

03073

1  
28

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

COLEGIO DE CIENCIAS Y HUMANIDADES

UNIDAD ACADÉMICA DE LOS CICLOS PROFESIONAL Y DE POSGRADO

INSTITUTO DE INVESTIGACION EN MATERIALES

LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR

POSGRADO EN ENERGIA SOLAR

ANÁLISIS TÉRMICO DE UN COLECTOR SOLAR TUBULAR EVACUADO DE  
TIPO VIDRIO-VIDRIO: ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL

TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO EN  
MAESTRO EN ENERGIA SOLAR PRESENTA:

RAFAEL ENRIQUE CABANILLAS LOPEZ

1991



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

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

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

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

# TESIS CON FALLA DE ORIGEN

# INDICE

RESUMEN	I
INDICE	II
NOMENCLATURA	VI
CAPITULO 1. INTRODUCCION	
1.1.-Introducción	1
1.2.-Objetivos	7
1.3.-Metodologia	7
CAPITULO 2. PROBLEMA FISICO Y MODELO MATEMATICO	
2.1.-Planteamiento del problema físico.	8
2.2.-Modelo matemático	11
2.3.-Algoritmo de solución	14
CAPITULO 3. SELECCION DE MATERIALES, SUS PROPIEDADES Y CALCULO DE PARAMETROS.	
3.1.-Tubos de vidrio	16
3.2.-Película receptora	17
3.3.-placa reflectora	18
3.4.-Fluido de trabajo	19
3.5.-Coeficientes de transferencia de calor	21

## CAPITULO 4. ESTUDIO DE LA RADIACION INCIDENTE EN LA PELICULA

4.1.-Introducción	27
4.2.-Distribución de la radiación sobre el tubo	29
4.3.-Propuesta analítica	30

## CAPITULO 5. METODOLOGIA Y EQUIPO EXPERIMENTAL

5.1.-Metodología experimental	33
5.2.-Arreglo experimental	34
5.3.-Lista de equipo utilizado	35
5.4.-Construcción del tubo evacuado	36

## CAPITULO 6. RESULTADOS EXPERIMENTALES Y TEORICOS

6.1.-Corridas experimentales	37
6.2.-Comparación de resultados	38

## CAPITULO 7. DISCUSION DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

7.1.-Discusión de resultados	56
7.2.-Conclusiones	58
7.3.-Recomendaciones	58

APENDICE A	60
------------	----

APENDICE B	63
------------	----

APENDICE C	65
------------	----

APENDICE D	70
------------	----

## CAPITULO 1

### INTRODUCCION.

El uso térmico de la Energía Solar se ha popularizado en aplicaciones para pequeños incrementos de temperatura sobre la temperatura del ambiente, los colectores planos son en la actualidad los dispositivos térmicos de aprovechamiento solar más comunes por su fácil construcción y bajos costos, aplicaciones como calentamiento de agua para uso doméstico o de albercas son resueltas con colectores planos con eficiencias aceptables, sin embargo presentan limitaciones cuando se pretenden lograr temperaturas mayores de 80 C, debido a que las pérdidas de calor en colectores de este tipo aumentan considerablemente al incrementarse las temperaturas de operación.

Existe un gran potencial de aplicación para la E. S. en el terreno de temperaturas medias (mayores de 100 C y menores de 700 C), con las que se pueden operar equipos de refrigeración por absorción, producción de energía termoeléctrica, y un sin número de aplicaciones en procesos industriales, este gran mercado potencial sólo podrá ser penetrado por la E. S. si es posible construir dispositivos solares que sean suficientemente eficientes (térmicamente hablando) y económicamente competitivos comparados con los convencionales.

Las pérdidas de calor de los colectores al medio ambiente son la principal causa de los valores bajos de las eficiencias, entendiéndose como eficiencia la relación del calor útil entregado por el colector entre la cantidad de radiación solar que incide sobre este.

Por lo que, disminuir las pérdidas de calor significa aumentar la eficiencia del colector, a la vez que se pueden lograr temperaturas de operación más altas.

El flujo de calor entre el colector y el medio ambiente se efectúa a través de los tres mecanismos de transferencia de calor, a saber; conducción, convección y radiación, y puede verse sensiblemente disminuido si se toman buenas estrategias para aminorar o eliminar cada uno de estos mecanismos.

Se pueden intuir en base a los parámetros que afectan directamente en cada mecanismo de transferencia de calor, las características de un colector solar ideal, esto es, un colector suficientemente aislado del medio ambiente para que tenga pocas pérdidas y que estas no crezcan considerablemente, permitiendo así alcanzar altas temperaturas con buenas eficiencias.

Un factor común que influye directamente en los tres mecanismos es el área, por lo que una área pequeña presenta menos pérdidas, por

otro lado evacuar el aire entre el recibidor y una cubierta transparente reducirá sustancialmente las pérdidas por convección y conducción, y si además se utilizan películas selectivas (alta absorción a la radiación solar y baja emisividad en infrarrojo) se estarán disminuyendo las pérdidas por radiación.

Uno de los trabajos pioneros sobre colectores de alta eficiencia es el publicado en 1965 por E. Speyer [1], quien utiliza tubos metálicos con recubrimientos selectivos como absorbedores y tubos de vidrio como cubiertas haciendo vacío entre los dos tubos, a este tipo de colectores se le conoce como TUBOS EVACUADOS, y sintetizan, por lo que aquí se ha visto, muchas de las características del colector ideal. En el mismo artículo de Speyer se demuestra que la eficiencia de estos colectores es considerablemente más alta al evacuar el aire del espacio anular que si no se evacua, lo que mostró la gran posibilidad que presentan estos colectores, sin embargo aparecieron problemas como el alto costo de la unión vidrio-metal, el degasamiento o pérdida del vacío por evaporación de compuestos presentes en la película selectiva o en el vidrio de la cubierta y la permeabilidad de los vidrios al helio (para altas temperaturas), las conexiones entre los tubos y otros problemas que fueron estudiados, como se verá posteriormente, por distintos autores.

Después del artículo de Speyer compañías como la Corning Glass, Philips, RCA y Westinghouse entre otras, se interesaron en estos



dispositivos y a mediados de los años 70's se encontraban en el mercado los primeros tubos evacuados y los primeros reportes de eficiencias de operación, en usos principalmente para refrigeración [2,3,4,5]. Distintos diseños son utilizados por los fabricantes (figura 1), que en términos generales pueden ser clasificados por el material de construcción en: a) los que usan un receptor de radiación solar metálico con unión metal-vidrio y b) los que son construidos completamente de vidrio (vidrio-vidrio). En los del primer tipo con unión metal-vidrio se encuentran los producidos por Corning, Philips, Sanyo, NEG, entre otros y los construidos de vidrio completamente encontramos, Owens-Illinois y General Electric U. S. A.

Es frecuente encontrar TEs en combinación con algún tipo de concentradores solares, lo que permite aumentar el flujo radiactivo al colector sin aumentar el área de pérdidas de calor, en este respecto se encontraron trabajos reportados que analizan la factibilidad de aplicación para este tipo de arreglos [14s].

