado una vez que se hace el análisis de la variación

de la eficiencia con la temperatura de generación (fig. 3.1) como se muestra más adelante.

Además, como la temperatura de captación solar debe ser mayor a la temperatura de generación, en prevención de pérdidas térmicas, al escoger la temperatura de 85°C como adecuada para generación de amoníaco, se está colocando a la temperatura de captación solar dentro del intervalo de operación de los captadores solares accesibles tecnológica y económicamente para los propósitos de este trabajo.

3.2

CARGA TERMICA

Antes de comenzar con el cálculo de la carga térmica en el generador, es necesario tomar en cuenta algunas suposiciones que simplifican la tarea, y que sin embargo, guardan una estrecha similitud con la realidad.

Se considerará que las corrientes 1, 4, 8 y 10 están en equilibrio con su vapor, lo que nos permite el uso de la figura 2.3.

Las caídas de presión son despreciables excepto en las válvulas de expansión (ref. 1).

También conviene considerar que la corriente 10 entra al evaporador libre de agua.

Una vez establecido lo anterior, se procede a construir la tabla 3.1 para lo cual se hace lo siguiente:

Con referencia al diagrama de equilibrio para el sistema amoníaco-agua (fig. 2.3), y sabiendo que la composición a la salida del condensador es $x_8 = x_7 = 0.999$ y su temperatura es de 25°C , encontramos que la presión de condensación, esto es, la presión alta del sistema, es de 11 atm.

Con la presión de 11 atm y la temperatura de 85°C encontramos la composición de la corriente de solución débil (corriente 1) que es de $x_1 = 0.4$.

Para la parte de baja presión del sistema, usamos la temperatura de la corriente 10, $t_{10} = -10^{\circ}\text{C}$ y su composición $x_{10} = 0.999$, encontrando que la presión en el evaporador es de 3 atm.

Con esta presión y la temperatura de la corriente 4, encontramos la composición de la solución fuerte como $x_4 = 0.48$.

Las especificaciones de todas las demás corrientes se calculan en base a balances de energía y/o a sus respectivos acercamientos térmicos.

Los valores de las entalpías correspondientes a cada una de las corrientes se leen en el diagrama de la figura 2,3.

Las relaciones de flujo se determinan como se muestra a continuación, al calcular la carga térmica.

Con ayuda de estos datos, el cálculo de la carga térmica es como sigue:

De las ecuaciones 2.1 y 2.2 :

$$\frac{W_{sd}}{W_{ref}} = \frac{0.48 - 0.99}{0.40 - 0.48} = 6.38$$

y

$$\frac{W_{sf}}{W_{ref}} = 6.38 + 1 = 7.38$$

Como $m_{H_2O} = 100 \text{ kg/dfa}$ (220 lb/dfa)

y $q_e = 1436 \text{ cal/gmol}$ (ref. 9) (144 BTU/lb)

$AH_{H_2O} = 27.77 \text{ kcal/kg}$ (50 BTU/lb)

Sustituyendo en la ecuación 2.4:

$$Q_e = 144 (220) + 50 (220) = 42\,680 \text{ BTU}$$

$$Q_e = 10\,755 \text{ kcal}$$

Entonces, en la ecuación 2.3:

$$W_{ref} = \frac{10\,755 \text{ kcal}}{(400 - 75) \text{ kcal/kg}} = 33 \text{ kg/dfa}$$

y por lo tanto :

$$W_{sd} = 211 \text{ kg/dfa}$$

$$W_{sf} = 244 \text{ kg/dfa}$$

De aquí que, la carga térmica en el generador (ecuación 2.5) es :

$$Q_g = 33 (405) + 211 (10) - 244 (5)$$

$$Q_g = 14\ 253 \text{ kcal/ día} = 14\ 500 \text{ kcal/día}$$

Se concluye que la superficie de captación solar tendrá que dimensionarse para proveer de aproximadamente 14 500 kcal por día al generador.

3.3

ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA

Se sabe que la eficiencia de un sistema de refrigeración por absorción, varía con la temperatura de generación de amoníaco en un intervalo de temperaturas (referencias 3,4 y 10).

Sin embargo, en todos los sistemas de refrigeración, el coeficiente de operación (COP) , se ve limitado por la segunda Ley de la Termodinámica.

Si se bombea calor de una fuente de baja temperatura, a una de temperatura más alta; una cierta mínima cantidad de energía debe ser gastada para lograrlo.

Es por ello que, aún cuando el COP es un indicador importante de los costos de operación, esto no significa que la meta del ingeniero de diseño deba ser alcanzar el máximo COP posible.

El óptimo en términos económicos, generalmente no coincide con el máximo COP (ref. 10).

De acuerdo al resultado obtenido para Q_e y Q_g en 3.2, el coeficiente de operación del sistema es:

$$\text{COP} = \frac{10\,755 \text{ kcal}}{14\,500 \text{ kcal}} = 0.7417$$

La curva que nos muestra la variación de la eficiencia con la temperatura de generación de amoníaco se presenta en la figura 3.1.

Esta curva se obtuvo usando diferentes temperaturas de generación y calculando el COP para cada una de ellas tal y como se hizo para $t_g = 85^\circ\text{C}$.

Como puede verse, un aumento razonable en la temperatura de generación no causa un aumento considerable en la eficiencia del sistema, ya que después de cierto valor de la temperatura, la eficiencia permanece constante.

Esto, como se dijo antes, viene a reforzar la decisión de usar una temperatura de generación de 85°C cuando la energía se va a proveer por medio de un sistema de captación solar, en el cual un aumento de temperatura de algunos grados puede llegar a causar un aumento considerable de superficie de captación y por tanto del costo del sistema.

Es importante mencionar que en la práctica el COP se ve disminuido por pérdidas de calor al medio ambiente y por la existencia de agua en muy pequeñas cantidades en las líneas de refrigerante lo que causa, a su vez, disminución de eficiencia en los equipos (ref. 20).

CORRIENTE ESPECIFICACION	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
TEMPERATURA °C	85	35	35	25	25	75	60	25	6	-10	-4	15
PRESION atm	11	11	3	3	11	11	11	11	11	3	3	3
COMPOSICION PESO NH ₃	0.4	0.4	0.4	0.48	0.48	0.48	0.999	0.999	0.999	0.999	0.999	0.999
RELACION DE FLUJO $\frac{\text{kg}}{\text{kg ref}}$	6.38	6.38	6.38	7.38	7.38	7.38	1	1	1	1	1	1
ENTALPIA $\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	65	10	—	5	—	—	405	—	—	75	400	—

TABLA 3.1 ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

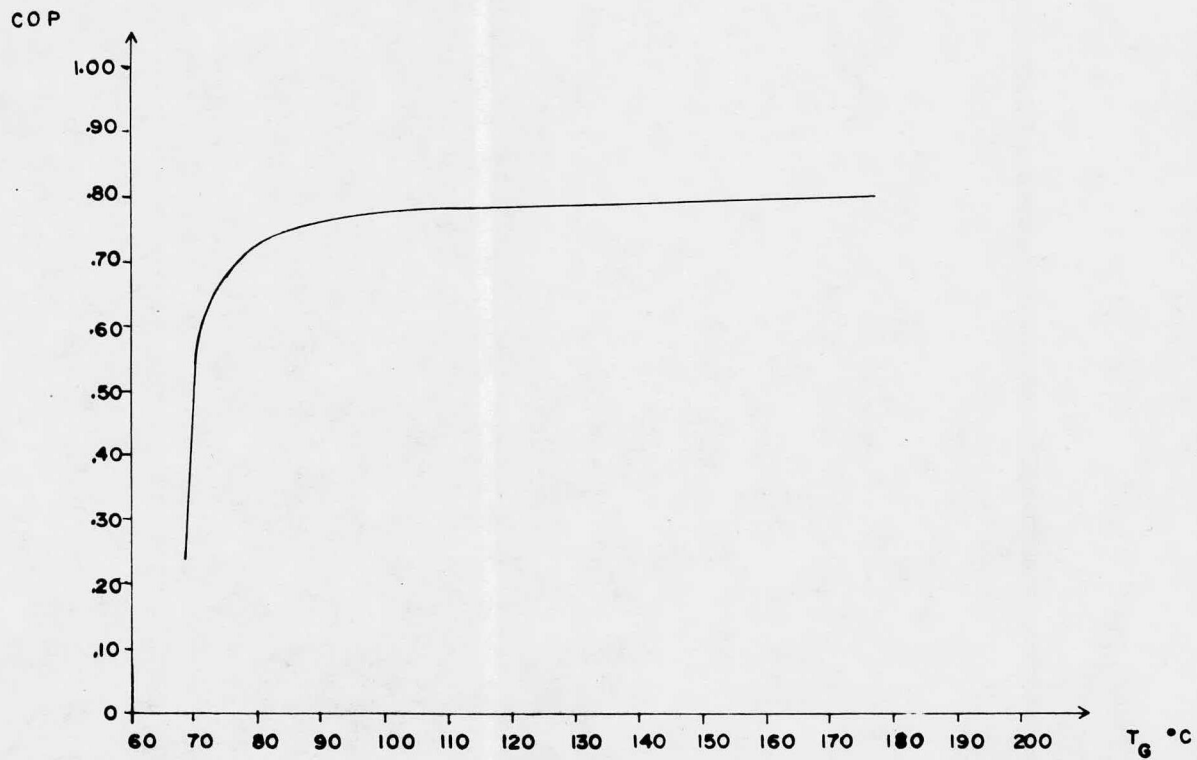


FIGURA 3-1 CURVA QUE MUESTRA LA VARIACION DE COP CON LA TEMPERATURA DE GENERACION

CAPITULO IV

ANALISIS DE INSOLACION EN EL NOROESTE

Como se estableció en el capítulo I de este trabajo, el lugar elegido para obtener los datos necesarios en el diseño del sistema de captación solar es la comunidad de Liguí en Baja California Sur, cuya localización es 26° latitud Norte y 111° longitud Oeste, a unos 250 km al norte de La Paz, Baja California Sur.

A continuación se presentan algunos conceptos básicos para la interpretación de la información meteorológica y de insolación.

4.1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES

La radiación solar recibida en la superficie terrestre, aprovechable en los procesos térmicos de energía solar, se encuentra en el intervalo de 0.3 a $3.0 \mu\text{m}$ de longitud de onda (ref. 7).

Esta radiación nos llega en forma de radiación difusa y radiación directa, lo cual se debe al cambio de dirección de una parte de esta última, ocasionado por la reflexión y dispersión sufridas al atravesar la atmósfera.

La energía recibida del Sol, por unidad de tiempo y por unidad de área de superficie perpendicular a la radiación, en el espacio, a la distancia media entre la Tierra y el Sol, recibe el nombre de constante solar (I_{sc}) y actualmente el valor aceptado es de $1\ 353\ \text{W/m}^2$ ($1.94\ \text{cal/cm}^2\text{min}$) (ref 7).

Para medir la radiación, se pueden utilizar diversos aparatos, entre los cuales, los más usados son:

. Piroheliómetro.- Que únicamente mide la radiación directa.

.. Piranómetro.- Mide la radiación total (difusa + directa)

Para el uso de los datos de radiación obtenidos, existen varios caminos:

1. Usar el promedio de energía solar aprovechable en un lapso de tiempo (semana, mes, año), y estimar el comportamiento promedio del proceso.
2. Usar datos diarios u horarios anteriores, para la localidad en cuestión; estimar cuál habría sido el comportamiento futuro (simulación del proceso).
3. Reducir los datos de radiación a una forma más manejable por métodos estadísticos y utilizar las distribuciones de tiempo resultantes en predicciones de comportamiento del proceso.

Algunas veces no se tiene disponible información sobre radiación solar, sin embargo, existen otro tipo de datos meteorológicos que guardan cierta relación con las cantidad de radiación solar recibida :

- . Número de horas de "luz de Sol".
- .. Porcentaje de nubosidad.
- ... Datos correspondientes a otra localidad de latitud, topografía y clima similares.

4.2 DATOS DE INSOLACION EN LA COMUNIDAD DE LIGUI, B.C.S.

En la figura 1.2 se muestra la radiación global (media diaria) anual, en $\text{cal/cm}^2\text{día}$ para la República Mexicana según datos obtenidos por E. Hernández (ref. 12).

Los datos específicos para la región de Liguí, así como sus condiciones meteorológicas, fueron obtenidas del Centro de Investigación de Materiales(U.N. A.M.) y del Servicio Meteorológico Nacional del Observatorio; mostrándose en las tablas 4.1 y 4.2.

Los datos de temperatura ambiente corresponden a La Paz, B.C.S. que tiene condiciones climatológicas similares a la comunidad de Liguí.

Como puede verse en la tabla 4.2, la fracción o porcentaje de radiación recibida en la superficie terrestre respecto a la radiación extraterrestre es de 71 %; si se toma en cuenta que una fracción del 70 % es considerada como bastante favorable para los sistemas de energía solar, se estará de acuerdo en afirmar que la probabilidad de obtener resultados positivos es muy grande.

Además, al comparar con la fracción obtenida de la radiación máxima recibida en la superficie, esto es, si todos los días estuvieran despejados, se ve que existe un 8 % de diferencia, lo cual implicaría una aproximación del 8 % al hacer el cálculo horario de radiación recibida según el método descrito por Duffie (ref. 7).

4.3 CALCULO DE RADIACION DIRECTA Y RADIACION DIFUSA

El método de diseño del captador solar requiere datos de radiación directa y radiación difusa.

Observando la tabla 4.2, se encuentra que el mes de mayo y el de diciembre tienen las mejores y peores condiciones de radiación respectivamente; por lo que se usarán estos datos para el diseño.

El cálculo de radiación directa y difusa a partir de la radiación recibida, se hará por medio de correlaciones descritas por Duffie, que se basan en la duración del día con Sol, la declinación solar, la radiación total recibida y el ángulo horario (ref. 7).

Tomando el 15 de mayo y el 15 de diciembre como días promedio para el diseño, se encuentra que:

	Diciembre	Mayo
Duración del día con sol	10.6 hrs.	13.2 hrs.
Declinación solar	-22.5°	17.5°

Como ejemplo, se hará el cálculo para las 16:30 hrs. del 15 de diciembre.

$$\bar{H}_{d\grave{a}} = \text{radiación promedio recibida por día} = 4.2 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ día}}$$

$$H^{\circ} = \text{radiación extraterrestre} = 6.2 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ día}}$$

Por lo tanto : $\frac{\bar{H}_{d\grave{a}}}{H^{\circ}} = 0.68$

Usando este dato junto con la hora, se obtiene, de la correlación de Liu y Jordan (ref. 7) :

$$\frac{H_{T \text{ hora}}}{\bar{H}_{d\grave{a}}} = \frac{\text{Radiación total por hora}}{\text{Radiación promedio recibida por día}} = 0.028$$

y $\frac{H_{d \text{ hora}}}{\bar{H}_d} = \frac{\text{Radiación difusa por hora}}{\text{Radiación promedio difusa por día}} = 0.038$

y $\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}_{d\grave{a}}} = \frac{\text{Radiación promedio difusa por día}}{\text{Radiación promedio total por día}} = 0.22$

Por lo que :

$$\bar{H}_d = 0.22 (4.2) = 0.92 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ día})$$

$$H_{d \text{ hora}} = 0.038 (0.92) = 0.035 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ h})$$

$$H_T \text{ hora} = 0.028 (4.2) = 0.1176 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ h})$$

$$H_b \text{ hora} = 0.1176 - 0.035 = 0.0826 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ h})$$

En la figura 4.1 se presentan los resultados del cálculo de radiación directa y difusa para cada hora de los días 15 de mayo y 15 de diciembre.

Estos datos serán usados en el cálculo del captador solar.

TABLA 4.1
CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS DE LIGUI, B.C.S.