Una mejora adicional a los TEs es la de depositar películas antirreflectoras en la superficie del vidrio que sirve como cubierta, con la finalidad de disminuir la cantidad de radiación solar reflejada [15].

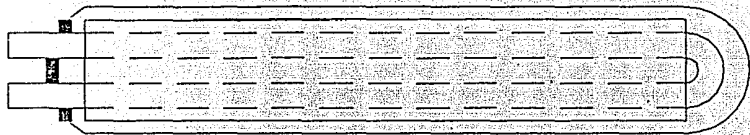
Los primeros tubos evacuados presentaron problemas tecnológicos fuertes, tales como la unión metal-vidrio y el degasamiento de los

materiales en contacto con el vacío. Lo que obligó a los fabricantes a ir mejorando sus diseños tratando de eliminar estos problemas.

Según B. Windows de Australia, quien es uno de las principales estudiosos de tubos evacuados a nivel mundial, en su artículo [6] publicado en 1985, considera que los T. E. construidos con la combinación metal-vidrio tienen varias desventajas, entre las que destacan los altos costos del sello y los problemas de degasamiento que presentan el metal y la película selectiva, para Windows la mejor alternativa para la construcción en serie de T. E. son los de vidrio-vidrio ya que resuelven de una forma fácil y económica el problema del sello quedando el problema de encontrar una película que mantenga sus propiedades ópticas de selectividad a altas temperaturas y de estabilidad ante el vacío.

Los colectores vidrio-vidrio han sido estudiados desde 1975 por distintas instituciones en todo el mundo [7-12], sobresaliendo por el número de publicaciones los australianos, quienes han estado estudiando este tipo de colectores en forma constante incluso llegando a desarrollar un diseño propio llamado "Sydney University All Glas Tubular Solar Energy Collector" [13].

El colector de la Universidad de Sydney consiste de dos tubos de vidrio unidos en un extremo, dejando libre a la expansión térmica el otro, y utiliza una película selectiva basada en cromo



Corning

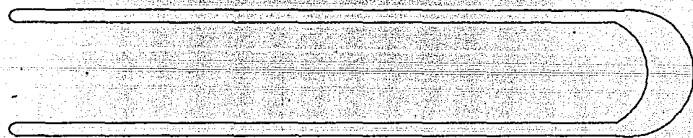
*← requisitos similares*



Philips, NEG



SANYO



OWENS-ILLINOIS  
Sydney University

Figura 1.1 Distintos diseños de tubos evacuados.

depositada con el método de "magnetron sputtering". En la referencia [13] se puede encontrar el procedimiento de construcción de estos colectores el cual resulta relativamente complicado y de altos costos en bajos volúmenes de producción y presenta problemas de escalamiento para su producción en serie.

Teniendo como base estos antecedentes surge la idea de desarrollar un tubo evacuado que no tenga la película selectiva en contacto con el vacío para evitar el degasamiento y que además el proceso de deposición de la película sea lo suficientemente sencillo y económico que facilite su producción masiva. En la literatura especializada no se encontró reporte alguno que analizara esta posibilidad, en la figura 2, se muestra un corte transversal de un colector que llamaremos por las siglas TEPI de tubo evacuado con película interna.

## OBJETIVOS.

Hacer el análisis térmico de un colector tubular evacuado del tipo vidrio-vidrio con la película receptora de radiación solar depositada en la cara interna del tubo central.

## METODOLOGIA.

Estudiar los procesos de transferencia de calor que se llevan a cabo en el colector proponiendo un modelo matemático que permita simular el comportamiento térmico del mismo.

Validar el modelo matemático experimentalmente probando los tubos evacuados en condiciones normales de trabajo (en exteriores).

## CAPITULO 2

### PROBLEMA FISICO Y MODELO MATEMATICO

En este capítulo se hace el plantamiento del problema físico, sección 2.1, así como las consideraciones hechas para simplificar el análisis matemático. En la sección 2.2 se muestra el desarrollo del modelo matemático y en la sección 2.3 la metodología de solución de las ecuaciones.

#### 2.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA FISICO

En la figura 2.1 se muestra un corte transversal de un TEPI, el cual tiene tres elementos esenciales, a saber; la cubierta o vidrio 1, el tubo interior o vidrio 2 y la película absorbidora de radiación solar, depositada en la pared interna del vidrio 2 y la cual se encuentra en contacto con el fluido de trabajo.

La radiación solar atraviesa ambos vidrios para finalmente ser absorbida por la película que al calentarse cederá su calor al fluido de trabajo. Las pérdidas de calor al ambiente tendrán la dirección contraria a la seguida por la radiación solar.

El problema general presenta las siguientes características :

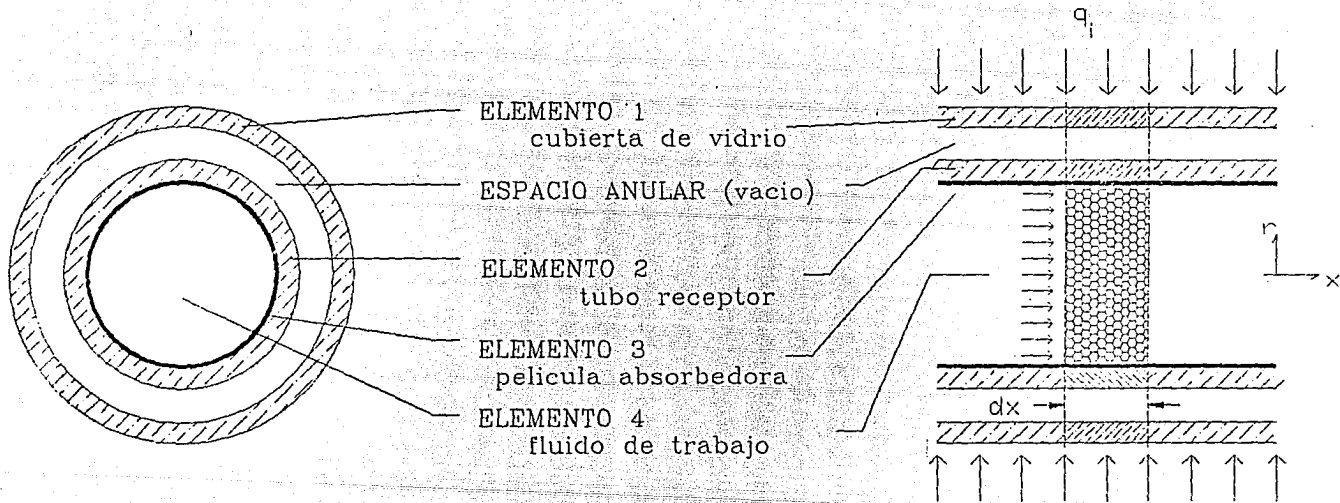


Figura 2.1 Elementos del Tubo Evacuado con Película Interna (TEPI).

- 1) Es transitorio, debido a la variación con el tiempo de parámetros tales como la radiación solar, la temperatura ambiente, la velocidad del viento, etc.
- 2) De geometría cilíndrica, por la forma del colector.
- 3) Es tridimensional, debido a que la radiación solar sobre el colector no es uniforme en toda la superficie, esto es una característica originada por la geometría cilíndrica del colector.
- 4) Es compuesto, porque distintos elementos del colector con distintas propiedades intervienen en el balance general de energía, y hay que resolver simultáneamente el balance para cada elemento.
- 5) La transferencia de calor se lleva a cabo por los tres mecanismos de transporte de energía térmica, conducción, convección y radiación.

Por la complejidad que presenta resolver un modelo matemático que considere todas estas características y debido al carácter inicial de este estudio, el problema fue resuelto asumiendo las siguientes suposiciones :

#### 1. - Estado estable



2.- La radiación solar incidente en la película está uniformemente distribuida tanto en dirección angular como a lo largo del tubo. La evaluación de la cantidad de radiación que se recibe será analizada a detalle en el capítulo 4.

3.- Las propiedades radiativas de los materiales permanecen constantes en todo el espectro solar y para todas las temperaturas.

4.- Tanto la película como la cubierta de vidrio son consideradas como *cuerpos grises*, el vidrio es térmicamente opaco ( $\tau_{IR} = 0$ ). La emisividad y la reflectividad del vidrio son independientes de la temperatura.

5.- El cielo actúa como cuerpo negro a la temperatura ambiente.

6.- Se considera una temperatura promedio del fluido para cada elemento diferencial del análisis matemático. Pero si se desea, puede calcularse la distribución de la temperatura dentro del fluido para el caso de flujo laminar ( ver apéndice T de C en tubos).

7.- Para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor se utilizan correlaciones que se discuten en el siguiente capítulo.

El balance global de energía viene dado por

$$\sum_j Q_{(\text{entradas})_j} + \sum_j Q_{(\text{salidas})_j} = 0$$

el cual se aplica a cada elemento del TEPI como se muestra en la siguiente sección.

## 2.2. MODELO MATEMATICO.

Considerando coordenadas cilíndricas, los volúmenes diferenciales de control en una sección del captador quedan como se muestra en la figura 3.1 Cada volumen de control tiene  $dx$  de longitud, y  $dA = 2 \pi r dx$  por elemento de área de intercambio de energía.

Aplicando la primera ley de la termodinámica a cada uno de los volúmenes diferenciales de control y suponiendo estado estable con propiedades termofísicas constantes, se obtiene, el siguiente conjunto de ecuaciones:

Balance en el elemento del Vidrio 1

calores recibidos en el vidrio 1	del sol	radiacion	conveccion
	$\alpha_v q_i r_1$	$\sigma F_{1-2} r_2 (T_2^4 - T_1^4)$	$h_b r_2 (T_2 - T_1)$

calores de salida del vidrio 1	radiacion	conveccion
	$\sigma \epsilon_v r_1 (T_1^4 - T_a^4)$	$h_a r_1 (T_1 - T_a)$

quedando la ecuación :

$$\alpha_a q_1 r_1 + \sigma FC_{1-2} r_2 (T_2^4 - T_1^4) + hb r_2 (T_2 - T_1) = \sigma \epsilon_v r_1 (T_1^4 - T_a^4) + h_a r_1 (T_1 - T_a) \quad (2.1)$$

donde  $FC_{1-2}$  es :

$$FC_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_2} + \frac{1 - \epsilon_1}{\epsilon_1} \left( \frac{r_2}{r_1} \right)}$$

Vidrio 2 - Pelicula

	del sol	conveccion
calor recibido por el vidrio2	$\alpha_a q_1 \tau_1 \tau_2 r_2$	$kv - \epsilon_s (T_3 - T_2)$

	radiativo	convectivo	
calores de salida del vidrio2	$\sigma FC_{1-2} r_2 (T_2^4 - T_1^4)$	$hb r_2 (T_2 - T_1)$	$hc r_2 (T_2 - T_3)$

quedando la ecuación:

$$\alpha_a q_1 \tau_1 \tau_2 r_2 + kv ls (T_2 - T_3) = \sigma FC_{1-2} r_2 (T_2^4 - T_1^4) + hb r_2 (T_2 - T_1) + hc r_2 (T_2 - T_3) \quad (2.2)$$

donde  $ls$  es :

$$I_s = \frac{1}{2 \ln \left( 1 + \frac{es}{r} \right)}$$

Película:

	del sol
Calores recibidos por la película	$\tau_1 \tau_2 \alpha_p q_i$

	conduccion	conveccion
Calores de salida de la película	$\frac{k_v es}{r_2} (T_3 - T_2)$	$hc (T_3 - T_4)$

quedando la ecuación:

$$\tau_1 \tau_2 \alpha_p q_i = \frac{k_v es}{r_2} (T_3 - T_2) + hc (T_3 - T_4) \quad (2.3)$$

Fluido:

	conveccion
Calor de entrada al fluido	$2 r_2 \pi hc (T_3 - T_4)$

quedando la ecuación:

$$m C_p \frac{dT_3}{dx} = hc_2 \pi r_1 (T_2 - T_3) \quad (2.4)$$

donde las temperaturas  $T_1$ ,  $T_2$  y  $T_3$ , son funciones de  $x$ .

Agrupando términos y simplificando la notación las ecuaciones 2.1-2.4, adquieren la forma:

$$A_1 T_1^4 + B_1 T_1 + C_1 T_2^4 + D_1 T_2 + K_1 = 0 \quad (2.4)$$

$$A_2 T_1^4 + B_2 T_1 + C_2 T_2^4 + D_2 T_2 + E_2 T_3 + K_2 = 0 \quad (2.5)$$

$$D_3 T_2 + E_3 T_3 + F_3 T_3^4 + H_3 = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{dT_3}{dx} = G_3 (T_2 - T_3) \quad , \quad T_3(0) = T_3^o \quad (2.7)$$

donde  $A_i, B_i, \dots, K_i$ , con  $i = 1, 2, 3$ , son constantes que involucran los coeficientes de transporte energético y las propiedades de los materiales. En este sistema de ecuaciones (2.4-2.7), tres son algebraicas y una es diferencial ordinaria de primer orden. Las tres ecuaciones se encuentran acopladas. Debido al exponente cuártico de la temperatura el sistema es no-lineal.

### 2.3- ALGORITMO DE SOLUCION

El sistema de ecuaciones se resuelve numéricamente. El

algoritmo de solución que se utilizó se describe a continuación.

Se discretiza  $x$  como  $x = j \Delta x$ ,  $j = 0, 1, 2, \dots, N$ .

Así

$$T_1(x) = T_1(j \Delta x) = T_1^j$$

Similarmente se tiene  $T_2^j$  y  $T_3^j$ . Para  $j = 0$  en  $x = 0$  se conoce  $T_3(0) = T_3^0$ , con este valor y usando algún método de solución se puede resolver el sistema de ecuaciones 2.4-2.7, en este estudio se usó un método iterativo [15], obteniéndose  $T_2^0$  y  $T_1^0$ .