ALTITUD MENOR A 200 m SOBRE EL NIVEL
 DEL MAR

CLIMA DESERTICO O MUY ARIDO, LLUVIAS
 POCO ABUNDANTES QUE PUEDEN
 PRESENTARSE EN CUALQUIER EPOCA

TEMPERATURA
MEDIA ANUAL MAYOR A 22°C

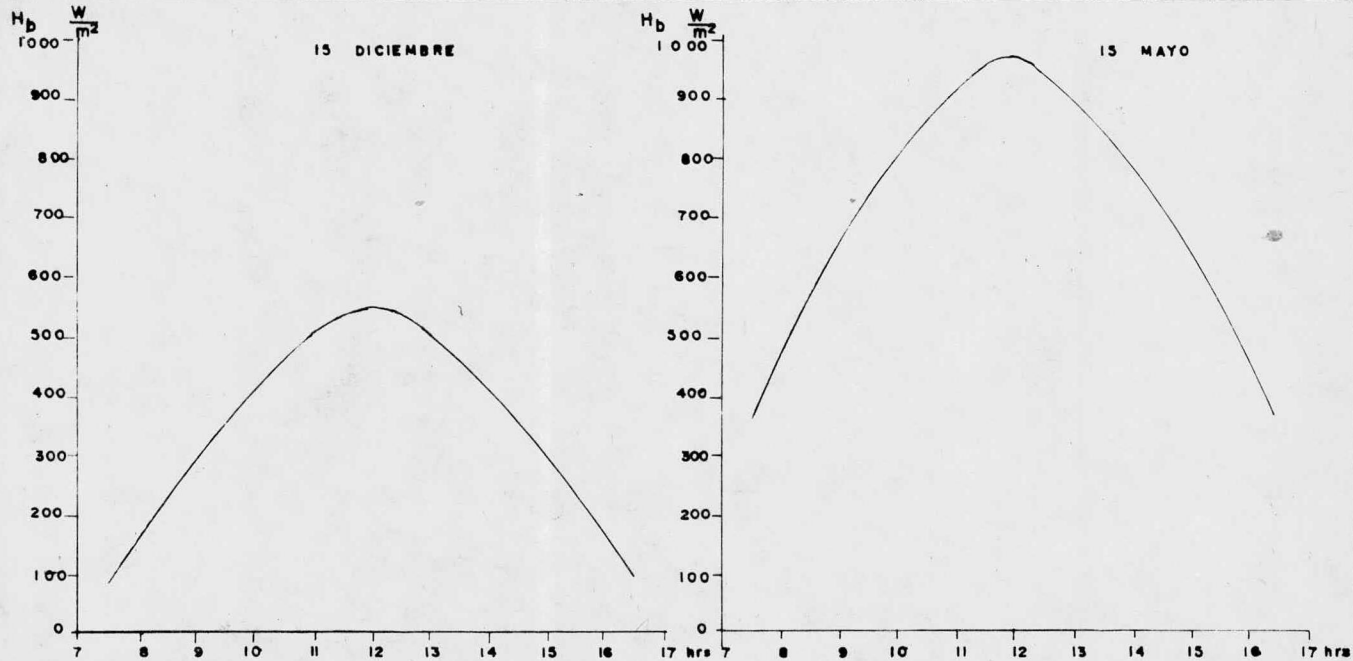
PRECIPITACION
ANUAL MENOR A 400 mm

15 DICIEMBRE 1977

15 MAYO 1977

HORA	T _e °C	HORA	T _e °C
1	15	1	19.6
2	14.4	2	19.2
3	13.6	3	18
4	13.2	4	17.4
5	12	5	17
6	13	6	16.5
7	12.6	7	18
8	14.8	8	20.8
9	18.5	9	23
10	22	10	26.3
11	23	11	28
12	25	12	29
13	25	13	30.1
14	27	14	31
15	27	15	30
16	27	16	29.6
17	27	17	28.8
18	25.4	18	26.5
19	23.4	19	25.8
20	20.5	20	24
21	20	21	22
22	18.7	22	21.3
23	16.6	23	20.4
24	15.6	24	20

H kw m ² dia	MES	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPT.	OCT.	NOV.	DIC.	ANUAL
RADIACION EXTRATERRES- TRE (RE)	6.5	7.7	9.1	10.3	10.9	11.2	11.1	10.5	9.5	8.2	6.8	6.2	9.0	
RADIACION RECIBIDA (R)	4.6	5.0	6.2	7.0	8.4	8.2	8.1	7.2	7.0	5.5	5.0	4.2	6.4	
FRACCION (R/RE)	0.71	0.65	0.68	0.68	0.77	0.73	0.73	0.69	0.74	0.67	0.74	0.68	0.71	
RADIACION MAXIMA (RM)	5.1	6.1	7.2	8.2	8.7	8.8	8.8	8.3	7.5	6.4	5.4	4.87	7.1	
FRACCION (RM/RE)	0.78	0.79	0.79	0.79	0.79	0.78	0.79	0.79	0.79	0.78	0.79	0.78	0.79	
RADIACION MAXIMA = SI TODOS LOS DIAS ESTUVIERAN DESPEJADOS														
TABLA 4.2 RADIACION SOLAR MENSUAL EN LIGUI, B.C.S.														



HORA	HORA	H_b W/m ²	H_d W/m ²
7:30	10:30	82.6	33
8	16	140	30
8:30	15:30	224.1	69.9
9	15	275	83
9:30	14:30	359.9	102.1
10	14	405	110
10:30	13:30	456.3	123.3
11	13	498	127
11:30	12:30	528.4	135.2
12		545	140

HORA	HORA	H_b W/m ²	H_d W/m ²
7:30	16:30	330.7	69.3
8	16	430	85
8:30	15:30	584.4	100.8
9	15	635	110
9:30	14:30	716.5	123.5
10	14	780	130
10:30	13:30	852.6	138.6
11	13	903	143
11:30	12:30	940.8	151.2
12		960	160

FIGURA 4-1 RADIACION INCIDENTE EN UNA SUPERFICIE HORIZONTAL (LIGUI)

CAPITULO V

CAPTADORES SOLARES

Para llevar a cabo la captación de la energía solar que posteriormente es transformada a otro tipo de energía fácilmente aprovechable, como lo es la energía térmica, se han usado distintos aparatos que difieren tanto en la forma de captar la radiación solar, como en costo, tamaño y forma física.

Se han creado una variedad de geometrías para una misma clase de captadores y se han experimentado con muchas orientaciones de la superficie captadora.

Asimismo se han probado muchas combinaciones posibles en materiales de construcción y de aislamiento.

Para tomar una decisión sobre el tipo de captador adecuado para un cierto trabajo, se requiere de un compromiso entre costo y rendimiento para lo cual es necesario un conocimiento cuantitativo de las características de funcionamiento de los diferentes tipos de captador así como de las necesidades, restricciones y objetivos inherentes al problema que se pretende solucionar.

Por su funcionamiento se puede dividir a los captadores solares en dos grandes grupos:

A) Captadores planos o de placa plana.

B) Captadores de concentración.

Captadores planos.- Los captadores planos consisten principalmente de los siguientes elementos (fig. 5.1):

- 1) Una superficie de absorción.
- 2) un medio para conducir el flujo de transferencia de calor.
- 3) Un sistema para disminuir las pérdidas de calor.

Los rayos solares inciden sobre la superficie de absorción, calentándola. Este calor se transmite al flujo que circula por los tubos, entre las placas, o cualquiera que sea el medio de conducción usado.

Para disminuir las pérdidas de calor por conducción a los lados y abajo de la placa, se coloca material aislante.

Para disminuir las pérdidas por convección y radiación hacia arriba, se colocan placas de vidrio u otro material de propiedades semejantes, que permita el paso de los rayos solares, pero evite la salida de

radiación infrarroja proveniente de la placa de absorción.

Todo el conjunto se coloca dentro de un marco de madera, aluminio u otro material para integrar el captador solar.

Este tipo de captadores puede estar en posición horizontal, vertical o inclinada. La cantidad de energía recibida variará de acuerdo a la inclinación del captador, latitud del lugar y época del año.

Generalmente, se instalan con una inclinación de acuerdo a la latitud y no se requiere de un cambio continuo de posición para obtener un rendimiento aceptable del captador (ref. 7).

Una ventaja de los captadores planos es que trabajan con radiación solar directa, difusa y aún con radiación reflejada por los alrededores.

Los captadores planos son adecuados para alcanzar temperaturas del orden de 50°C a 100°C aproximadamente.

Captadores de concentración (fig. 5.2).- Los captadores de concentración también utilizan una superficie de absorción de energía, pero a diferencia de los captadores planos, hacen uso de un sistema óptico por medio del cual concentran la energía solar sobre la su-

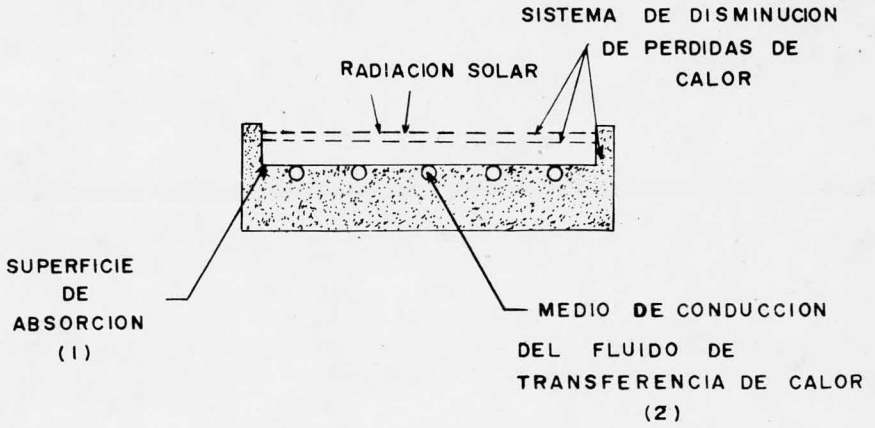


FIGURA 5.1 CAPTADOR SOLAR PLANO

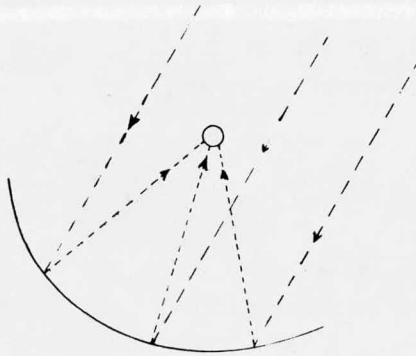


FIGURA 5.2 CAPTADOR SOLAR CON CONCENTRACION

perficie, lo cual disminuye el área de absorción requerida y por ende las pérdidas de calor (ref. 7).

Sin embargo, aún cuando las pérdidas de calor se ven reducidas, estos captadores trabajan únicamente con radiación directa perdiéndose las otras dos fuentes de radiación, lo cual en un día nublado significa una pérdida sustancial.

Al intervenir un sistema óptico en la captación de la energía solar, se producen otro tipo de pérdidas, llamadas pérdidas ópticas.

Con los captadores de concentración se pueden obtener temperaturas muy altas, hasta de 3500°C (ref. 5) dependiendo de la perfección óptica del captador.

Sin embargo, desde el punto de vista de ingeniería, estos captadores presentan problemas adicionales de orientación ya que requieren de seguir la trayectoria del Sol para obtener radiación directa; problemas de mantenimiento, ya que es necesario conservar la calidad óptica de la superficie concentradora a pesar del tiempo, clima, polvo, oxidación, etc.

Un sistema que requiere de aparatos sensores de luz, mecanismos para crear el movimiento rotacional,

estructuras para soportar el peso de todo el complejo y resistir los embates del viento, y un continuo mantenimiento, necesariamente eleva los costos de captación de radiación solar.

En este caso particular, se ha establecido anteriormente, que se pretende el diseño de un sistema de captación solar dirigido a ayudar a resolver el problema de refrigeración en zonas rurales como la comunidad de Liguí en Baja California Sur.

Además como se muestra en la figura 3.1, la temperatura que se pretende alcanzar es del orden de 85°C ya que una temperatura mucho mayor, digamos 120°C o 150°C , no representa un aumento significativo en la eficiencia del refrigerador.

De aquí que, el seleccionar un sistema del tipo de captación con concentración para este trabajo, reemplazaría un incremento injustificado en el costo y problemas de operación y mantenimiento, a cambio de un incremento insignificante en la eficiencia del sistema de refrigeración.

Esto permite descartar, de antemano, los captadores de concentración y basar el diseño en captadores planos.

CAPITULO VI

ANALISIS TEORICO DE CAPTADORES PLANOS

Una vez seleccionados los captadores planos, se describe el método de cálculo empleado en su diseño.

Este método se basa en las correlaciones usadas por Duffie y Beckman (ref. 7) y utiliza una modificación del programa de computadora elaborado por Raúl Herrera (ref. 13), la cual consistió en la ampliación del programa para el manejo de otras geometrías y la adaptación de éste para las condiciones del lugar.

6.1 DESCRIPCION DEL METODO

El primer paso consiste en dimensionar un captador y especificar las condiciones de operación; posteriormente, el programa utiliza un método iterativo para encontrar las temperaturas de placa, cubierta y media del fluido, así como el coeficiente de pérdidas por la parte superior.

Con estos datos, se calcula después la eficiencia del captador y la temperatura de salida del fluido.

El método iterativo consiste en :

- A) Suponer las temperaturas de cubierta, placa y media del fluido.

B) Se calculan los coeficientes de transferencia de calor entre placa y cubiertas:

Por convección :

$$h_{10} = 1.34 \frac{\Delta T^{0.298}}{l^{0.107}} \quad (6.1)$$

$$h_T = h_{10} (1 - 0.0018 (\bar{T} - 10)) \quad (6.2)$$

h_{10} = coeficiente de transferencia de calor a 10°C ,
 $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

ΔT = diferencia de temperaturas, $^\circ\text{C}$

l = espacio entre placas, cm

h_T = coeficiente de transferencia de calor a T ,
 $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

\bar{T} = temperatura media entre placas

Por radiación :

$$h_R = \frac{\sigma (T_2 + T_1) (T_2^2 + T_1^2)}{\left(\frac{1}{E_2} + \frac{1}{E_1} - 1 \right)} \quad (6.3)$$

donde

h_R = Coeficiente de transferencia de calor por radiación. $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

σ = Constante de Stefan-Boltzmann, $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}^4$

T_1, T_2 = temperaturas de las placas (o cubiertas)

E_1, E_2 = Emisividades de las placas (o cubiertas)

Para calcular los coeficientes de pérdidas por convección y radiación de la última cubierta al exterior :

$$h_w = 5.7 + 3.8 V \quad (6.4)$$

donde

V = velocidad del viento, m/s

$$y \quad h_{R_{ex}} = E_{cubierta} \cdot \tau \cdot (T_c^2 + T_a^2) \cdot (T_c + T_a) \quad (6.5)$$

donde

T_c = temperatura de la cubierta, °K

T_a = temperatura ambiente, °K

C) Se calcula el coeficiente global de pérdidas por la parte superior, U_T :

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{h_{c1} + h_{R1}} + \frac{1}{h_{c2} + h_{R2}} + \frac{1}{h_{c3} + h_{R3}} + \frac{1}{h_w + h_{R_{ex}}}} \quad (6.6)$$

D) Para comparar después con las temperaturas supuestas,

se calculan :

$$T_{f,m} = T_e + \frac{Q_u}{A_c U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (6.7)$$

$$T_p = T_{f,m} + Q_u R_{p-f} \quad (6.8)$$

$$T_c = T_p - \frac{U_T (T_2 - T_1)}{h_c + h_R} \quad (6.9)$$

para lo cual se requiere de calcular el calor útil Q_u y F_R y F' que son el factor de calor removido y el factor de eficiencia del captador , respectivamente.

E) El cálculo de Q_u , F_R y F' se lleva a cabo utilizando las siguientes relaciones :

$$U_B = \frac{k_{ais}}{L_{ais}} \quad (6.10)$$

donde

U_B = coeficiente de pérdidas por la parte inferior, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

k_{ais} = Conductividad térmica del aislante, $W/m \text{ } ^\circ C$

L_{ais} = Espesor del aislante requerido, m.

$$U_L = U_T + U_B \quad (6.11)$$

donde

U_L = coeficiente global de pérdidas totales, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$
 F' , que es el factor de eficiencia del captador, depende de la geometría, y en este caso está dado por :

$$a) \quad F' = \frac{1}{\frac{W U_L}{\pi D_i h_{f,i}} + \frac{W U_L}{C_b} + \frac{W}{D + (W-D) F}} \quad (6.12)$$

para la geometría con tubos debajo de la placa, o

$$b) \quad F' = \frac{1}{\frac{W U_L}{\pi D_i h_{f,i}} + \frac{1}{\frac{D}{W} + \frac{1}{\frac{W U_L}{C_b} + \frac{W}{(W-D) F}}}} \quad (6.13)$$

para las geometrías tubulares restantes (figura 6.1),

donde F es el factor de aleta:

$$F = \frac{(\tanh m(W - D) / 2)}{m(W - D) / 2} \quad (6.14)$$

donde $m^2 = \frac{U_L}{k \delta}$ (6.15)

W = distancia entre centro y centro de tubos, m

D = diámetro externo de los tubos, m

δ = espesor de la placa. m

k = conductividad térmica de la placa

y C_b es la conductancia de la unión :

$$C_b = \frac{k_b b}{\delta} \quad (6.16)$$

donde

k_b = conductividad térmica de la soldadura, W/m⁰C

b = longitud de la soldadura, m

δ = Espesor de la soldadura, m

y D_i es el diámetro interno del tubo.

y $h_{f,i}$ es el coeficiente de transferencia de calor entre tubo y fluido y que, a su vez, está dado por :

$$h_{f,i} = \frac{Nu_f (k_f)}{D_i} \quad (6.17)$$

donde

Nu_f = Número de Nusselt del fluido

k_f = conductividad térmica del fluido, W/m⁰C

y

$$c) F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_1 + \frac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_R}}}} \quad (6.18)$$

para la geometría laminar (figura 6.2).

El cálculo de h_1 y h_2 se lleva a cabo con las mismas relaciones usadas en la geometría tubular, suponiendo que se trata de un tubo rectangular muy ancho (refs. 14 y 15), y utilizando el diámetro equivalente, que está dado por el diámetro hidráulico:

$$D_e = \frac{4 (a b)}{2 (a+b)}$$

donde

a = ancho de la lámina , m

b = largo de la lámina, m

Aquí, $2 (a+b)$ es el perímetro mojado, si el espesor de la película de agua es igual a la distancia entre las dos placas.

h_R es el coeficiente de radiación de las placas, y está dado por :

$$h_R = \frac{(T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} - 1} \quad (6.19) \quad \text{JNOI}$$

Con el factor de eficiencia, F' , calculado, se determina el factor de calor removido :

$$F_R = \frac{G C_p}{U_L} (1 - e^{-(U_L F') / (G C_p)}) \quad (6.20)$$

donde

G = Gasto másico por área de captador, $\text{kg/m}^2\text{s}$

C_p = Capacidad calorífica del fluido, $(\text{J/kg}^\circ\text{C})$ $\text{w/kg}^\circ\text{C}$

Con el factor de calor removido se calcula el calor útil Q_U :

$$Q_U = A_C F_R (S - U_L (T_e - T_a)) \quad (6.21)$$

donde

A_C = Area del captador , m^2

S = Energía recibida en la placa inclinada, W/m^2

Por último, el término R_{p-f} que representa la resistencia a la transferencia de calor entre placa y fluido, está dado por la ecuación :

$$R_{p-f} = \frac{1}{h_{f,i} \pi D_i n L} \quad (6.22)$$

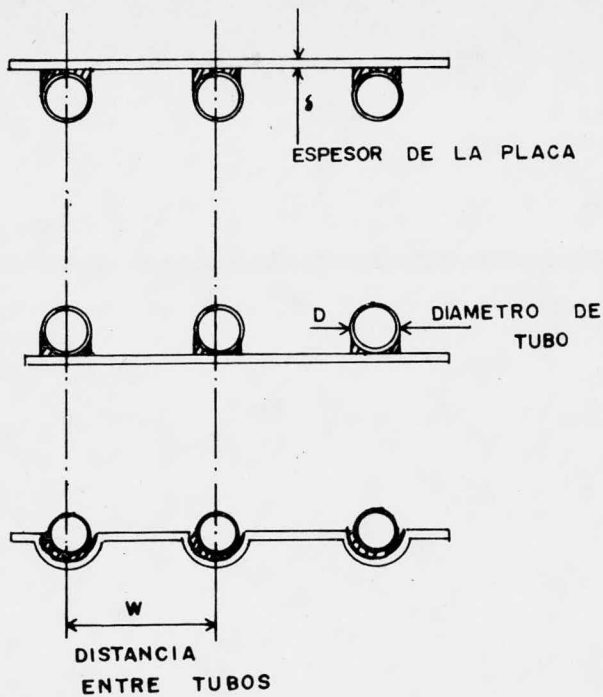
donde

n = número de tubos

L_T = longitud de los tubos, m

6.2 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA

En la figura 6.3 se presenta el diagrama de flujo del método de cálculo utilizado.



GEOMETRIAS

LAMINAR - TUBULAR

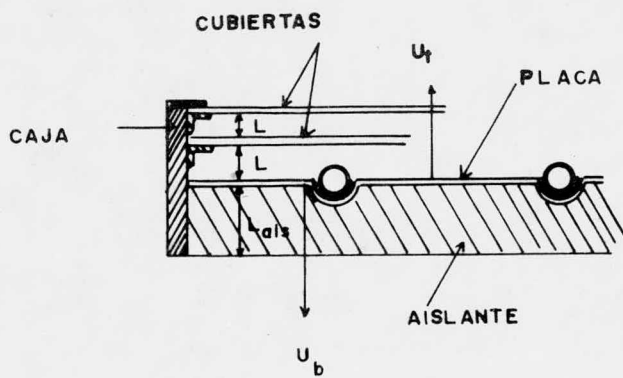
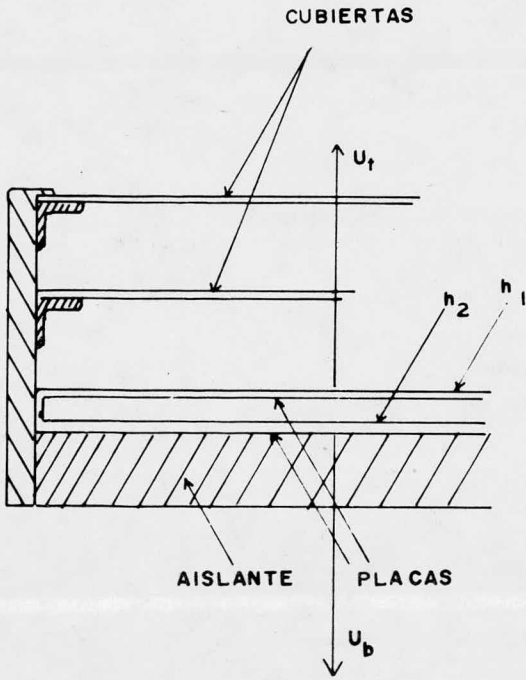


FIGURA 6.1



GEOMETRIA LAMINAR

FIGURA 6.2

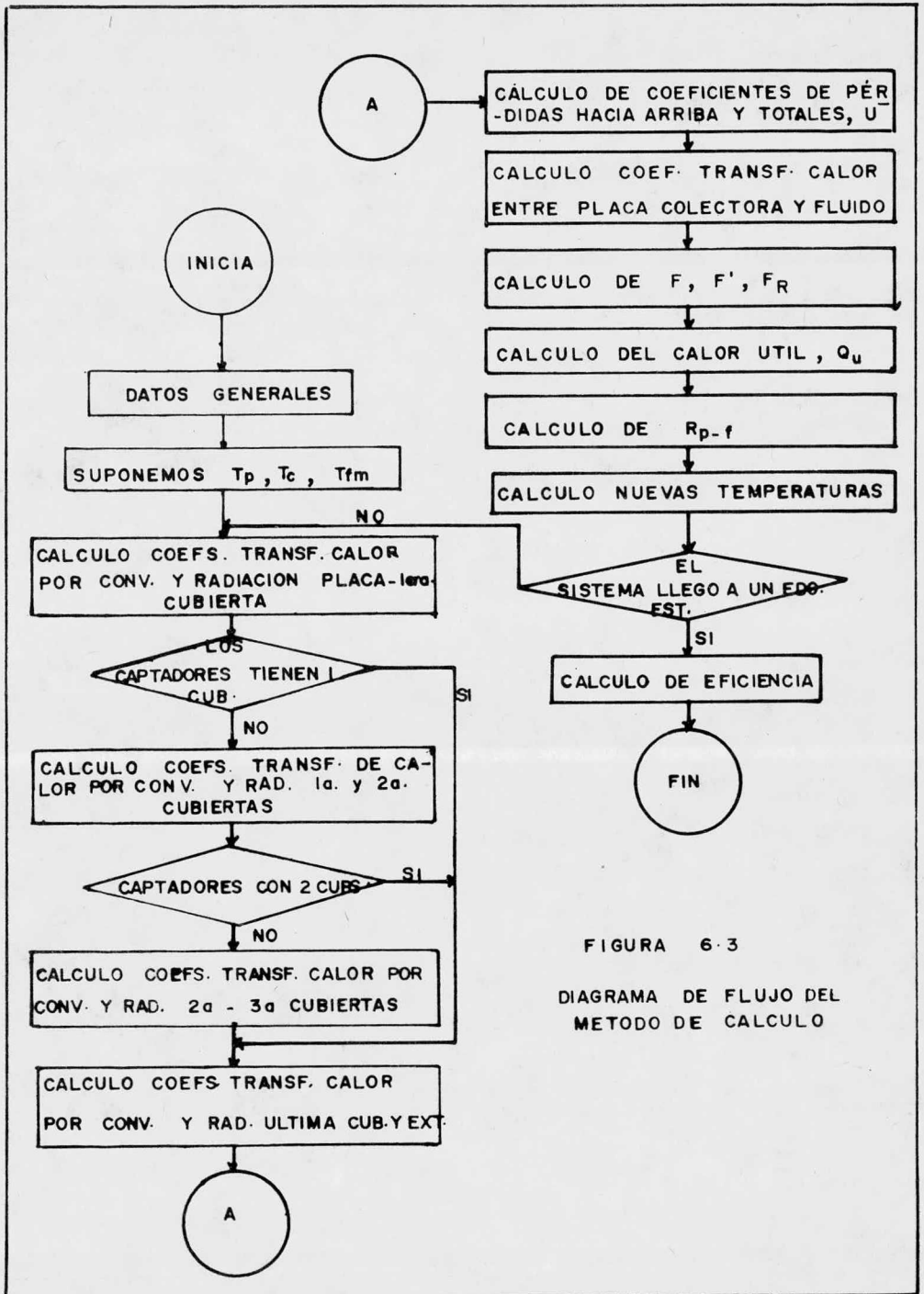


FIGURA 6.3
 DIAGRAMA DE FLUJO DEL
 METODO DE CALCULO

CAPITULO VII

DISEÑO DEL SISTEMA DE CAPTACION SOLAR

7.1

SELECCION DE LA GEOMETRIA

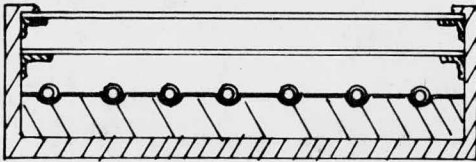
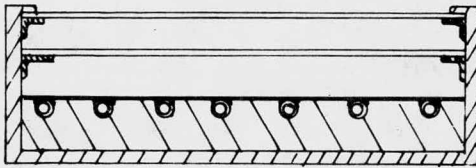
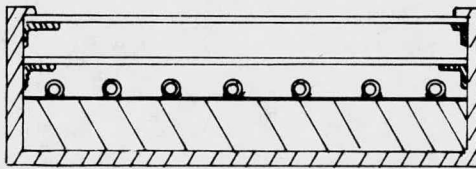
Los captadores planos tienen dos geometrías básicas, de acuerdo a la forma en la que circula el fluido de transferencia de calor a través de ellos. (figura 7.1) .

La geometría laminar-tubular consta de una placa (superficie de absorción) a la cual son soldados los tubos (o el tubo) por donde circula el fluido.

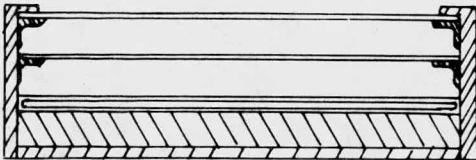
La geometría laminar consta de una o dos placas, y el fluido circula sobre la placa o en medio de las dos placas respectivamente.

Esta última geometría se ha usado principalmente en captadores que utilizan aire como fluido. De esta forma, el aire fluye en contacto casi con toda la superficie de absorción lográndose una transferencia de calor efectiva, pese a su baja conductividad térmica (ref. 18).

La geometría laminar también ha sido usada en sistemas que utilizan como fluido el agua (refs. 16



GEOMETRIAS LAMINAR - TUBULAR



GEOMETRIA LAMINAR

FIGURA 7.1

y 17); utilizando la suposición mencionada en el capítulo anterior, se hizo una comparación teórica entre las dos geometrías básicas, en donde el fluido de la geometría laminar (4) es el agua y donde la geometría laminar-tubular tiene tres representantes: geometrías de placa con tubos soldados por abajo (1), placa con tubos soldados por encima (2) y placa troquelada con tubos "en medio de la placa" (3).

Los resultados de la comparación se observan en las gráficas 7.2 a 7.9. Para la construcción de estas gráficas, se necesita fijar las condiciones de operación y datos geométricos de diseño. Esto restringe la capacidad para seleccionar una geometría en base a los resultados teóricos obtenidos, pero da una idea aceptable del comportamiento de las diferentes geometrías de captadores planos utilizando agua como fluido.

Para construir las gráficas se usaron los siguientes datos:

- . Diámetro de los tubos (1/2") 0.0127 m
de cobre
- . Longitud de los tubos 2 m

. Diámetro de los cabezales (3/4") de cobre	0.01905 m
. Distancia entre tubos	0.15 m
. Espesor de la placa de cobre	0.0005 m
. Superficie cubierta con pintura negra	
. Absortividad de la placa	0.9
. Emisividad de la placa	0.9
. Espesor de los vidrios	0.0003 m
. Emisividad del vidrio	0.86
. Distancia entre vidrios	0.025 m
. Distancia entre placa y vidrio	0.025 m
. Espesor del aislante (fibra de vidrio)	0.05 m

Las gráficas de eficiencia del captador vs. área requerida (figs. 7.2 y 7.3) se construyeron suponiendo un gasto de agua de 3 lts./min (ref. 21) .

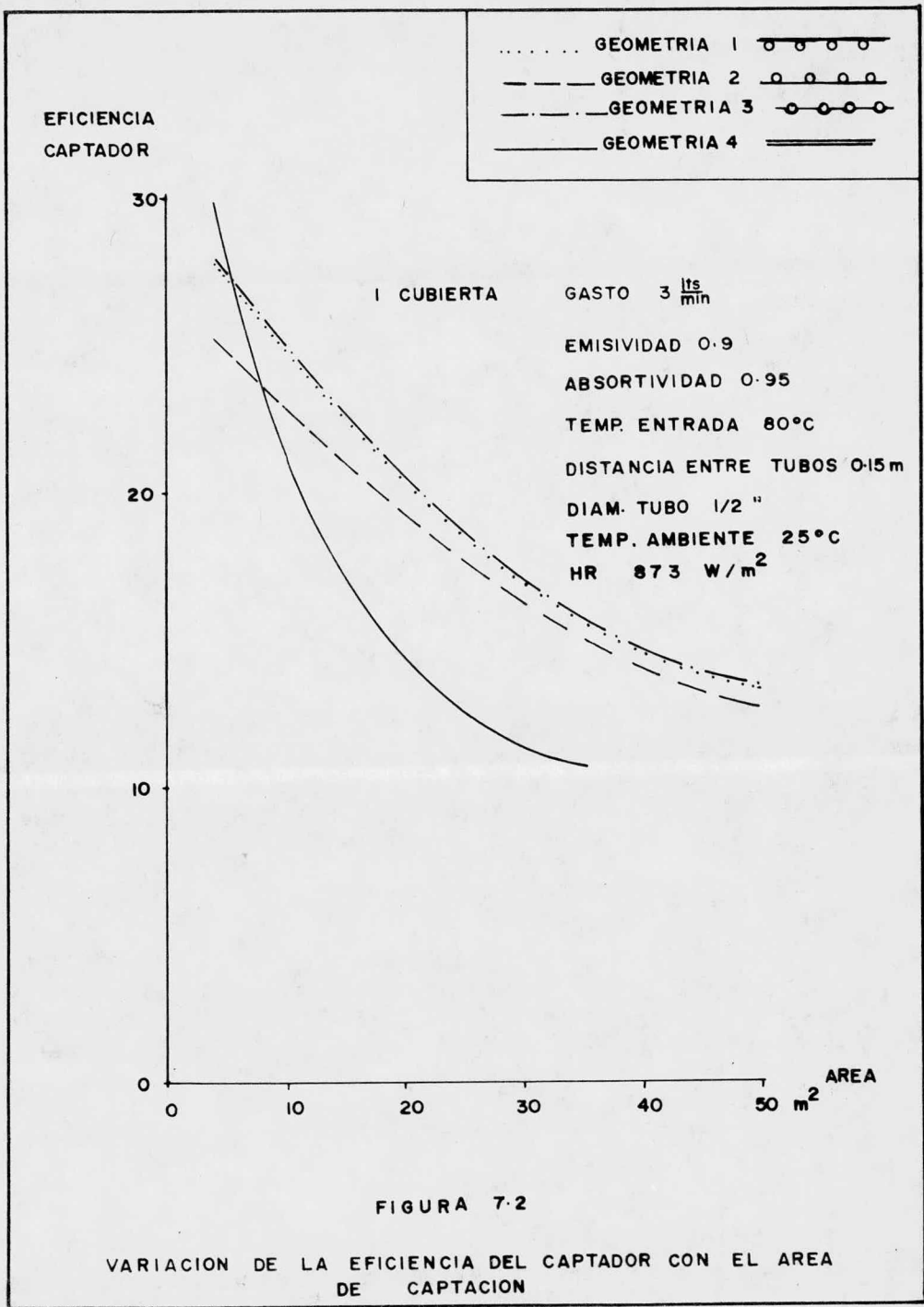
En estas gráficas puede verse que para áreas menores a unos 7 m^2 la geometría laminar (4) es más eficiente que las geometrías laminar-tubulares , sin embargo, para áreas mayores, las geometrías más eficientes son las de placa troquelada (3) y la de placa con tubos por abajo (1); probablemente esto se de

be a que mientras más grande es el área de flujo, la suposición de que se trata de un tubo rectangular es menos apropiada; además, ya en la práctica, es difícil lograr una distribución muy uniforme del flujo cuando el área de flujo es grande y el gasto es pequeño.

Suponiendo un área de 25 m^2 , determinada en base a un cálculo rápido y sin detalles, se construyeron las gráficas de eficiencia del captador vs. gasto de agua (figs. 7.4 y 7.5) donde puede apreciarse que de 1 lt./min hasta 15 lts./min aproximadamente, las geometrías 1 y 3 son más eficientes y de ahí en adelante se ven superadas por la geometría 4.

Estas curvas muestran un máximo de eficiencia y luego ésta disminuye debido al poco tiempo de residencia del fluido en el captador ocasionado por gastos de agua altos.

De acuerdo a experiencia industrial (ref. 18), el gasto de agua usual en áreas de captación que van de 10 a 25 m^2 está en el intervalo de 3 a 15 lts./min, y la geometría más eficiente para estos valores de gasto de agua, según los resultados obtenidos, es la geometría 3.