Aplicando el método de Euler a la ecuación 2.7 se obtiene

$$T_3^{j+1} = T_3^j + \Delta x G_3 (T_2^j - T_3^j) \quad (2.8)$$

Con los valores de  $T_2^0$ ,  $T_3^0$  y la ecuación 2.8 se obtiene  $T_3^1$ . De nueva cuenta se repite el procedimiento anterior para obtener  $T_4^2$ , y así sucesivamente. los valores de los parámetros y de los coeficientes de transferencia, así como las propiedades de los materiales que fueron utilizados para alimentar el modelo se discutirán en el capítulo siguiente.

## CAPITULO 3

### SELECCION DE MATERIALES, SUS PROPIEDADES Y CALCULO DE PARAMETROS

En este capítulo se presentan los materiales de construcción del TEPI, así como las propiedades de estos que son utilizadas en el modelo matemático, además se muestran las fórmulas que se usaron para el cálculo de los coeficientes convectivos de transferencia de calor.

#### 3.1 TUBOS DE VIDRIO.

El TEPI que se estudió consistió de dos tubos de vidrio del tipo de borosilicatos 3.3 DURAN que presenta buenas características de resistencia térmica y a la corrosión, además de tener altos valores de transmitancia a la luz solar, un compendio de las propiedades de estos vidrios se muestra en el apéndice A. Las medidas del TEPI aparecen en la figura 3.1 y tabla 3.2.

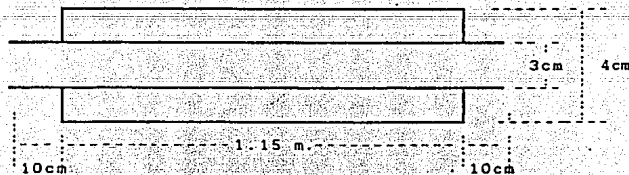


Figura 2.1. Medidas del TEPI

Tabla 2.2 dimensiones del TEPI

Longitud total	135 cm.
Longitud cubierta	115 cm.
Diámetro del tubo interno	3 cm.
Diámetro del tubo externo	4 cm.
Espesor de la pared de los tubos	0.16 cm.

### 3.2 PELICULA RECEPTORA.

las películas receptoras de radiación solar fueron desarrolladas y estudiadas por el GRUPO DE SISTEMAS FOTOVOLTAICOS del LABORATORIO DE ENERGIA SOLAR, en lo que respecta al presente estudio solo utilizaremos los valores de las propiedades que se requieran, basados en las publicaciones de dicho grupo [1b], sin profundizar en los procesos o procedimientos de deposición, ni en sus propiedades en detalle.

Se utilizaron dos tipos de películas,  $\text{Bi}_2\text{S}_3\text{-Cu}_x\text{S}$  y  $\text{PbS-Cu}_x\text{S}$ , las cuales fueron depositadas químicamente a temperatura ambiente, para posteriormente ser horneadas a 150 C, presentando finalmente las propiedades ópticas que aparecen descritas en la tabla 3.3.

Compuesto de la película	absortancia	reflectancia
$\text{Bi}_2\text{S}_3\text{-Cu}_x\text{S}$	85 %	15 %
$\text{PbS - Cu}_x\text{S}$	80 %	20 %

Tabla 3.3. Propiedades ópticas de las películas



Los espesores de las películas van de 0.1 a 0.3  $\mu\text{m}$ , por lo que su influencia en volumen es insignificante.

Las películas fueron depositadas en la pared interna del tubo del centro quedando la configuración como se describió en el capítulo anterior.

### 3.3 PLACA REFLECTORA.

Un dispositivo que aumenta considerablemente la cantidad de radiación solar incidente en el TEPI es una placa reflectora, la cual colocada en la parte posterior del tubo evacuado permite iluminar la sección del tubo que no recibe radiación directa.

Esta placa puede ser de distintos materiales, dependiendo del tipo de reflexión que se desee tener: especular o difusa.

Para este estudio se preparó una superficie formada por un espejo comercial con la cara pulida con grano grueso buscando tener una reflexión alta pero con componente difusa, que además mantuviera las propiedades reflectivas constantes, lo cual es difícil de lograr con las pinturas blancas.

En un espectrofotómetro (SHIMADZUUV 365) se calculó la reflectancia difusa hemisférica de la placa encontrándose el valor de 0.7.

### 3.4 FLUIDOS DE TRABAJO

Agua desmineralizada y aceite térmico fueron los fluidos de trabajo que se utilizaron en las pruebas experimentales del TEPI.

No es objetivo del presente estudio profundizar en la selección del fluido óptimo para su uso en un TEPI, por lo que solo se señalarán los aspectos considerados importantes.

Las principales ventajas del agua son; su fácil disposición, su precio, sus idóneas propiedades como fluido térmico para la transferencia de calor (alto  $C_p$ , baja viscosidad y estabilidad química), sin embargo su uso presenta algunas desventajas entre las que destaca su gran capacidad de diluir metales (la película depositada es un compuesto metálico) lo que origina un ataque de adelgazamiento permanente a la película si esta se encuentra en contacto directo, la otra desventaja es el punto de ebullición del agua dado que en tubos evacuados fácilmente se sobrepasa los  $100^{\circ}\text{C}$  se requiere de presurizar el sistema para evitar la evaporación del fluido.

Tratando de evitar las desventajas que presenta el agua se decidió también utilizar un aceite térmico (Mobiltherm Light 603, información general en el apéndice [aceite]), con el cual se minimiza el problema de ataque a la película, y se puede trabajar hasta  $300^{\circ}\text{C}$ , según su fabricante este aceite tiene buena estabilidad química en un amplio rango de temperaturas, sus

principales desventajas comparado con el agua son; su precio más elevado, tiene una viscosidad mucho más alta y su  $C_p$  es menor que el del agua, lo que aumenta los requerimientos de bombeo.

Para el uso de la simulación matemática del TEPI se ajustaron a funciones polinomiales las principales propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo, ver apéndice [propiedades]. En la tabla 3.2 se encuentran algunos valores típicos de estas propiedades.

<b>VIDRIO</b>	
Conductividad Térmica ( W/mK )	$k_v = 1.2552$
Absortividad en el visible	$\alpha_v = .05$
Transmitancia visible	$\tau_v = .9$
Emitancia en infrarrojo	$\epsilon_i = .8413$
<b>FLUIDO (aceite a 50°C )</b>	
Conductividad Térmica ( W/mK )	$K_a = 0.1311$
Calor específico ( J/kgK )	$C_p = 1995.83$
Densidad ( kg/ m <sup>3</sup> )	$\rho_e = 837.34$
Viscosidad ( kg/m seg )	$VI = 1.21E-02$
<b>FLUIDO (agua)</b>	
Conductividad Térmica ( W/mK )	$K_a = .614124$
Calor específico ( J/kgK )	$C_p = 4186.8$
Densidad ( kg/ m <sup>3</sup> )	$\rho_e = 997.424$
Viscosidad ( kg/m seg )	$VI = 8.54E-04$
<b>AIRE</b>	
Densidad ( kg/ m <sup>3</sup> )	$\rho_a = 1.158$
Viscosidad ( kg/m s )	$\mu_{ai} = 1.87E-06$
Conductividad térmica ( W/m K )	$K_{ai} = .0266$
<b>PELICULA RECEPTORA</b>	
Absortividad de rad. solar	$\alpha_p = .85$
Reflectividad	$\rho_p = .15$
<b>CONSTANTES GEOMETRICAS:</b>	
Longitud en dirección x ( m )	$L_x = 1.15$
Radio de cubierta ( m )	$r_1 = .02$
Radio de tubo interior ( m )	$r_2 = .015$
Espesor de los tubos ( m )	$es = .0016$

Tabla 3.2- Valores típicos de los parámetros usados para la simulación. Para mayor detalle de el cálculo de estos valores ver apéndices correspondientes.