EFICIENCIA
CAPTADOR

2 CUBIERTAS

GASTO 3 $\frac{\text{lbs.}}{\text{min}}$

EMISIVIDAD 0.9

ABSORTIVIDAD 0.95

TEMP. ENTRADA 80°C

TEMP. AMBIENTE 25°C

HR 873 W/m^2

DIST. ENTRE TUBOS 0.15 m

DIAM. DE TUBO 1/2 "

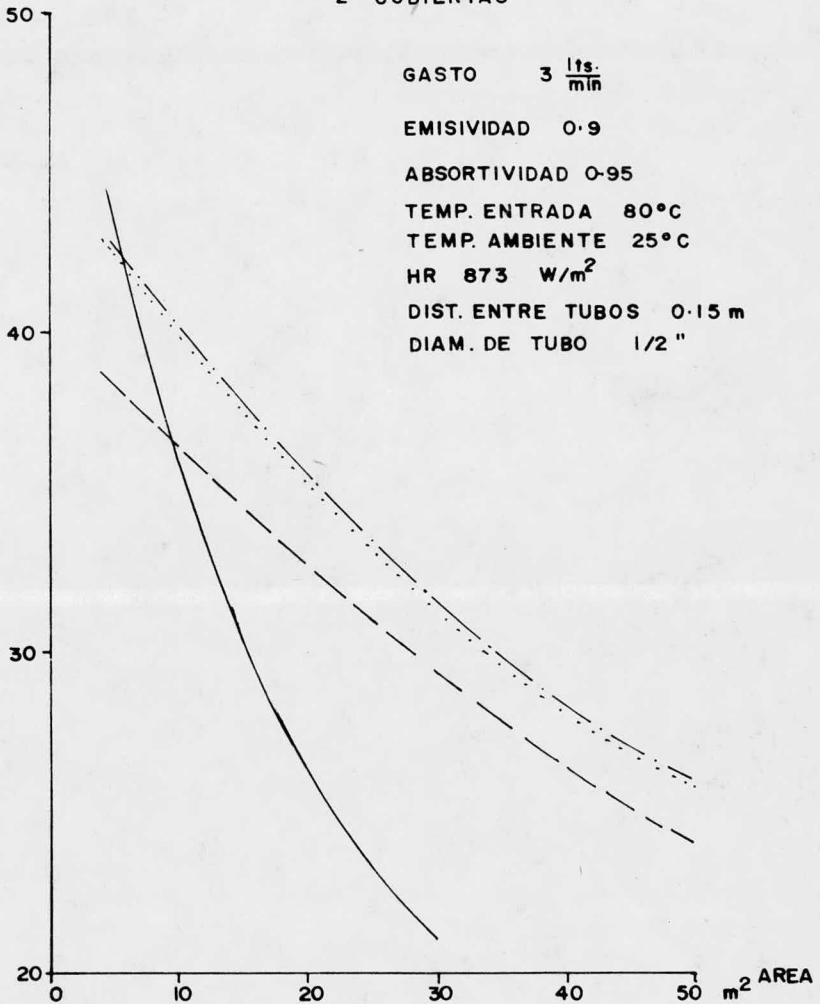


FIGURA 7.3

VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON EL AREA DE CAPTACION

EFICIENCIA
CAPTADOR

I CUBIERTA

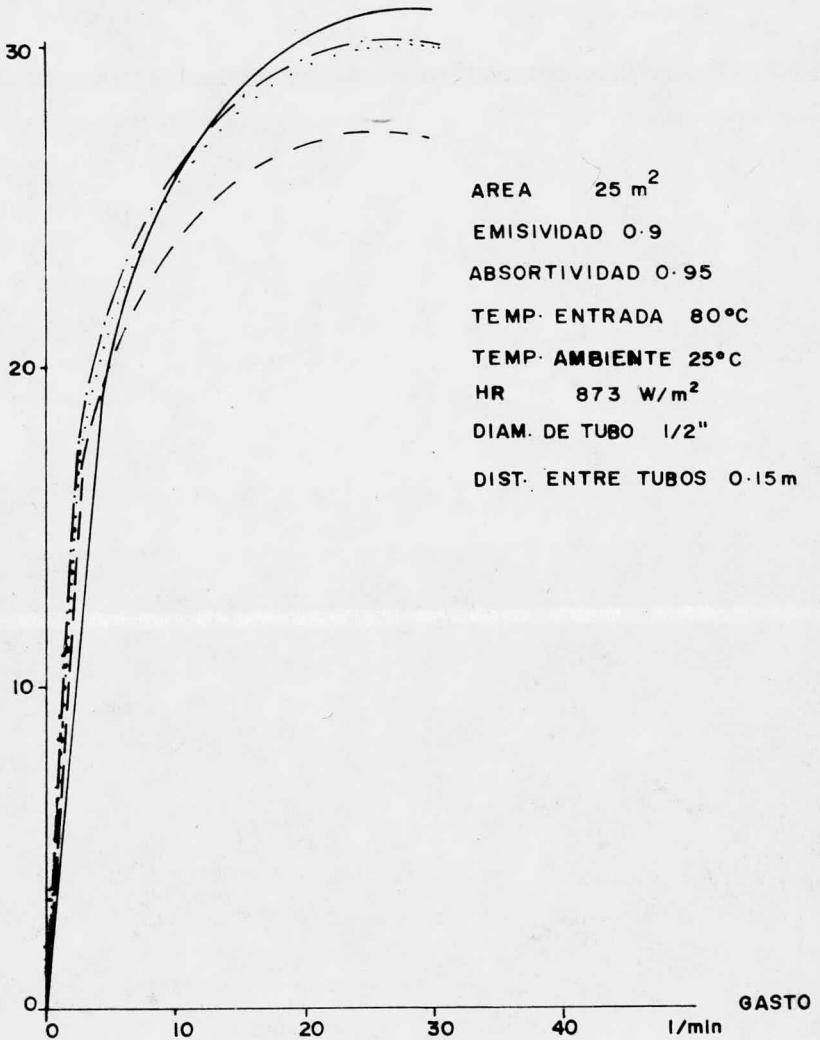


FIGURA 7-4

VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON EL GASTO

EFICIENCIA
CAPTADOR

2 CUBIERTAS

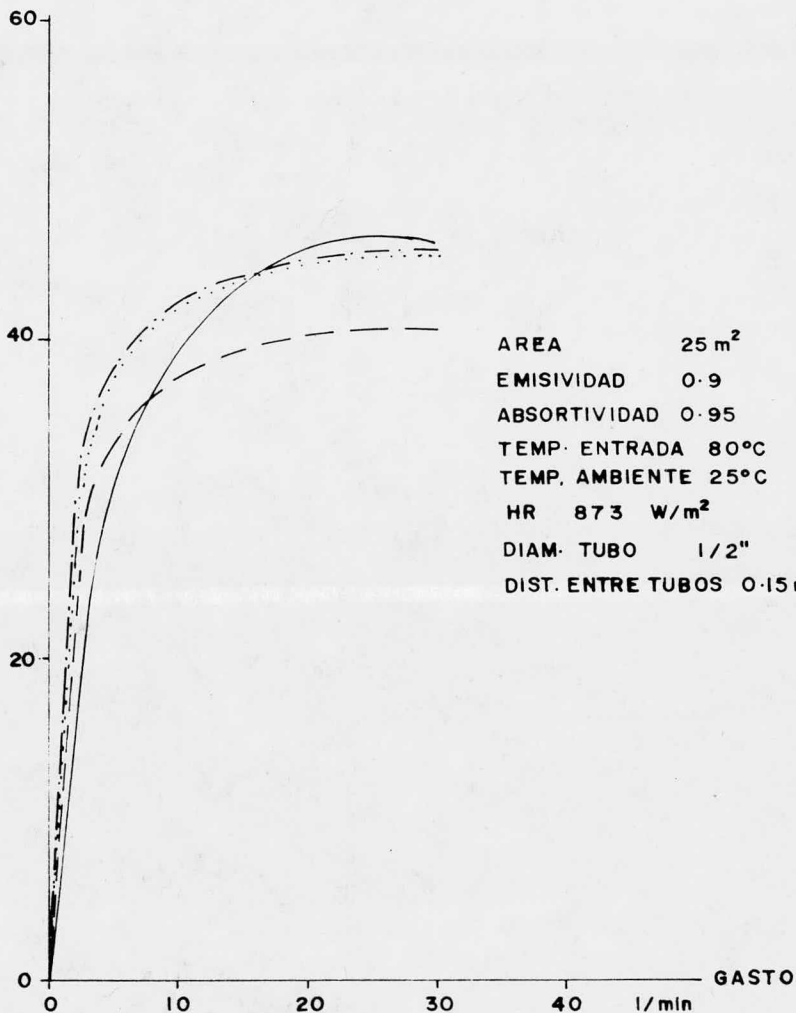


FIGURA 7.5

VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON EL GASTO

Cabe mencionar que al implementar un captador laminar, para ser usado con gastos de agua altos, pueden encontrarse problemas con fugas de agua debidas a las deformaciones ocasionadas por la presión ejercida por el fluido al ser bombeado; esta situación es un punto desfavorable para la utilización de captadores con geometría 4.

Para las gráficas de aumento de temperatura vs. área (figs. 7.6 y 7.7), también se usó un gasto de agua de 3 litros por minuto; en el intervalo de 10 a 25 m² de superficie, la geometría laminar-tubular proporcionó un mayor aumento de temperatura al fluido que la geometría laminar bajo las mismas condiciones de operación. Esto se cumplió tanto para una como para dos cubiertas.

El régimen de aumento de temperatura (pendiente de la curva) va disminuyendo conforme aumenta el área de captación debido a que va aumentando el área expuesta al exterior y por lo tanto se incrementan las pérdidas de calor a los alrededores..

Esto se comprueba con las curvas de eficiencia del captador vs. temperatura de salida, ya que la eficiencia del captador se ve disminuida conforme aumenta la temperatura de salida debido a las pérdidas de calor a los alrededores. (figs. 7.8 y 7.9).

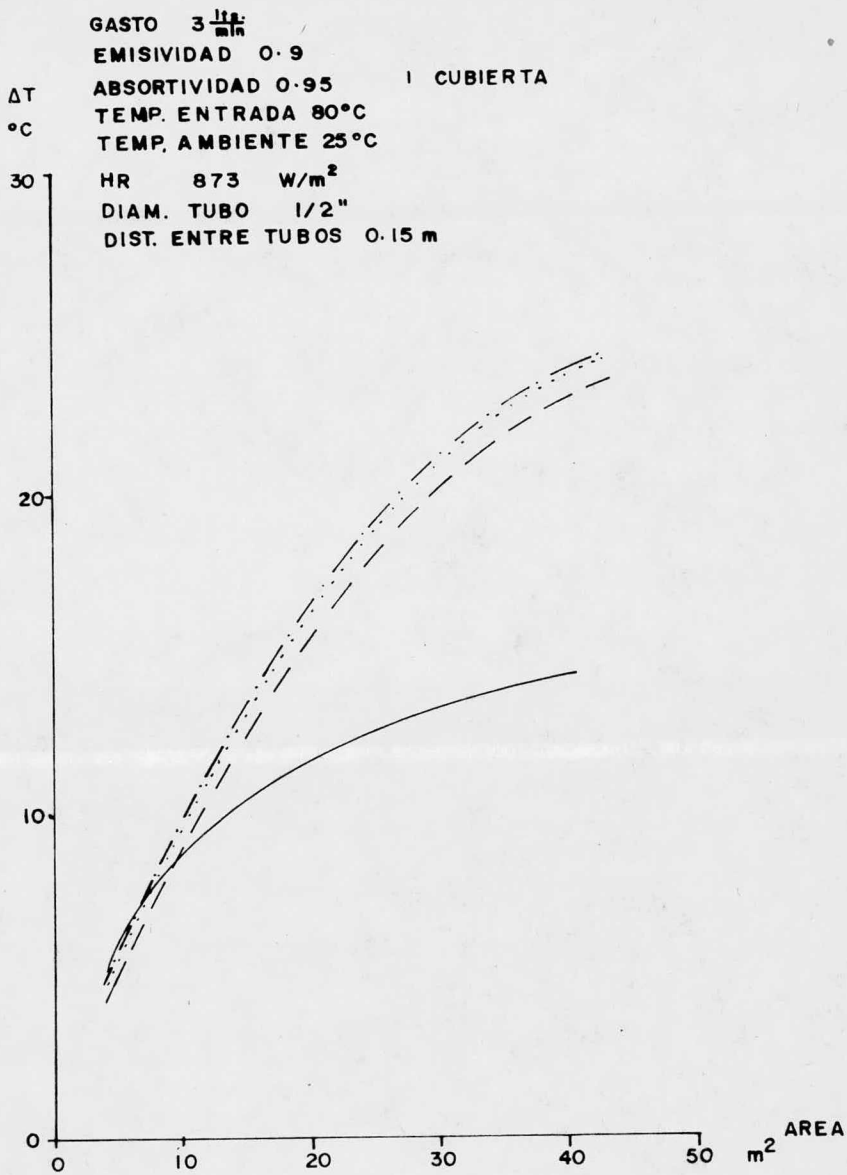


FIGURA 76

VARIACION DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO CON EL AREA DE CAPTACION

ΔT °C

2 CUBIERTAS

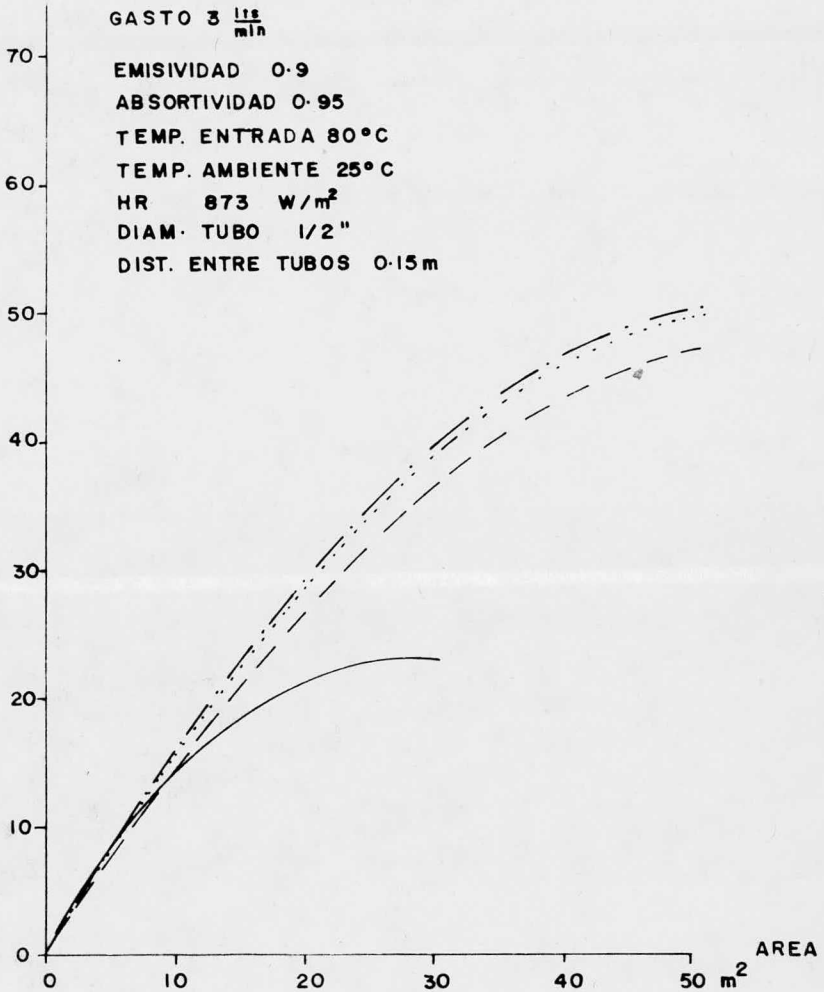


FIGURA 7.7

VARIACION DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO CON EL AREA DE CAPTACION

I CUBIERTA

GASTO 3 $\frac{\text{Lts}}{\text{min}}$

TEMP. ENTRADA 80°C

TEMP. AMBIENTE 25°C

HR 873 W/m^2

EMISIVIDAD 0.9

ABSORTIVIDAD 0.95

DIAM. TUBO 1/2"

DIST. ENTRE TUBOS 0.15 m

EFICIENCIA

30

20

10

0

80

90

TEMP.
100 SALIDA
°C

FIGURA 7.8 VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON LA TEMP. DE SALIDA DEL FLUIDO

2 CUBIERTAS

GASTO $3 \frac{\text{lt s}}{\text{min}}$

TEMP. ENTRADA 80°C

TEMP. AMBIENTE 25°C

HR 873 W/m^2

EMISIVIDAD 0,9

ABSORTIVIDAD 0,95

DIAM. TUBO $1/2''$

DIST. ENTRE TUBOS 0,15 m

EFICIENCIA

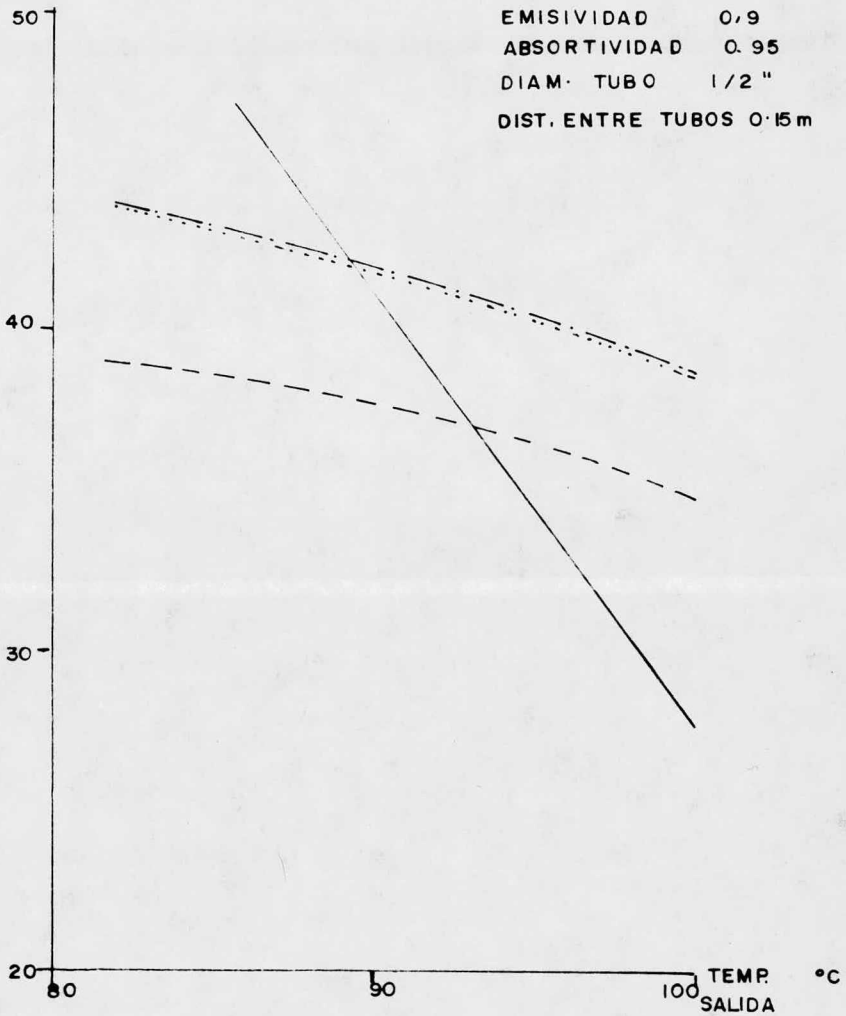


FIGURA 7-9 VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON LA TEMP. SALIDA DEL FLUIDO

Otros resultados interesantes pueden verse en las gráficas de las figuras 7.10 a 7.13 .

En la figura 7.10 se observa que la eficiencia de los captadores aumenta al aumentar el número de cubiertas. Esto se debe a que a mayor número de cubiertas, menores serán las pérdidas por convección y radiación hacia el exterior.

El incremento de la eficiencia del captador al aumentar de dos a tres cubiertas, es aproximadamente un 40 % del incremento al aumentar de una a dos cubiertas.

Al aumentar el diámetro de los tubos, la eficiencia se incrementa ligeramente en las geometrías 1 y 3 pero en la geometría 2 la eficiencia disminuye. (figs. 7.11 y 7.12).

Se piensa que esta disminución se debe a que al colocar tubos de mayor diámetro, se aumenta el área expuesta al exterior y por lo tanto se incrementan las pérdidas de calor.

Finalmente la gráfica de la figura 7.13 muestra el resultado de utilizar superficie selectiva de absorción en lugar de usar pintura negra; sin embargo, aún cuando la eficiencia aumenta considerablemente con la superficie selectiva, se decidió usar pintura

EFICIENCIA
CAPTADOR

40

30

20

10

0

AREA 25 m²

GASTO 3 $\frac{lit}{min}$

EMISIVIDAD 0.9

ABSORTIVIDAD 0.95

TEMP. ENTRADA 80°C

TEMP. AMBIENTE 25°C

HR 873 W/m²

DIAM. TUBO 1/2 "

DIST. ENTRE TUBOS 0.15 m

1

2

3

NUMERO DE
CUBIERTAS

FIGURA 7.10

VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON EL NÚM.
DE CUBIERTAS (VIDRIO)

I CUBIERTA

EFICIENCIA
CAPTADOR
20

GASTO $3 \frac{\text{lit}}{\text{min}}$

AREA 25 m^2

EMISIVIDAD 0.9

ABSORTIVIDAD 0.95

TEMP. ENTRADA 80°C

TEMP. AMBIENTE 25°C

HR 873 W/m^2

DIST. ENTRE TUBOS 0.15 m

19

18

17

$\frac{3''}{8}$

$\frac{1''}{2}$

$\frac{3''}{4}$

DIAMETRO
TUBOS

FIGURA 7-11
VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON EL DIAM. TUBO

EFICIENCIA
CAPTADOR

33

32

31

30

2 CUBIERTAS

AREA 25 m^2

GASTO $3 \frac{\text{lit}}{\text{min}}$

EMISIVIDAD 0.9

ABSORTIVIDAD 0.95

TEMP. ENTRADA 80°C

TEMP. AMBIENTE 25°C

HR 873 W/m^2

DIST. ENTRE TUBOS 0.15 m

$\frac{3}{8}$ "

$\frac{1}{2}$ "

$\frac{3}{4}$ "

DIAMETRO
TUBOS

FIGURA 7.12

VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON EL DIAMETRO DE TUBO

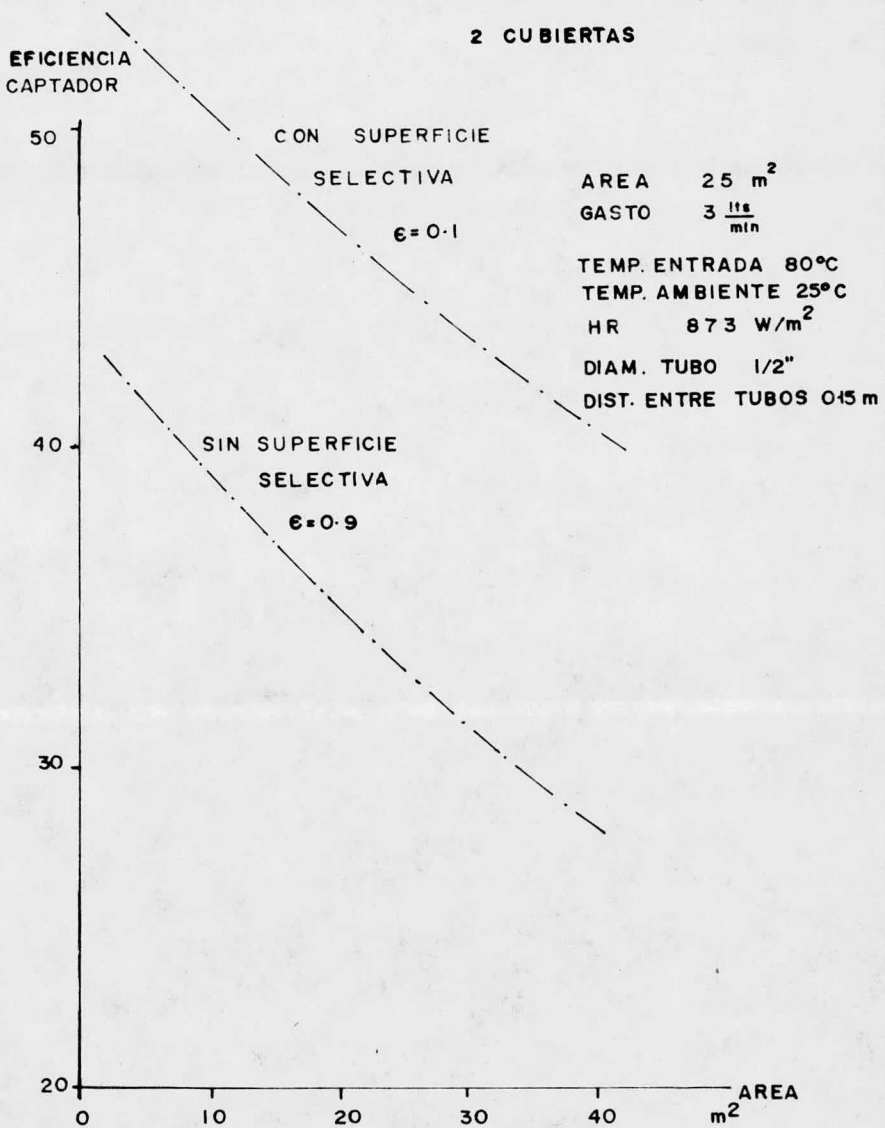


FIGURA 7.13

VARIACION DE LA EFICIENCIA DEL CAPTADOR CON LA EMISIVIDAD DE LA PLACA

negra debido a la diferencia enorme entre el costo de ambos acabados para la superficie de absorción (Ver tabla 7.3).

Para seleccionar la geometría adecuada se utilizaron los resultados teóricos obtenidos y la experiencia de las personas que han trabajado en este campo (refs. 14, 19, 20, 21).

Las condiciones de operación tales como hora del día, época del año, temperatura ambiente, etc. utilizadas en la elaboración de las gráficas que se presentan, corresponden a las condiciones de operación seleccionadas para diseñar el sistema, es decir, corresponden a las condiciones que se esperan encontrar en Liguí, Baja California Sur.

Debido a que la tubería de cobre es un factor muy importante en el costo de los equipos (Tabla 7.3), la inversión inicial para un captador de geometría laminar es más baja que la inversión inicial requerida para las geometrías laminar-tubulares.

Sin embargo, aún cuando el bajo costo inicial es una ventaja, las deformaciones sobre la placa mencionadas anteriormente, ocasionadas por los esfuerzos a

que se somete dicha placa, causan una disminución de la vida útil del captador laminar que puede llegar a ser la mitad de la vida útil de un captador laminar-tubular (ref. 16); de esta forma, el costo inicial real de un captador laminar estaría duplicándose.

Para obtener un costo relativamente bajo de la superficie de absorción, se ha propuesto utilizar lámina de acero de 0.0005 m de espesor, pero si el agua ha de circular en contacto con esta placa como sucede en el captador laminar, esa superficie de contacto debe protegerse constantemente con algún recubrimiento para evitar la corrosión; de otra manera, debe seleccionarse otro material como el cobre o la lámina de acero galvanizada.

Esta situación ocasionaría gastos de mantenimiento que no se tienen en un captador laminar-tubular o aumentaría la inversión inicial requerida por el captador laminar.

Del análisis anterior se resumen las siguientes conclusiones :

- a) Cuando el área de captación es pequeña (menor a 7 m^2) la geometría laminar es más eficiente, probablemente debido a que se cuenta con una superfi-

cie de contacto muy grande.

- b) Cuando el área de captación es grande (mayor a 7 m^2) la geometría laminar-tubular con placa troquelada es la más eficiente.
- c) Para gastos de agua de 1 a 15 litros por minuto, la geometría laminar-tubular es más eficiente para una misma área de 25 m^2 . (Area grande).
- d) Un captador laminar que opera con gastos de agua altos, está sujeto a una serie de esfuerzos sobre toda su superficie de absorción, de tal forma que su vida útil puede reducirse a la mitad.
- e) Cuando el área de captación es pequeña (menor a 7 m^2) se obtienen temperaturas mayores de salida con la geometría laminar; y con la geometría 3 para áreas mayores a 7 m^2 .
- f) La geometría laminar requiere de un trabajo de mantenimiento más frecuente que la geometría laminar-tubular.

Mediante un cálculo rápido, como ya se mencionó, se encontró que el área de absorción requerida estaba en el intervalo de 10 a 25 m^2 , con un gasto de agua que iba de 3 a 15 litros por minuto.

Teniendo en cuenta estos datos, se construyeron las gráficas analizadas, y de este análisis se desprende que las geometrías más adecuadas para el trabajo son : la geometría laminar-tubular con placa troquelada (3) y la geometría laminar-tubular con tubos soldados por la parte trasera de la placa (1) .

De las dos geometrías, el captador de tubos por abajo teóricamente mostró ser tan eficiente como el captador de placa troquelada; así mismo, éste último es ligeramente más caro debido a que requiere mayor lámina que el primero, en proporción directa al número de tubos.

Sin embargo, en la práctica (refs. 14, 19), el captador de tubos por abajo es menos eficiente que el captador de placa troquelada, lo cual se debe principalmente a que :

- . La superficie de contacto lámina-tubo es mayor en el captador de placa troquelada, con lo que hay mayor transferencia de calor. (fig. 7.1).
- . El contacto tubo-lámina es menos eficiente en el captador de tubos por abajo debido a que el cordón de soldadura que se aplica, nunca tiene las dimensiones que se han supuesto en la teoría.



Además desde el punto de vista económico :

- . Para aumentar la eficiencia en el contacto tubo-lámina, el captador de tubos por abajo requiere de mayor cantidad y calidad de soldadura, lo que aumenta considerablemente el costo, tanto en material como en mano de obra (fig. 7.14).
- . El aumento en soldadura trae consigo un incremento en peso, que a su vez repercute en la necesidad de soportes más fuertes y por lo mismo más caros.

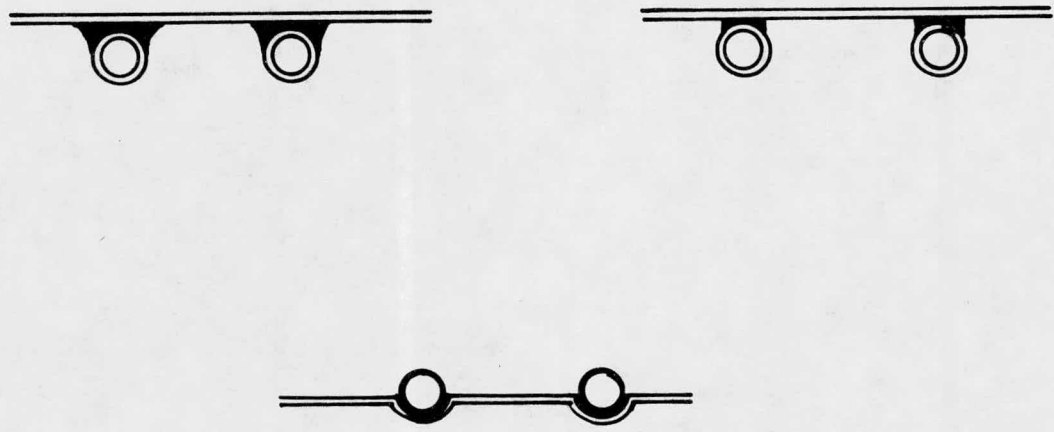
La conclusión que se deriva del análisis realizado hasta este punto es que debe utilizarse la geometría laminar-tubular de placa troquelada por lo que se decidió usar dicha geometría.

7.2 DIMENSIONAMIENTO DEL CAPTADOR SOLAR

Al dimensionar el captador solar se encuentra el problema de que el Sol es una fuente intermitente de energía, esto es, no es accesible en todo momento.

También se presenta el problema de que la energía solar no tiene la misma intensidad durante el tiempo en que es accesible.

El criterio que se siguió al calcular el área requerida consistió básicamente en operar el generador con energía solar en un 100 %.



APLICACIONES DE SOLDADURA

FIGURA 7-14

El primer paso al dimensionar el sistema de captación es encontrar las condiciones ambientales y de radiación recibida de acuerdo a las cuales debe calcularse éste para que funcione satisfactoriamente todo el año.

Para lograrlo, se analizó la posibilidad de utilizar las condiciones ambientales promedio, así como las mejores y las peores condiciones, con las que se obtendrían áreas promedio, mínimas y máximas respectivamente.

Dado que el tiempo de utilización del sistema durante el año es un factor crítico para la rentabilidad del mismo, se decidió utilizar las peores condiciones ambientales y de radiación que corresponden al mes de diciembre.

Con el objeto de tener datos más específicos se buscó una " hora promedio " del 15 de diciembre para lo cual se hizo lo siguiente :

- a) Se calculó la cantidad de calor útil que se necesitaba obtener del captador para suministrar 14 500 kcal/día al generador.

$$Q_g = 14\ 500 \text{ kcal/día}$$

$$Q_g = \text{carga térmica del generador}$$

Suponiendo una eficiencia (η_s) de un 60 % en el sistema captador-refrigerador (ref. 20), el calor útil es:

$$Q_{u\text{día}} = \frac{Q_g}{\eta_s} = \frac{14\,500 \text{ kcal/día}}{0.6} = 24\,167 \text{ kcal/día}$$

$$\text{o } Q_{u\text{día}} = 28\,104 \text{ W}$$

Como el captador va a operar 8 horas al día :

$$q_{u\text{hora}} = 3513 \text{ W}$$

Esto significa que si la energía solar tuviera la misma intensidad durante las 8 horas, el calor útil promedio por hora que tendría que absorber el captador serían 3 513 W y que, al término de las 8 horas, habría absorbido 28 104 W de calor útil.

b) Con los datos del captador mencionado en 7.1, se calculó el área de absorción usando las condiciones climatológicas correspondientes a cada una de las horas de operación, es decir, desde las 8:00 AM hasta las 4:00 PM.

Los resultados se muestran en la tabla 7.1.

También se determinó el % de desviación del calor útil calculado con el calor útil de 28 104 W, y se graficó en la figura 7.15 como función de la hora del día.