### 3.5 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

En el modelo del TEPI (capítulo 2) se utilizan tres coeficientes convectivos de transferencia de calor;  $h_a$ ,  $h_b$ , y  $h_c$ , que

corresponden a los coeficientes con el medio ambiente, en el espacio anular, y entre la película receptora y el fluido, respectivamente. Para el cálculo se usaron las siguientes correlaciones:

1.- Coeficiente convectivo entre la cubierta de vidrio y el medio ambiente ( $h_a$ ), es función de la velocidad del viento en contacto con el vidrio [SANDIA], donde se presentan dos casos:

a) Para velocidades de viento cercanas a cero, esto es convección natural,  $NRe = 0$ .

$$h_a = 0.314 \left( \frac{T_2 - T_a}{2 r_2} \right)^{0.27} \quad (3.1)$$

b) Para valores de  $NRe$  entre 0 y  $2.5 \times 10^5$ , convección forzada laminar se tiene:

$$h_a = \frac{k}{2 r_2} C NRe^m \quad (3.2)$$

donde  $C$  y  $m$  están dadas por la siguiente tabla:

$NRe$	$C$	$m$
1-4	0.891	0.330
4-40	0.821	0.385
40-4000	0.615	0.466
4000-40,000	0.174	0.618
40,000-250,000	0.0239	0.805

2.- Coeficiente convectivo en el espacio anular (hb), puede ser calculado dependiendo de la presión del gas contenido en el espacio anular. Se puede decir que existen tres rangos de presión donde para cada rango un mecanismo de transferencia de calor es dominante. Para presiones alrededor de la atmosférica domina la convección natural; cuando la presión es menor de 0.01 atmósferas la transferencia se lleva a cabo por conducción, y para presiones menores de  $10^{-7}$  atm la conducción es prácticamente eliminada por lo que la transferencia de calor es solamente radiativa.

a) Cuando la presión es de una atmósfera o mayor el valor de hb depende esencialmente del NRa (número de Raleigh), y la transferencia de calor es por convección natural, Bhowmik y Mullick [1] desarrollan expresiones semiempíricas para este caso. En las referencias [2,3] se encuentra mayor información al respecto.

b) Cuando se evacua el gas contenido en el espacio anular y la presión se encuentra entre 0.01 y 1 atm el número de Nusselt puede calcularse con la siguiente expresión [4] :

$$k = 0.002528 \frac{T_m^{3/2}}{(T_m + 200)} \left( \frac{W}{m \text{ } ^\circ K} \right) \quad (3.3)$$

donde  $T_m$  está en  $^{\circ}\text{K}$  y el  $\text{Nu} = \frac{h L}{k}$

$L?$

A bajas presiones, cuando la distancia entre la cubierta del colector y el absorbedor es menor que el camino libre medio de las moléculas de gas contenido, la conducción térmica a través del gas es proporcional a la presión del gas y a la diferencia de temperaturas entre el absorbedor y la cubierta. La fórmula general para la conducción de calor entre cilindros concéntricos está dada por [6]:

$$Q_c = \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1} \sqrt{\frac{R}{8 \pi M T_o}} \left( \frac{P (T_1 - T_2)}{X} \right) \quad (3.4)$$

donde

$$X = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_1}{r_2} \left( \frac{1}{\alpha_2} - 1 \right)$$

$\gamma$  es  $C_p/C_v$  del gas,  $M$  es el peso molecular del gas,  $R=8.32\text{J/mol}^{\circ}\text{K}$ ,  $P$  es la presión del gas a la temperatura  $T_o$  y  $\alpha_1, \alpha_2$  son los coeficientes de acomodación,  $T_1, T_2$  son las temperaturas y  $r_1, r_2$  son los radios interno y externo respectivamente.

Los coeficientes de acomodación están definidos como [5]:

$$\alpha = \frac{E(\text{reflejada}) - E(\text{incidente})}{E(\text{de pared}) - E(\text{incidente})}$$

donde  $E(\text{incidente})$  es la energía total de la molécula incidente,

$E(\text{reflejada})$  es la energía total de la molécula reflejada,  $E(\text{de-pared})$  es la energía total de la molécula en equilibrio térmico con la pared.

Los coeficientes de acomodación dependen del tipo de la relación superficie-gas un trabajo interesante para distintos gases en tubos evacuados se encuentra en [6].

Para fines prácticos usando el aire como gas la expresiones anteriores pueden verse reducidas al siguiente desarrollo [7]:

La dependencia de la conductividad térmica con la presión está controlada por el número de Knudsen, definido como:

$$Kn = \frac{\Lambda}{L} \quad (3.5)$$

donde  $\Lambda$  es el camino libre medio de la molécula, y  $L$  la distancia de transferencia de calor. Para el aire se puede usar con razonable precisión:

$$\Lambda = \Lambda_0 \left( \frac{T_m}{T_0} \right) \left( \frac{P_0}{P} \right) \quad (3.6)$$

donde  $\Lambda_0 = 6.38 \times 10^{-8} \text{ m}$ ,  $T_0 = 288^\circ \text{ K}$  y  $P_0 = 1 \text{ atm}$ .

Basandose en un coeficiente de acomodación de 0.95 y para valores



de  $0.01 \leq Kn \leq 0.1$  se usa:

$$k = \frac{k_o}{1 + 3.68 Kn} \quad (3.7)$$

siendo  $k_o$  el valor de  $k$  a la presión atmosférica.

Para  $0.1 < Kn < 10$  la relación usada es [Kreith]:

$$h = \frac{k_o}{(L + 2 \Lambda)} \quad (3.8)$$

3.- La obtención del coeficiente de transferencia de calor entre la película y el fluido de trabajo dentro del tubo se analiza en el apéndice (tdc) de este trabajo, si el flujo es laminar la ecuación usada es:

$$Nu = 4.364 \quad (3.9)$$

Si el flujo es turbulento forzado la relación usada es [sandia]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.10)$$

## CAPITULO 4

### ESTUDIO DE LA RADIACION INCIDENTE EN LA PELICULA.

Un dato de gran importancia para la modelación matemática del TEPI es la cantidad de radiación que incide sobre la cubierta cilíndrica del colector. Calcular o medir esta cantidad de energía con precisión resulta, como se verá, un tanto difícil.

#### 4.1 INTRODUCCION.

La geometría cilíndrica de los tubos evacuados, presenta una complejidad especial para este cálculo, ya que dicha geometría permite la existencia de una distribución angular no-homogénea de la radiación solar que llega al tubo. En la figura 4.1 se muestra la geometría estudiada en el presente trabajo, y donde se puede observar las principales componentes de la radiación incidente.