La ecuación utilizada para calcular el % de error

$$\text{es : } \% \text{ error o desviación} = \frac{q_{u\text{ hora}} - 28\,104 \text{ W}}{28\,104 \text{ W}} \times 100$$

HORA DE DISEÑO	8 - 9	9 - 10	10 - 11	11 - 12	12 - 13	13 - 14	14 - 15	15 - 16
AREA m ²	189	23	14.5	11.5	11.5	13.85	19.5	51
CALOR UTIL POR HORA (W)								
8-9	3 517.93	1 125.97	757.42	614.88	614.88	727.125	980.27	2 041.13
9-10	11 124.03	3 617.37	2 446.76	1 989.58	1 989.58	2 349.77	3 156.20	6 546.17
10-11	16 007.96	5 241.79	3 529.62	2 877.28	2 877.28	3 388.66	4 565.63	9 458.06
11-12	19 678.79	6 439.20	4 338.53	3 523.74	3 523.74	4 165.46	5 610.01	11 597.07
12-13	19 678.79	6 439.20	4 338.53	3 523.74	3 523.74	4 165.46	5 610.01	11 597.07
13-14	16 528.92	5 409.46	3 642.37	2 967.90	2 967.90	3 496.90	4 711.61	9 760.84
14-15	12 581.72	4 092.06	2 764.01	2 248.28	2 248.28	2 654.67	3 562.71	7 406.06
15-16	5 649.74	1 807.83	1 216.41	987.54	987.54	1 167.77	1 574.11	3 268.90
CALOR UTIL POR DIA W	104 767.88	34 172.88	23 033.65	18 732.94	18 732.94	22 115.815	29 770.55	61 675.30

TABLA 7-1 DATOS PARA LA SELECCION DE LA HORA DE DISEÑO

% ERROR

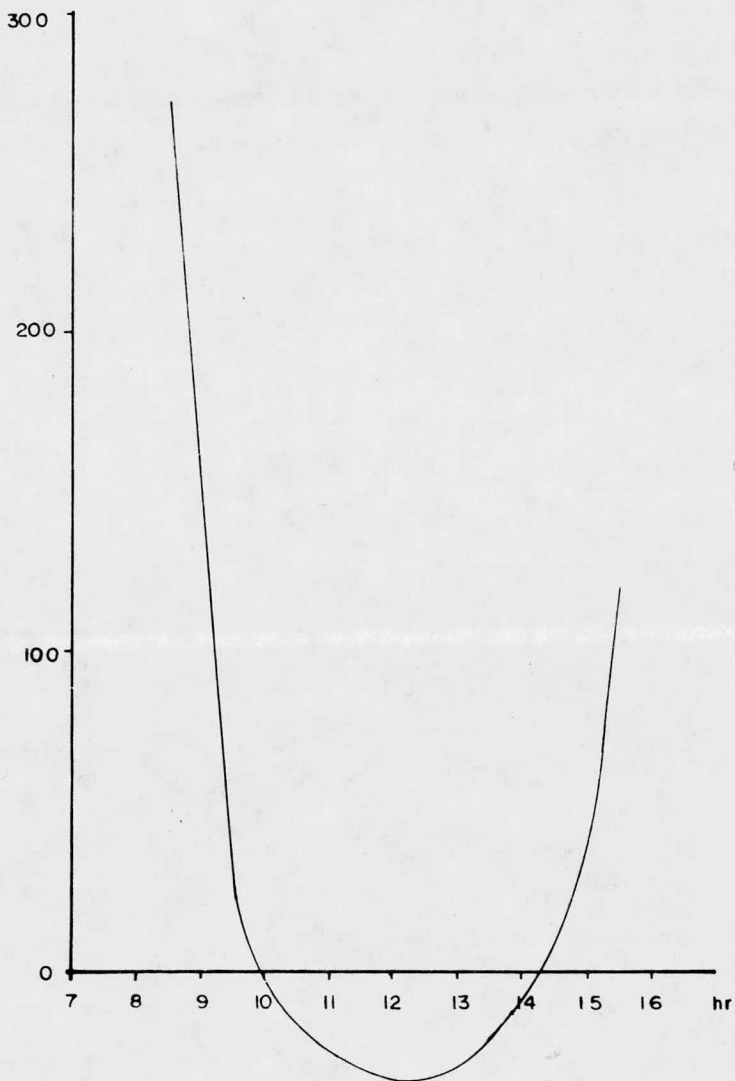


FIGURA 7.15

GRAFICA DE % ERROR DE DISEÑO DEL AREA DE CAPTACION

De acuerdo al resultado de esta gráfica, lo más adecuado sería diseñar para las condiciones climatológicas existentes ya sea entre las 9 y 10 de la mañana o entre las 2 y 3 de la tarde.

El siguiente paso en el dimensionamiento del captador fue determinar la distancia a la que deben separarse los tubos entre sí. Esto se llevó a cabo relacionando un parámetro, al que se le dió el nombre de factor de costo, con la distancia de centro a centro de los tubos.

Este factor consiste en dividir el costo comparativo de cada uno de los captadores entre su coeficiente de eficiencia F' , el cual aumenta al aumentar el costo del captador y/o al disminuir el factor de eficiencia del mismo.

Por costo comparativo se quiere dar a entender que no se trata de un costo total ya que no se han tomado en cuenta algunos componentes del captador como son : tornillos, empaques, sellos, marcos, etc., elementos que se encuentran tanto en uno como en otro captador y que por lo mismo no afectan el resultado cuando se hace una compración.

En esta ocasión se utilizó un gasto de 8 lts./min y un área de 21 m^2 *; las distancias analizadas fueron desde 2 cm hasta 25 cm como se muestra en la tabla 7.2.

El resultado de la comparación se graficó en la figura 7.16.

En esta curva puede observarse que aparece un mínimo del factor de costo cuando la distancia entre los tubos es de 12 cm.

Utilizando esta distancia y las condiciones climatológicas correspondientes a las 2:00 PM se calcularon distintas combinaciones de gasto de agua con áreas de captación con lo que se constituyó la última etapa del dimensionamiento del captador.

* Se realizaron cálculos previos como una primera aproximación con lo cual se obtuvieron estas dimensiones que resultaron ser muy próximas al valor real calculado posteriormente.

T A B L A 7.2

DATOS PARA LA SELECCION DE LA DISTANCIA ENTRE LOS TUBOS DEL CAPTADOR

DISTANCIA ENTRE TUBOS	NUM. DE TUBOS	F'	TEMP. DE SALIDA
CM			°C
2	525	0.9989	87.86
5	210	0.9816	87.73
10	105	0.9017	87.16
15	70	0.7893	86.34
20	52	0.6774	85.50
25	42	0.5783	84.75

CONDICIONES:

AREA 21 m²

EMISIVIDAD PLACA 0.9

ABSORTIVIDAD PLACA 0.9

CUBIERTAS 2 VIDRIO

PLACA ACERO 0.0005 m

AISLANTE FIBRA DE VIDRIO 0.05 m

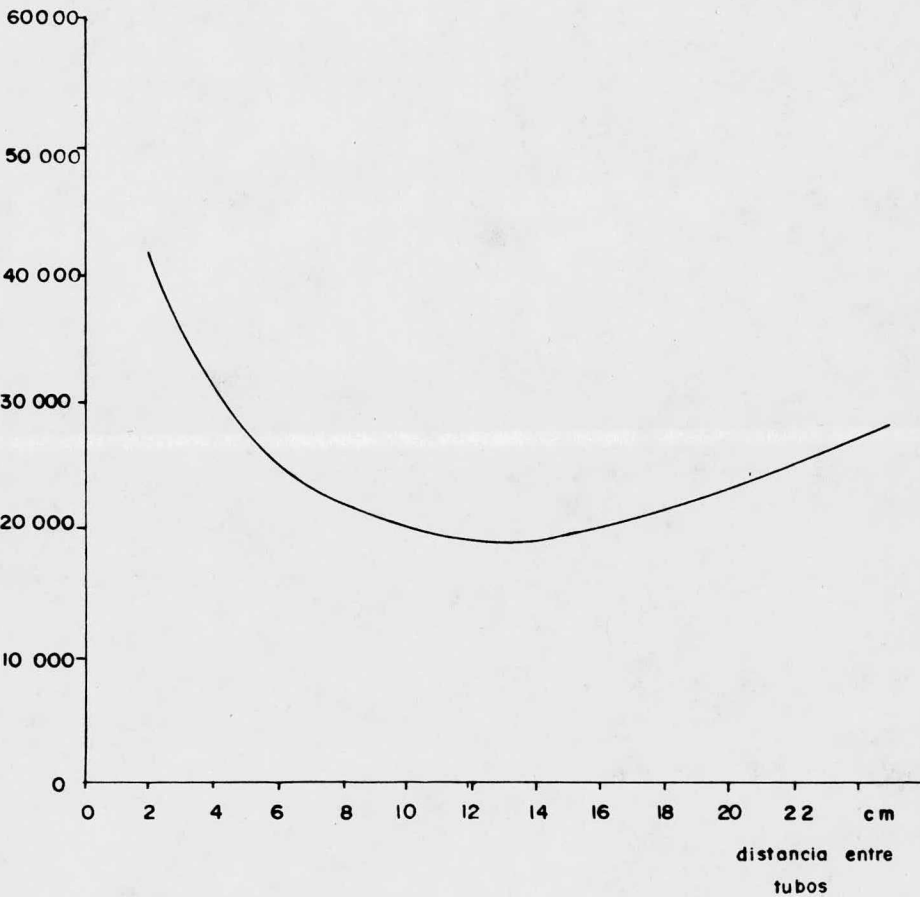
TU BOS COBRE 3/8 " ø

GASTO 8 lt/min

FIGURA 7-16

GRAFICA PARA SELECCIONAR LA DISTANCIA ENTRE LOS TUBOS DEL CAPTADOR

C/F'



Los datos utilizados fueron :

. Placa de acero troquelada	0.0005 m espesor
. dos cubiertas de vidrio	0.003 m espesor c/u
. tubos de cobre (3/8")	0.009525 m diám.
. cabezales de cobre(3/4")	0.01905 m diám.
. Longitud de los tubos	2 m
. Absortividad de la placa	0.9
. Emisividad de la placa	0.9
. Emisividad del vidrio	0.86
. Distancia entre cubiertas(vidrio)	0.025 m
. Distancia entre placa y vidrio	0.025 m
. Aislante (fibra de vidrio)	0.05 m
. Superficie cubierta con pintura negra.	

El resultado de las combinaciones área-gasto, se muestra en la gráfica de la figura 7.17. La línea punteada indica el valor de 3 513 W que corresponde al calor útil promedio por hora necesario.

Esta línea intersecta la curva correspondiente a 19 m^2 en el punto donde el gasto de agua es de 8 lts./min.

De acuerdo con esto, el captador que se requiere tiene un área de 19 m^2 cubierta con pintura negra y un gasto de agua de 8 lts./min.

TABLA 7.3

MATERIAL		COSTO	
LAMINA :	ALUMINIO	0.0005 m	\$ 115.5/m ²
	ACERO	0.0005 m	\$ 37.54/m ²
	COBRE	0.0005 m	\$ 514.6/m ²
		0.00056 m	\$ 641.6/m ²
TUBOS DE COBRE :		1/2 "	\$ 163.40/m
		3/4 "	\$ 260.20/m
		3/8 "	\$ 23.90/m
		1 "	\$ 381.15/m
VIDRIO :		0.003 m	\$ 102.00/m
AISLANTE: LANA MINERAL		1 "	\$ 104.50/m ²
		2 "	\$ 148.90/m ²
	FIBRA DE VIDRIO	1"	\$ 64.50/m ²
PINTURA NEGRA :	ESMALTE		\$ 6.00/m ²
SUPERFICIE SELECTIVA:	CROMO NEGRO		\$2500.00/m ²

COSTOS 1978.

CALOR UTIL

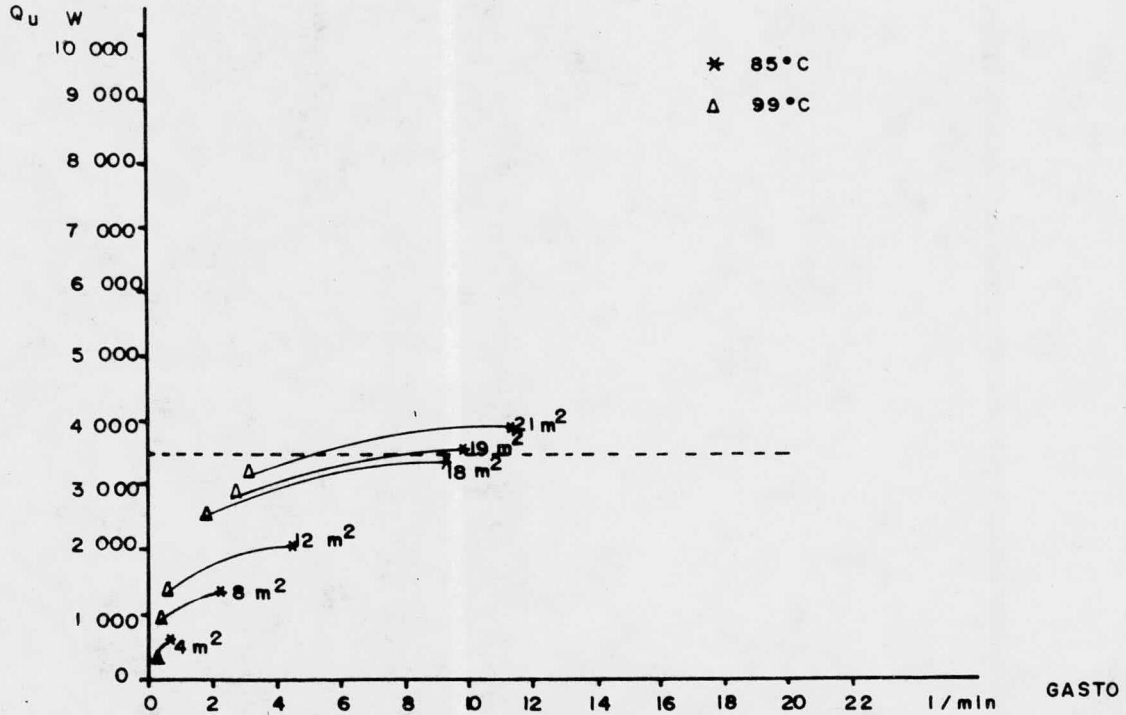
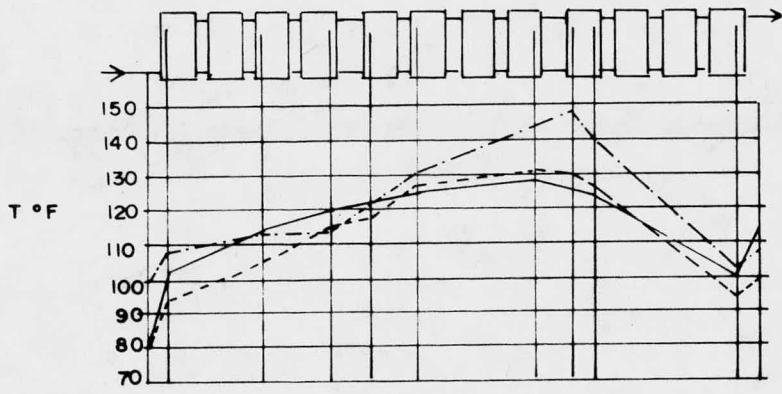


FIGURA 7-17 GRAFICA PARA SELECCIONAR AREA Y GASTO DEL CAPTADOR

Construir un captador de 19 m^2 de una sola pieza resultaría muy poco práctico, tanto desde el punto de vista de construcción como de transporte; además conectar todos los tubos en paralelo resultaría en una distribución de flujo muy pobre (refs. 7, 22).

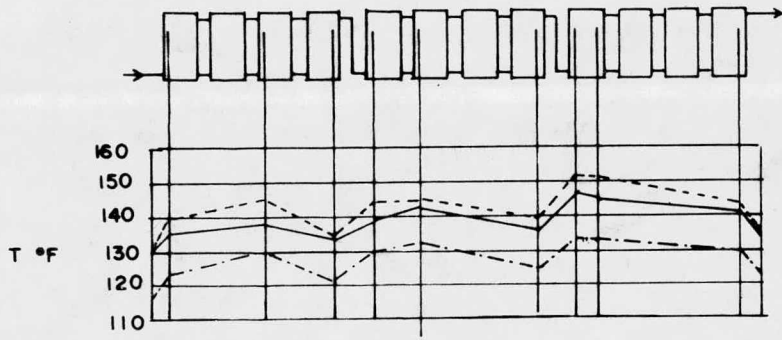
De acuerdo con los resultados anteriores, el captador tiene 80 tubos de 2 m de largo cada uno; Davey y Dunkle (ref. 22) recomiendan, en base a su experiencia práctica en arreglos de captadores planos, que para bancos de hasta 24 tubos puede usarse el arreglo en paralelo, y que para bancos de más de 24 tubos y circulación forzada no deben usarse más de 16 tubos conectados en paralelo.

Davey y Dunkle trabajaron con los arreglos mostrados en la figura 7.18 donde puede observarse que la mala distribución de flujo ocasionada por el arreglo en paralelo resulta en un perfil de temperaturas muy disperejo, entonces la placa se calienta más en unos captadores que en otros, aumentando la diferencia de temperaturas entre la placa y el ambiente; esto último incrementa las pérdidas de calor y reduce la eficiencia.



PARALELO

(a)



SERIE - PARALELO

(b)

FIGURA 7-10

ARREGLOS DE CAPTADORES

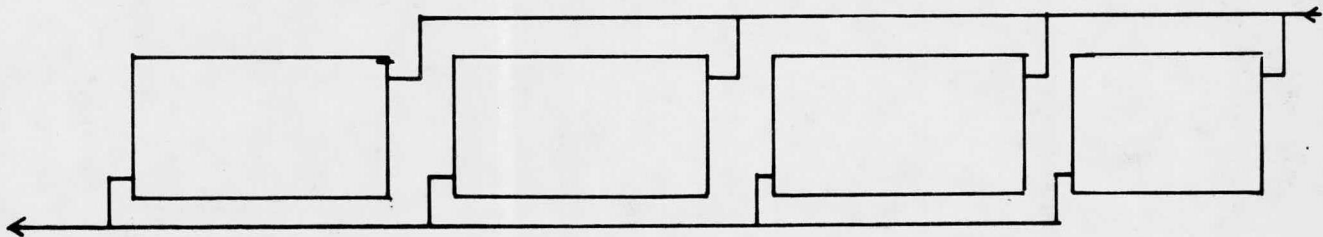
Las alternativas propuestas por Davey y Dunkley son el arreglo serie-paralelo y el arreglo múltiple-paralelo.

El primero se muestra en el esquema (b) de la figura 7.18 y el segundo en la figura 7.19.

Utilizando el arreglo serie-paralelo se necesitan, por ejemplo, cinco pares de captadores conectados en serie, es decir, dos captadores de 8 tubos cada uno conectados en paralelo y a su vez este par conectado en serie con otro par y así sucesivamente.

Sin embargo este tipo de arreglo resulta más caro y complicado que el arreglo múltiple paralelo por la sencilla razón de que requiere más ramificaciones y más material, ya que utilizando este último se colocarían cuatro captadores de 20 tubos cada uno y se conectarían en paralelo entre sí (figs. 7.20 y 7.21),

Para ayudar a uniformizar el flujo de agua dentro de los tubos en cada captador se optó por utilizar un flujo en diagonal siendo la alimentación por el extremo inferior izquierdo y la salida por el extremo superior derecho.



ARREGLO MULTIPLE PARALELO

FIGURA 7.19

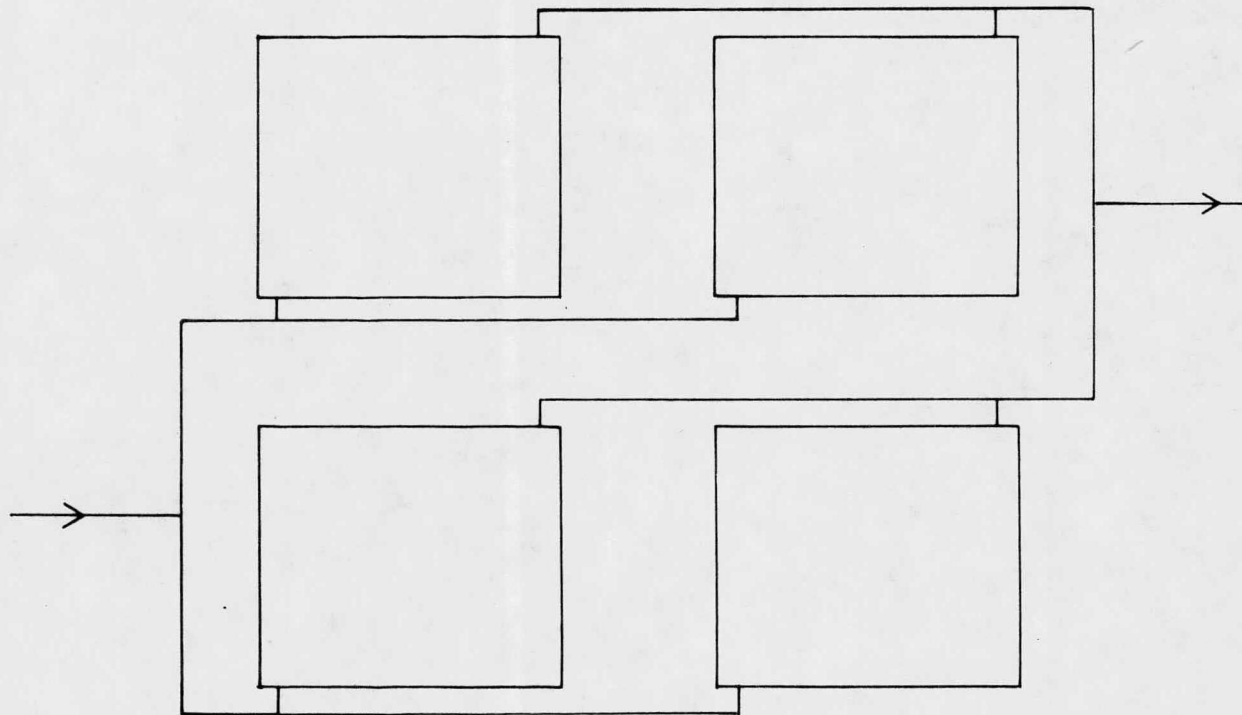


FIGURA 7.20

ARREGLO DE LOS CAPTADORES PARA EL REFRIGERADOR POR ABSORCION

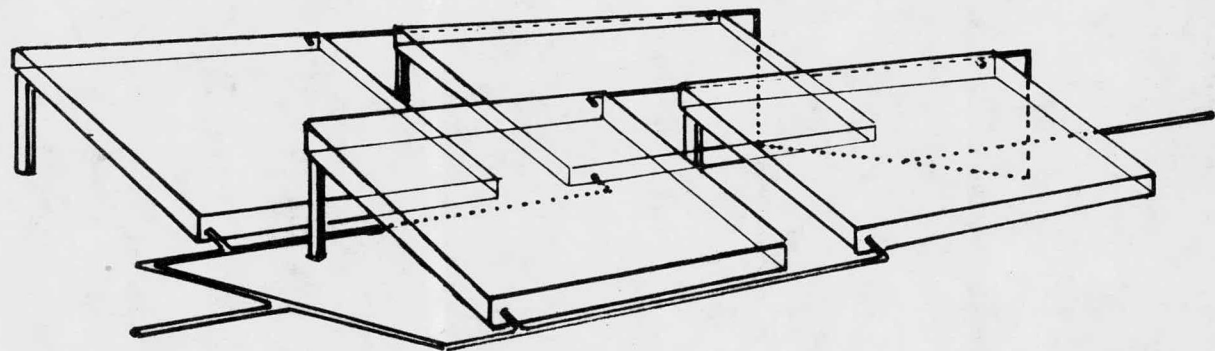


FIGURA 7-21

PERSPECTIVA

El diagrama de flujo de la operación es el mostrado en la figura 7.22.

Las caídas de presión en los captadores y en el generador deben ser proporcionadas por el fabricante o determinadas experimentalmente.

En este caso no se contó ni con una ni con otra cosa, de manera que se determinaron en forma teórica y aproximada.

Para calcular las caídas de presión debidas a pérdidas por fricción, se utilizó la fórmula de Darcy (ref. 23):

$$h_L = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \left(\frac{g}{g_c} \right) \quad (7.1)$$

CAIDAS DE PRESION EN LOS CAPTADORES

Se calcularon las pérdidas por fricción en los 20 tubos, en los dos cabezales, en dos codos de 90° (ver esquema de la figura 7.23), en 38 tees con flujo por una de las ramas y en 38 tees con flujo transversal.

El valor obtenido se multiplicó por el número de captadores.

FIGURA 7.28

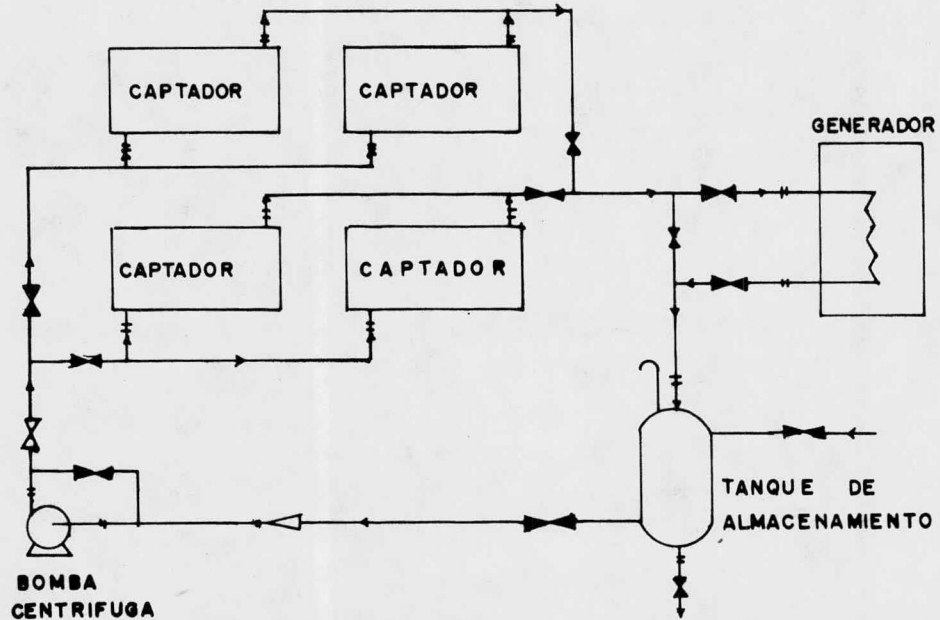


DIAGRAMA DE FLUJO

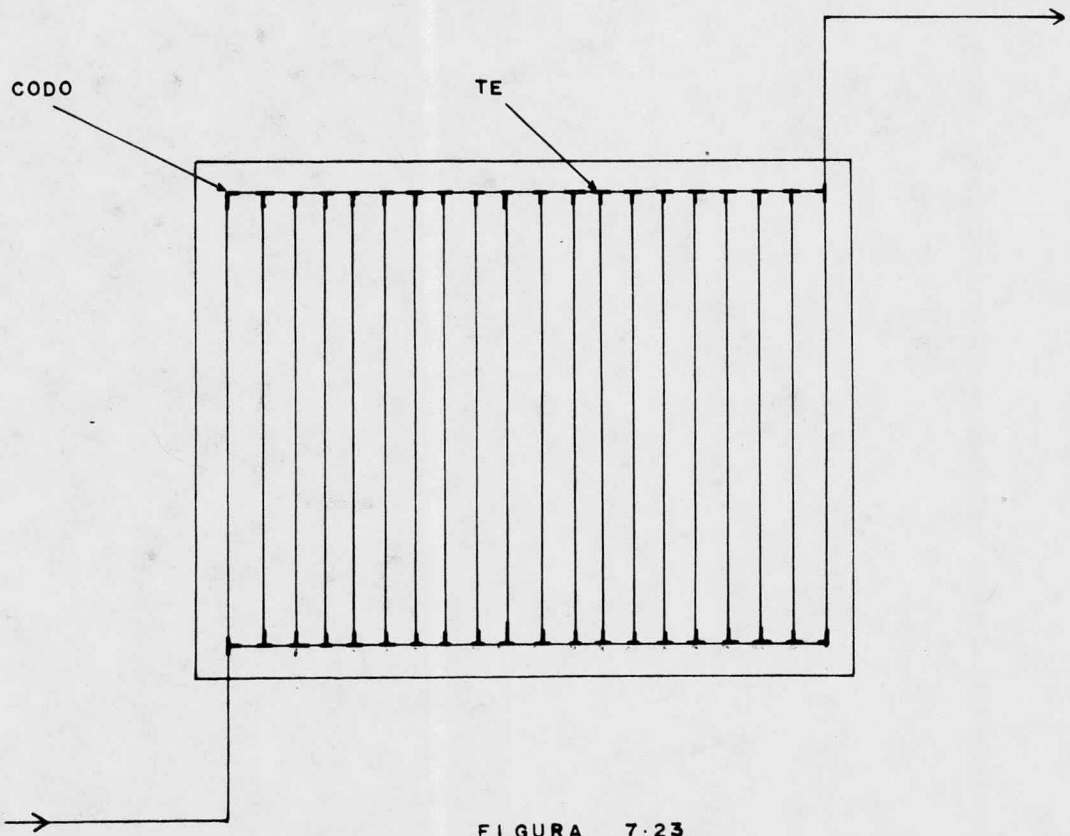


FIGURA 7-23

DIAGRAMA DE UN MODULO DEL SISTEMA DE CAPTADORES

Tubos

$$\text{Flujo por tubo} = \frac{2 \text{ lts./min}}{20 \text{ tubos}} = 1.67 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s tubo}}$$

$$\text{Diámetro de tubo} = \frac{3''}{8} = 9.52 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\text{Area de flujo} = \frac{\pi D^2}{4} = 7.118 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad por tubo} = \frac{\text{flujo}}{\text{área}} = \frac{1.67 \times 10^{-6}}{7.118 \times 10^{-5}} \frac{\text{m}}{\text{s}} = 2.34 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re}_{\text{tubo}} = \frac{v D \rho}{\mu} = \frac{2.34 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 9.52 \times 10^{-3} \text{ m} \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0.95 \text{ cp} \times 0.001 \frac{\text{kg}}{\text{m s cp}}}$$

$$\text{Re}_{\text{tubo}} = 234$$

$$f = \frac{64}{\text{Re}_T} = \frac{64}{234} = 0.27$$

$$\frac{L}{D} = \left(\frac{L}{D} \right)_{\text{tubos}} + \left(\frac{L}{D} \right)_{2 \text{ codos}} + \left(\frac{L}{D} \right)_{38 \text{ tees}}$$

$$\frac{L}{D} = 4202 + 114 + 2280 = 6596$$

$$h_{L_{\text{tubos}}} = 0.27 \times \frac{6596 \times (2.34 \times 10^{-2} \frac{\text{m}}{\text{s}})^2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 9.81 \frac{\text{kg m}}{\text{kg}_f \text{ s}^2}}$$

$$h_{L_{\text{tubos}}} = 4.97 \times 10^{-2} \frac{\text{m kg}_f}{\text{kg}}$$

Cabezales

$$\text{Flujo por cabezal} = 2 \frac{\text{lts.}}{\text{min}} = 3.33 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Diámetro de cabeza} = \frac{3}{4}'' = 1.905 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\text{Area de flujo} = 2.85 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Velocidad por cabeza} = 1.168 \times 10^{-1} \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re}_{\text{cabeza}} = \frac{v D \rho}{\mu} = \frac{1.168 \times 10^{-1} \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 1.905 \times 10^{-2} \text{ m} \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{0.95 \text{ cp} \times 0.001 \frac{\text{kg}}{\text{m s cp}}}$$

$$\text{Re}_{\text{cabeza}} = 2342$$

$$\text{Aproximaciones con } f = \frac{64}{2342} = 0.027 \text{ ya que}$$

$$\text{laminar} \Rightarrow \text{Re} \leq 2000$$

$$\text{turbulento} \Rightarrow \text{Re} \geq 4000$$

$$\frac{L}{D} = \left(\frac{L}{D} \right)_{\text{cabezales}} + \left(\frac{L}{D} \right)_{38 \text{ tees}} = 252 + 760 = 1012$$

$$h_{L_{\text{cabezales}}} = 0.027 \times \frac{1012 \times (1.168 \times 10^{-1} \frac{\text{m}}{\text{s}})^2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 9.81 \frac{\text{kg m}}{\text{kg}_f \text{ s}^2}}$$

$$h_{L_{\text{cabezales}}} = 1.89 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}_f \text{ m}}{\text{kg}}$$

Entonces por captador :

$$h_{L_T} + h_{L_C} = 6.86 \times 10^{-2} \frac{\text{kg}_f \text{ m}}{\text{kg}}$$

y para los cuatro captadores :

$$H_{\text{captadores}} = 0.2744 \frac{\text{kg}_f \text{ m}}{\text{kg}}$$

CAIDAS DE PRESION EN TUBERIAS

Se calcularon las pérdidas por fricción en las líneas de 4 y 8 lts./min por separado.