El cálculo del calor que recibe un tubo evacuado ha sido estudiado de diversas formas; analíticamente [1,2,3,4], usando la técnica de trazado de rayos (ray-tracing) [5,6,9], ó calorimétricamente [7,8]. La forma analítica consiste en evaluar la cantidad de radiación recibida en base al desarrollo de relaciones geométricas entre los distintos componentes del colector, y que resulta en una expresión matemática de dicha cantidad, lo que facilita su uso en

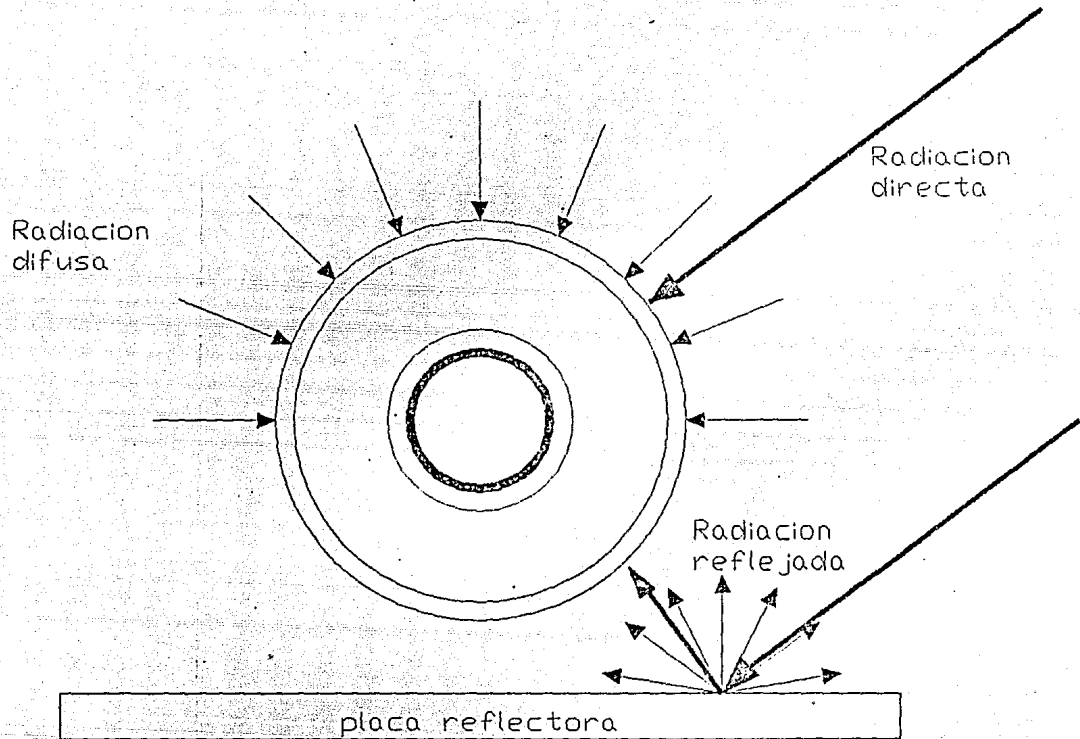


Figura 4.1 Componentes de la radiacion incidente

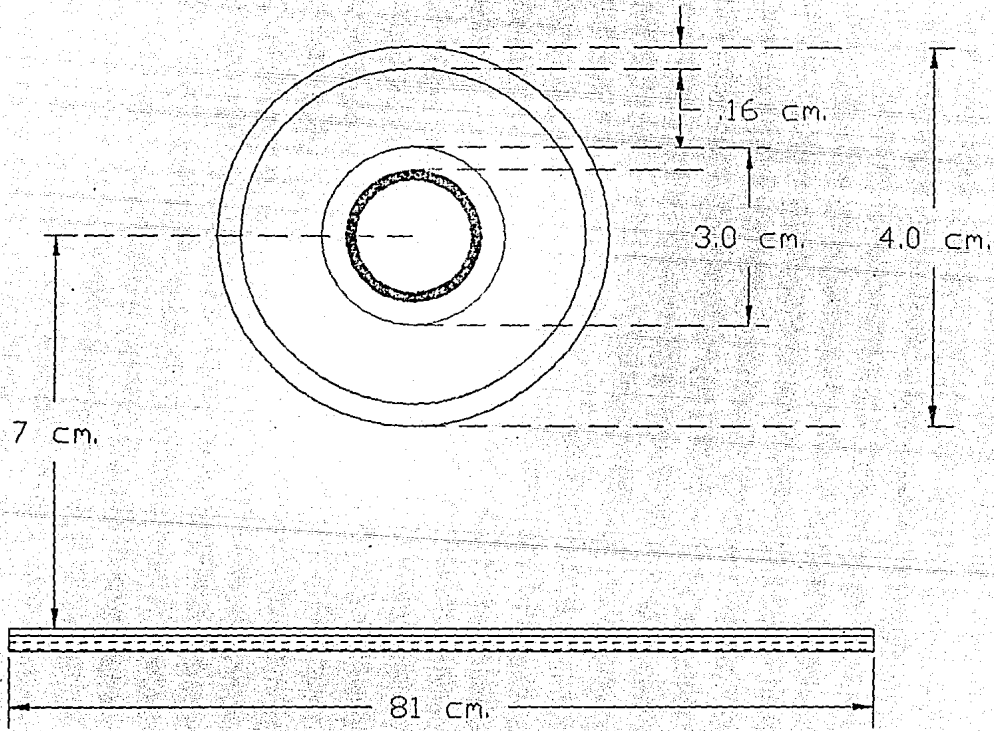
la modelación del TEPI. La técnica de trazado de rayos es un método numérico que trata de simular el comportamiento de los rayos solares al incidir en la geometría estudiada, el resultado de un desarrollo de esta naturaleza es un número, lo que dificulta su utilización en la modelación del TEPI. Por último, el método calorimétrico consiste en la medición experimental del calor que se recibe en una muestra bien estandarizada, con todas las propiedades termodinámicas y ópticas del colector conocidas, resulta por demás decir que no puede ser utilizado en la modelación matemática del TEPI.

Cabe señalar que los autores S.P. Chow y G.L. Harding del School of Physics (University of Sydney, Australia), han reportado en sus estudios sobre tubos evacuados una buena concordancia entre la técnica de trazado de rayos y el método experimental calorimétrico, ambos recursos aparecen frecuentemente en sus artículos [10,11,12,13].

La forma como se decidió atacar el problema de calcular la cantidad de radiación recibida por el TEPI en este trabajo fué:

- 1.-Conocer experimentalmente como era la distribución angular de la radiación sobre la película. Esto obligó la construcción de un dispositivo especial que pudiera medir radiación en forma angular, debido a que no existe en el mercado un sensor especial con tal

Figura 4.2 Geometria estudiada



función.

2.-Posteriormente se hicieron mediciones de la radiación en distintos ángulos dentro del tubo se efectuó una integración para calcular la cantidad total de energía recibida por unidad de área.