Para 8 lts./min :

Accesorio	L/D
1) 20 m tubería 2.54 cm diám.	787
2) 5 válvulas de globo	1 360
3) 1 válvula de compuerta	1 200
4) 4 tees 2.54 cm diám.	80
5) 1 válvula check	135
6) 1 entrada 2.54 cm diám.	25
7) 1 salida	<u>25</u>
$\frac{L}{D}$ total	3 612

$$\text{Diámetro de tubería} = 0.0254 \text{ m}$$

$$\text{Area de flujo} = 5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\text{Gasto de agua} = 8 \frac{\text{lts.}}{\text{min}} = 1.33 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Velocidad} = 0.2631 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\text{Re}_{\text{tubería}_1} = \frac{v D \rho}{\mu} = 7036$$

$$f = 0.041$$

$$h_L = 0.041 \times \frac{3.612 \times (0.2631 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 9.81 \frac{\text{kg m}}{\text{kg}_f \text{ s}^2}} = H_{\text{tub}_1} = 0.5225 \frac{\text{kg}_f \text{ m}}{\text{kg}}$$

Para 4 lts. /min :

Accesorio	L/D
1) 35 m tubería 2.54 cm diám.	1 378
2) 4 válvulas de globo	1 360
3) 4 tees 2.54 cm diám.	80
4) 8 codos 2.54 cm diám.	<u>240</u>
$\frac{L}{D}$ total	3 058

Diámetro de tubería = 0.0254 m

Area de flujo = $5.067 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Gasto de agua = $4 \frac{\text{lts.}}{\text{min}} = 6.65 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Velocidad = $0.01312 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$Re_{\text{tubería}_2} = \frac{v D \rho}{\mu} = 3509$

f 0.045

$$h_L = 0.045 \times \frac{3058 \times (0.01312 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2 \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 9.81 \frac{\text{kg m}}{\text{kg}_f \text{s}^2}}$$

$$h_L = H_{\text{tub}_2} = 0.1207 \frac{\text{kg}_f \text{m}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto :

$$H_{\text{tubería}} = H_{\text{tub}_1} + H_{\text{tub}_2} = 0.6432 \frac{\text{kg}_f \text{m}}{\text{kg}}$$

CAIDA DE PRESION EN EL GENERADOR

Para determinar la caída de presión en el generador, se supuso (ref. 18) que ésta era el doble de las pérdidas por fricción en los cuatro captadores , es decir;

$$H_{\text{generador}} = 4 H_{\text{captadores}} \quad (7.2)$$

$$H_{\text{generador}} = 0.548 \frac{\text{kg}_f \text{ m}}{\text{kg}}$$

De aquí que la caída de presión total, dada por :

$$P_{\text{total}} = H_{\text{captadores}} + H_{\text{tuberías}} + H_{\text{generador}} \quad (7.3)$$

En este caso la potencia requerida para hacer fluir el agua por el sistema, está representada únicamente por la necesidad de vencer la pérdida de presión por fricción, por lo tanto :

$$\text{Potencia requerida en captadores} = \frac{H_{\text{capt}} \times \text{gasto} \times \rho}{0.55} \times 1.314 \times 10^{-2} \frac{\text{HP}}{\frac{\text{kg}_f \text{ m}}{\text{s}}}$$

$$\text{Potencia requerida en captadores} = 2.183 \times 10^{-4} \text{HP}$$

$$\text{Potencia requerida en tubería} \left(8 \frac{\text{lbs.}}{\text{min}} \right) = \frac{H_{\text{tub}_1} \times \text{gasto} \times \rho}{0.55} \times 1.314 \times 10^{-2}$$

$$\text{Potencia requerida en tubería} \left(8 \frac{\text{lbs.}}{\text{min}} \right) = 1.664 \times 10^{-3} \text{HP}$$

$$\text{Potencia requerida en tubería} = \frac{H_{\text{tub}_2} \times \text{gasto} \times \rho}{0.55} \times 1.314 \times 10^{-2}$$

$$\text{Potencia requerida en tubería} \left(4 \frac{\text{lbs.}}{\text{min}} \right) = 1.92 \times 10^{-4} \text{ HP}$$

$$\text{Potencia requerida para el generador} = \frac{H_{\text{gen}} \times \text{gasto} \times \rho}{0.55} \times 1.314 \times 10^{-2}$$

$$\text{Potencia requerida para el generador} = 1.74 \times 10^{-3} \text{ HP}$$

$$\text{Potencia total requerida} = 0.00381 \text{ HP}$$

De acuerdo al resultado obtenido, este sistema funcionaría a base de " convección natural " debido a la diferencia de densidades entre el agua fría y caliente con solo colocar el generador a cierta altura sobre los captadores; sin embargo, esta situación se comentó con algunos investigadores y experimentadores que asistieron al Simposio Sobre Tecnología Aplicada a Sistemas de Energía Solar (ref. 20) que se realizó en Jurica, Qro. en enero del presente año, quienes recomendaron el uso de una pequeña bomba, debido a que en la práctica se encuentran problemas con la distribución del flujo en los tubos y que teóricamente no se pueden predecir.

Se seleccionó una bomba de tipo centrífuga de las usadas en algunas fuentes con una potencia de 0.0143 HP (1/70 HP) y que puede dar una carga de 3.3 m con un gasto de 480 litros por hora (8 litros por minuto); esta bomba tiene actualmente un costo de \$ 550.00 .

TANQUE DE ALMACENAMIENTO

El sistema de captadores se ha provisto con un pequeño tanque aislado de almacenamiento.

La función de este tanque, además de almacenar el fluido de transferencia de calor, es evitar que la temperatura de éste baje más allá de los 79°C durante la noche y así en la mañana se lleve menos tiempo alcanzar una temperatura de entrada a los captadores de 80°C .

Haciendo un cálculo aproximado, el volumen que inundaría las tuberías del sistema sería de 50 lts.; y añadiendo el agua que se encontraría en el generador se tendrían alrededor de 120 lts. (se toman en cuenta pérdidas). Por lo tanto :

Capacidad del tanque = 120 lts.

De acuerdo a los cálculos hechos en la computadora, las condiciones climatológicas existentes a las 8 de la mañana permiten elevar la temperatura del agua de 79°C a 80°C, si se circula ésta una vez por los captadores; de aquí que, para calcular el tiempo necesario para alcanzar los 80°C al comienzo de la operación :

$$\phi = \frac{\text{capacidad del tanque}}{\text{gasto de agua}} = \frac{120 \text{ lts.}}{3 \text{ lts./min}}$$

$$\phi_{\text{necesario}} = 15 \text{ min}$$

Las dimensiones y características del tanque propuestas son las siguientes :

- . Diámetro del tanque 0.50 m
- . Altura del tanque 0.70 m
- . Material del tanque Aluminio
- . Válvula en la parte inferior para drenar
- . Venteo para evitar la presión producida por el vapor de agua
- . Alimentación de agua fresca para reponer las pérdidas.

El agua dentro del tanque llenaría 61 cm de altura.

Como la conductividad térmica del aluminio es muy grande, o sea que prácticamente no hay resistencia al transporte de calor, éste no se tomó en cuenta para el cálculo del espesor del aislante.

El aislante propuesto es fibra de vidrio. El cálculo realizado para la obtención del espesor del aislante es un método iterativo, suponiendo que las pérdidas de calor las constituyen : las pérdidas de la parte cilíndrica, las pérdidas de la parte de arriba y las pérdidas de la parte inferior.

$$Q_T = \text{Pérdidas de calor} = m C_p \Delta T \quad (7.4)$$

Si $m = 120 \text{ kg}$

$$C_p = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$\Delta T = 1^\circ\text{C}$$

$$Q_T = 120 \text{ kcal}$$

$$Q_T = q_1 + q_2 + q_3 \quad (7.5)$$

q_1 = pérdidas de calor en la parte cilíndrica

q_2 = pérdidas de calor en la parte de abajo

q_3 = pérdidas de calor en la parte de arriba

$$q_1 = \frac{2 \pi k_{\text{ais}} \Delta t L_{\text{agua}}}{\ln \frac{D_{\text{tanque}} + L_{\text{ais}}}{D_{\text{tanque}}}} \quad (7.6)$$

$$q_2 = \frac{k_{\text{ais}} \text{Area} \Delta t}{L_{\text{ais}}} \quad (7.7)$$

$$q_3 = \frac{\Delta t}{\frac{L_{\text{ais}}}{k_{\text{ais}} \text{Area}} + \frac{L_{\text{aire}}}{k_{\text{aire}} \text{Area}}} \quad (7.8)$$

donde

$$k_{\text{ais}} = \text{conductividad térmica del aislante} \\ = 0.0309 \frac{\text{kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}}$$

$$D_{\text{tanque}} = \text{diámetro interno del tanque} = 0.5 \text{ m}$$

$$\Delta t = \text{diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior} = 70^\circ\text{C}$$

$$L_{\text{ais}} = \text{espesor del aislante buscado}$$

$$L_{\text{agua}} = \text{altura del agua dentro del tanque} \\ = 0.61 \text{ m}$$

$$\text{Area} = \text{área de la base del tanque} = \frac{\pi(0.5)^2}{4} \text{ m}^2$$

$$L_{\text{aire}} = \text{altitud del aire dentro del tanque} \\ = 0.09 \text{ m}$$

$$k_{\text{aire}} = \text{conductividad térmica del aire} \\ = 0.0223 \frac{\text{kcal}}{\text{h m } ^\circ\text{C}}$$

Usando las ecuaciones 7.5, 7.6, 7.7 y 7.8 y suponiendo diferentes espesores de aislante, se obtiene :

$$L_{\text{ais}} = 4 \text{ cm}$$

Por lo tanto, el tanque tendrá fibra de vidrio alrededor de 4 cm de espesor.

Así mismo, las tuberías están cubiertas de aislante y los tramos de éstas son muy cortos para evitar las pérdidas de calor en ellas

Resumiendo todos los cálculos realizados se presenta la tabla 7.4 y la tabla 7.5.

TABLA 7.4

CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DEL SISTEMA DE CAPTACION

AREA TOTAL	19 m ²
ABSORTIVIDAD DE LA PLACA	0.9
CONDUCTANCIA DE LA SOLDADURA	5670 W/m °C
ESPEJOR DE LA PLACA DE ACERO	0.0005 m
DIAMETRO DE LOS TUBOS DE COBRE	3/8"
EMISIVIDAD DE LA PLACA	0.9
EMISIVIDAD DEL VIDRIO	0.86
GASTO	8 lts./min.
ESPEJOR DE LOS VIDRIOS	0.003 m
NUMERO DE CUBIERTAS DE VIDRIO	2
DISTANCIA ENTRE VIDRIOS	0.025 m
DISTANCIA ENTRE PLACA Y VIDRIO	0.025 m
ESPEJOR DEL AISLANTE(FIBRA DE VIDRIO)	0.05 m
LONGITUD DE LOS TUBOS	2 m
NUMERO DE TUBOS	80
INCLINACION	26°
DISTANCIA ENTRE TUBOS	0.12 m
NUMERO DE MODULOS	4
AREA DE CADA MODULO	4.8 m ²
ANCHO DE CADA MODULO	2.4 m
ARREGLO DE LOS CAPTADORES	MULTIPLE - PARALELO
TANQUE DE ALMACENAMIENTO:	
CAPACIDAD	0.12 m ³
ESPEJOR DEL AISLANTE	0.04 m
MATERIAL DE CONSTRUCCION	ALUMINIO
DIAMETRO DEL TANQUE	0.5 m

CARACTERISTICAS TERMICAS	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16
PÉRDIDAS TOTALES 1 CUB. W/m ²	257.9	256.75	251.9	246.75	246.75	241.40	227.04	215.57
PÉRDIDAS TOTALES 2 CUB. W/m ²	257.9	256.75	251.9	246.75	246.75	241.40	227.04	215.57
U _t W/m ² ·°C	3.93	3.99	4.03	4.06	4.06	4.04	4.02	3.98
U _L W/m ² ·°C	4.61	4.67	4.71	4.74	4.74	4.72	4.70	4.66
TEMP. AMBIENTE °C	14.8	16.5	22	25	25	25	27	27
TEMP. ENTRADA °C	80	80	80	80	80	80	80	80
TEMP. SALIDA °C	80.5	85.2	88.3	90.6	90.6	88.7	86.3	82
TEMP. 1 CUB. °C	54.2	57.2	59.6	61.5	61.5	60.8	60.7	59.3
TEMP. 2 CUB. °C	23.5	27.1	30.4	33.2	33.2	33.02	34.5	34.14
F	0.8477	0.8462	0.8452	0.8443	0.8443	0.8448	0.8453	0.8464
F'	0.861	0.859	0.858	0.857	0.857	0.858	0.858	0.859
FR	0.805	0.803	0.802	0.801	0.801	0.801	0.802	0.803
CALOR UTIL W/m ²	14.8	154.2	245.5	313.13	313.13	256.11	184.24	57.9
EFICIENCIA	3.3	24.1	31.8	35.8	35.8	33.1	28.8	13.07

TABLA 7-5

DISCUSION Y CONCLUSIONES

El material presentado en este trabajo es resultado de una recopilación de información de distintas fuentes así como de cálculos realizados en la computadora.

Para saber con certeza hasta que punto funcionará satisfactoriamente el diseño propuesto se requeriría de resultados experimentales y sobre éstos habrán de hacerse las modificaciones necesarias. Sin embargo, previamente a esa confrontación de la teoría con la práctica, puede concluirse que :

- . La geometría de captador adecuada para un determinado propósito depende básicamente de las condiciones bajo las cuales va a operar dicho captador.
- . A temperaturas altas (80°C) y gastos de agua bajos, la caída de presión en el sistema de captación es pequeña.

El objetivo principal de este trabajo fue el diseño del sistema de captadores solares como fuente de energía del refrigerador, lo cual se realizó.

Este sistema quedó finalmente constituido por 4 captadores con un área de 4.8 m^2 cada uno y 20 tubos

por captador, colocados en un arreglo múltiple paralelo; el resto del sistema está compuesto por una pequeña bomba de 1/70 HP, un tanque de almacenamiento con capacidad para 120 lts. para construirse en aluminio, una alimentación al generador del sistema de refrigeración y su correspondiente salida para completar el ciclo del agua de los captadores.

La aportación principal del diseño presentado la constituye su utilidad como base y fuente de datos para las siguientes etapas del proyecto que son, como ya se mencionó en un principio, la ingeniería de detalle, construcción y operación del sistema.

SUGERENCIAS

Un hecho que se antoja interesante para futuras evaluaciones es el reemplazo del agua por otro fluido como el Gilotherm, lo que probablemente mejore la transferencia de calor; así mismo si se utilizan materiales comprimidos para la estructura de los captadores, podría reducirse el costo de los mismos.

Utilizando ciclos Rankine operados por energía solar, se podría producir energía mecánica la cual se utilizaría directamente en la bomba del sistema, o por medio de un generador, se produciría energía eléctrica para dicha bomba; esto serviría para evitar que

se necesite de otro tipo de energético convencional para operar el sistema.

Un paso importante en la optimización del refrigerador sería la fusión del generador y los captadores en un solo equipo; el problema parece ser interesante ya que se estaría analizando flujo a dos fases en una trayectoria inclinada , 26° de la horizontal.

Finalmente, dada la importancia que está adquiriendo el estudio de la tecnología solar, se propone la creación de una nueva materia optativa dentro del plan de estudios de Ingeniería Química en donde se vean todos los conceptos necesarios para la apropiada aplicación de la energía solar inclusive a nivel industrial.

REFERENCIAS

- (1) Ruhemann, M., Ph. D.
The Ammonia Absorption Machine
J. from Transactions of the Institution
of Chemical Eng. Vol. 25, 1947.
- (2) ASHRAE Handbook of Fundamentals
Absorption Refrigeration Cycles
- (3) Suppramaniam Satcunanathan &
Gurmohan Singh Kochhar
Optimum Operating Conditions of Ammonia-Water
Absorption Refrigeration Systems for Flat Plate
Solar Collector Temperatures.
University of California, Los Angeles, U.S.A.
Julio - Agosto 1975
- (4) National Technical Information Service
Optimization Study of Solar Absorption Air
Conditioning Systems.
Mayo 1974.
- (5) Farrington Daniels
Direct Use of the Sun's Energy
Ballantine Books, New York 1964

- (6) Williams, J. Richard
Solar Energy Technology & Applications
Ann Arbor Science Pub. 1974
- (7) Duffie, John A. & Beckman, William A.
Solar Energy Thermal Processes
Wiley-Interscience 1974
- (8) Departamento de Pesca
Plan Nacional de Desarrollo Pesquero 1977-1982
- (9) Perry, Robert H. & Chilton, Cecil H.
Chemical Engineers' Handbook
McGraw-Hill Kogakusha 5Ed. 1973
- (10) Stoecker, W. F. & Reed, L. D.
Effect of Operating Temperatures on the
Coefficient of Performance of Aqua-Ammonia
Refrigerating Systems.
Enero 1971
- (11) Hernández Goribar, Eduardo
Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración
Ed. Limusa Wiley México 1973
- (12) Hernández Hernández, Everardo
La Distribución de la Radiación Global en México
Evaluada Mediante la Fotointerpretación de la
Nubosidad Observada por Satélites Meteorológicos.
Centro de Investigación de Materiales U.N.A.M.
Marzo 1976.

- (13) Herrera Becerra, Raúl
Simulación Digital de un Sistema Anticonvectivo
y Antirradiativo en Colectores Solares Planos.
Tesis Profesional. Fc. Ciencias U.N.A.M.
1977
- (14) Fernández Zayas, José Luis, Dr.
Entrevista personal
Investigador del Instituto de Ingeniería
U.N.A.M.
- (15) Rohsenow & Hartnett
Handbook of Heat Transfer
McGraw-Hill pags. 7-122 1973
- (16) Fernández Zayas, José Luis, Dr.
Captadores Solares Planos para Calentar Agua
Estudio Comparativo
Memoria del Tercer Congreso de la Academia Nacional
de Ingeniería A.C.
Septiembre 1977 pp.145
- (17) Fernandez Zayas, José Luis, Dr. &
González M., Alejandro
Calentador Solar Convencional
1er. Simposium Nacional de Ciencias Térmicas
México, D.F. febrero 1976

- (18) Solar Heating and Cooling of Residential Buildings
Tomo 1 : Sizing, Installation and Operation of
Systems.
Tomo II : Design of Systems
U.S. Department of Commerce
Economic Development Administration
October 1977
- (19) Best Brown, Gustavo, Dr.
Entrevista personal
Investigador del Centro de Investigación de
Materiales U.N.A.M.
- (20) Best Brown, Roberto, M. en C.
Entrevista personal
Investigador del Centro de Investigación de
Materiales U.N.A.M.
- (21) Martínez S. , Rodolfo, Ing. Químico
Entrevista personal
Investigador del Centro de Investigación de
Materiales U.N.A.M.
- (22) Dunkley, R. V. & Davey, E. T.
Flow Distribution in Solar Absorber Banks
Paper presented at Melbourne International
Solar Energy Society Conference 1970

(23) CRANE . Engineering Division.
Flow of Fluids Through Valves, Fittings,
and Pipe.
Technical Paper U.S.A. 1972