3.-Por último, en base a los resultados obtenidos con este dispositivo y al análisis geométrico del sistema, se propone un modelo matemático que predice la cantidad global de radiación que incide en el tubo evacuado, en función de las lecturas comunes hechas con piranómetros (global y difusa), lo que evita tener que estar repitiendo las mediciones angulares.

#### 4.2 DISTRIBUCION DE LA RADIACION SOBRE EL TUBO.

Para el cálculo de la cantidad de radiación que incide sobre un elemento de área de la geometría que se muestra en la figura 4.2, se construyó un dispositivo original al cual por simplicidad se le llamó DEMAR (Dispositivo Experimental para la Medición Angular de la Radiación), el cual utiliza como elemento sensor una fotodiodo, ver detalles en el apéndice [E], con dicho instrumento se pudo evaluar la cantidad de radiación incidente en el interior del segundo tubo del TEPI.

La distribución de la radiación sobre el tubo varía con la posición del sol a lo largo del día, por lo que se hicieron

mediciones a distintas horas.

La gráfica en coordenadas cartecianas de la figura 4.3 , muestra la distribución medida a medio día (12:00 hrs. TSV), donde  $0^\circ$  significa el Zenit, que coincide con la posición del sol a esa hora. Window [14] reporta una distribución de radiación semejante a la de la fig 4.3 calculada en base de un estudio de "trazado de rayos" (ray-trace) para la misma geometria y para el mismo ángulo de incidencia. No se encontro reportado un estudio experimental sobre la distribución de la radiación. En la figura 4.4 se muestra una gráfica polar de esta distribución, donde el círculo del centro representa el tubo receptor. En el apendice [E] aparece un conjunto de gráficas polares que exhiben el registro horario para un día de la distribución de la radiación medido con el DEMAR.

Según estimaciones hechas con el DEMAR aproximadamente el 60 % de la radiación incidente en el tubo [E], proviene del hemisferio superior (primeros  $180^\circ$ ) del TEPI y un 40 % del hemisferio que "ve" a la placa reflectora.

#### 4.3 PROPUESTA ANALITICA.

La cantidad de radiación incidente (  $q_i$  ) en el tubo tiene tres componetes principales:

DISTRIBUCION DE LA RADIACION INCIDENTE  
EN EL TUBO EVACUADO A LAS 12:00 HRS.

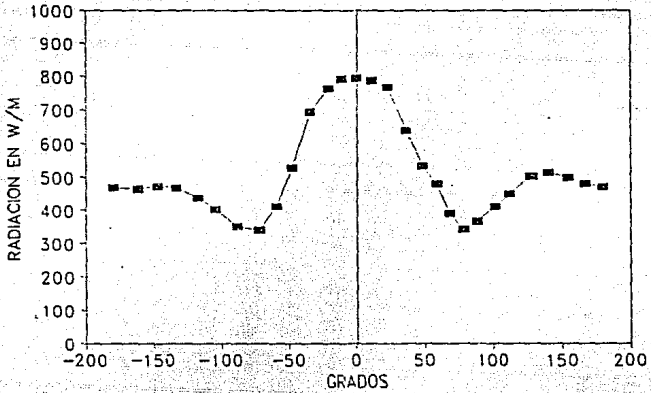


Figura 4.3 Distribución de la radiación en coordenadas cartesianas

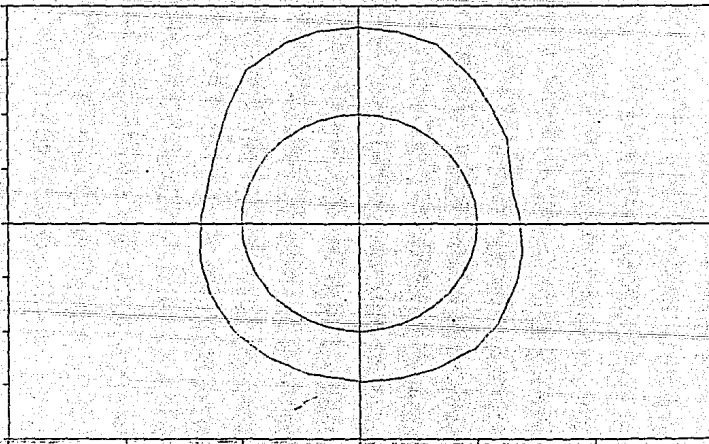


Figura 4.4 - Distribución de la radiación a las 12:00 hrs. en coordenadas polares.



$$q_1 \times A_1 = R_t = R_b + R_d + R_r \quad (4.1)$$

siendo  $A_1$  el área exterior de la cubierta de TEPI, y  $R_t$  la radiación total recibida. Cuando el colector tiene una inclinación con respecto a la horizontal igual a la declinación solar para ese día se cumple que:

a) El calor que recibe por radiación directa ( $R_b$ ), es igual al producto de la radiación directa del sol ( $I_b$ ) por el área proyectada del tubo ( $A_p = \text{Diámetro} \times \text{longitud}$ ).

$$R_b = I_b \times A_p \quad (4.2)$$

b) Calor que recibe por radiación difusa ( $R_d$ ), es igual al producto de la radiación difusa ( $I_d$ ) por el factor de forma entre el tubo y el cielo ( $F_{3-1}$ ) por una área hipotética del cielo ( $A_3$ ) ver apéndice [F].

$$R_d = I_d \times F_{3-1} \times A_3 \quad (4.3)$$

c) La cantidad de calor que se recibe por reflexión de la placa inferior ( $R_r$ ) está dada por la radiación global ( $I_g$ ) recibida por la placa reflectora por la reflectividad hemisférica ( $\rho_h$ ) (ver capítulo 3), multiplicados por el factor de forma ( $F_{2-1}$ ) (ver apéndice [F]) y por el área de la placa reflectora  $A_2$ .

$$R_r = I_g \times \rho_h \times F_{2-1} \times A_2 \quad (4.4)$$

finalmente el flujo de radiación solar sobre la cubierta tomado de la ecuación (4.1) es:

$$q_1 = \frac{R_t}{A_2} \quad (4.5)$$

De esta manera se calcula la radiación incidente sobre la cubierta del TEPI usada en el modelo matemático.

## CAPITULO 5

### METODOLOGIA Y EQUIPO EXPERIMENTAL.

En este capítulo se muestra la metodología que se siguió para el desarrollo de los experimentos así como el arreglo del equipo experimental utilizado para validar el modelo matemático propuesto en el capítulo 2.

### 5.1 METODOLOGIA EXPERIMENTAL.

En base a las características del modelo matemático desarrollado se hizo el diseño de experimentos que generara suficiente información para probar su validez.

Una restricción del diseño experimental fue la de efectuar las pruebas en condiciones naturales de operación del colector, esto es, en exteriores. Bajo esta condición, variables tales como la radiación solar, la temperatura del medio ambiente, y la velocidad del viento, se encuentran libres de control. Por lo que las únicas variables susceptibles de ser controladas son: la temperatura de entrada y el flujo másico del fluido de trabajo.

Por otra parte, no fue objeto de estudio para el presente trabajo la influencia del coeficiente de transferencia de calor en el espacio anular ( $h_b$ ), el cual depende de la presión del aire en ese

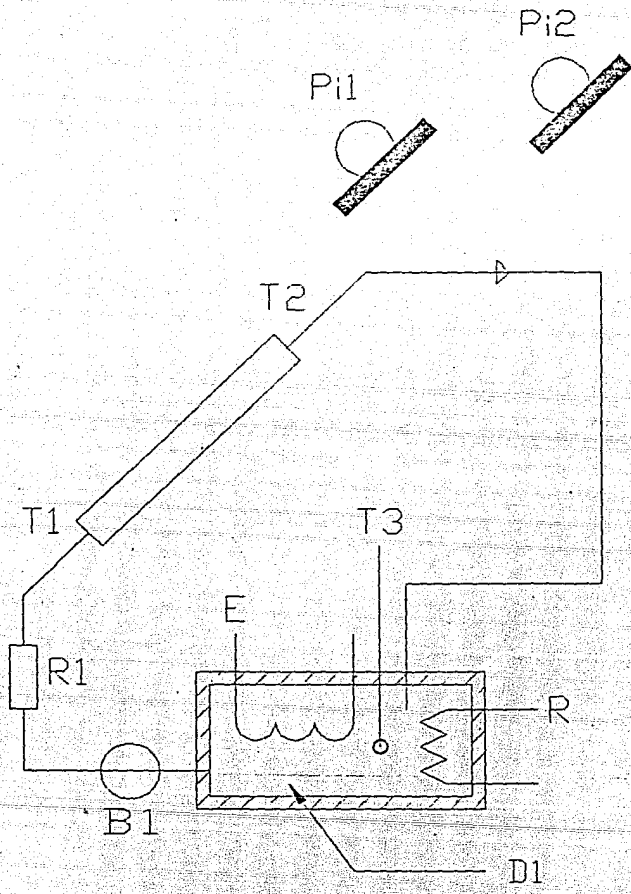


Figura 5.1 Esquema del equipo experimental de prueba.

lugar como se discutió en el capítulo 3, por lo que se trató de lograr disminuir al mínimo posible su valor y mantenerlo constante (ver construcción del tubo evacuado en este mismo capítulo).

En base a las anteriores consideraciones las corridas experimentales fueron de la siguiente forma:

- 1.- Variando la temperatura del fluido de entrada al colector.
- 2.- Variando el flujo másico.

Las corridas se repitieron para los fluidos de trabajo aceite con la película de Bismuto y para agua con la película de Plomo (ver detalles en Capítulo 3).

## 5.2 SET EXPERIMENTAL.

El arreglo experimental consistió en el tubo evacuado colocado sobre una mesa de pruebas, la cual puede inclinarse al ángulo deseado para igualar al de la declinación solar.

En la figura 5.1 se ilustran los principales elementos del equipo experimental, donde al TE se le alimenta el fluido de trabajo impulsado por la bomba (B1), el flujo es medido por el rotámetro (R1), a la entrada y salida del colector se encuentran termopares monitoriando las temperaturas (T1,T2), el fluido de salida del TE se lleva hasta el depósito (D1).

El depósito tiene la finalidad de controlar la temperatura de entrada al colector, en dicho recipiente se cuenta con calentamiento dado por una resistencia eléctrica y con enfriamiento al hacer circular agua por un serpentín de cobre sumergido en el fluido, también se cuenta con un agitador magnético para mantener mezclado el fluido tratando de homogenizar la temperatura global, la cual es medida con el termopar (T3). El recipiente que sirvió como depósito fue aislado térmicamente para evitar sufrir variaciones de la temperatura debidas a pérdidas de calor al medio ambiente.

Los piranómetros P1 y P2 median la radiación global y difusa respectivamente, y fueron colocados con un ángulo de inclinación igual al del colector.

Todas las variables fueron censadas cada minuto con un adquirente de datos automático conectado a una computadora que almacenaba la información.

### 5.3 LISTA DEL EQUIPO UTILIZADO.

+ Sensores de temperatura tipo cobre-constantano

+ Piranómetros marca EPPLEY

a) Piranómetro de radiación difusa ( CMS-731900 )

b) Piranómetro de radiación global ( CM5-731947 )

- + Adquisidor automático de datos marca HEWLETT-PACKARD 3421A.
- + Computadora marca HEWLETT-PACKARD 150 SERIE 100.
- + Bomba de manguera marca COLE-PARMER
- + Calentador eléctrico de 2000 W con agitador magnético.

5.4 CONSTRUCCION DEL TUBO EVACUADO (TE).

Para la construcción del TE se efectuó el procedimiento que se describe a continuación:

- 1.- *Limpieza de los tubos de vidrio*, esto tiene la finalidad eliminar impurezas que podrían afectar tanto la soldadura de los tubos como el vacío al que estarán sometidos.
- 2.- *Unión de los tubos*, en un torno para vidrio y con un soplete de acetileno y oxígeno se hicieron las uniones en los extremos de los tubos, para soldar no se utilizó ningún material de aporte. Dos tubos pequeños se soldaron en los extremos del TE, con la finalidad de por uno de ellos efectuar el vacío y por el otro hacer mediciones de la presión en el espacio anular.
- 3.- *Limpieza del espacio anular*, una vez terminada la construcción

mecánica del tubo se volvió a efectuar la limpieza del espacio anular con solventes fuertes tanto orgánicos e inorgánicos para eliminar posibles impurezas que el manejo puede dejar.

4.- *Evacuación*, la evacuación del aire del espacio anular se llevó a cabo en varias etapas; la primera consistió en hacer un vacío primario con bomba mecánica, posteriormente con una bomba de difusión, al mismo tiempo el tubo es calentando en un horno construido especialmente para el caso, lográndose vacíos en el espacio anular de  $10^{-4}$  Pa a temperaturas de  $350^{\circ}\text{C}$ , la última etapa consiste en sellar el tubo fundiendo los tubos pequeños colocados en los extremos del TE, dejándose enfriar el tubo lentamente.

5.- *Depósito química de la película receptora*, la película receptora de radiación solar se depositó químicamente siguiendo el procedimiento reportado en [Nair].



## RESULTADOS EXPERIMENTALES Y TEORICOS.

En este capitulo se muestran los resultados obtenidos de los experimentos, así como la forma de selección de los mismos para su uso en el modelo matemático. También los resultados obtenidos con el modelo son presentados, y finalmente, la comparación entre ambos.

### 6.1 CORRIDAS EXPERIMENTALES.

Dado el arreglo experimental del equipo de pruebas descrito en el capitulo 5, se monitorearon las variables cada minuto con el adquirente de datos automático, generándose un conjunto de datos diarios que muestran el comportamiento térmico del tubo evacuado bajo distintas condiciones ambientales (radiación solar, temperatura ambiente, velocidad de viento), para distintos fluidos (aceite y agua) y para distintas razones de flujos.

Los resultados se muestran en forma gráfica en las figuras 6.1-6.8 para los días correspondientes indicados en cada gráfica. Donde  $I_g$  representa la radiación solar global en el plano de la placa reflectora,  $I_d$  la radiación difusa para el mismo plano,  $I_b$  la radiación directa,  $T_e$  y  $T_s$  la temperatura de salida del colector respectivamente.

Para los días: octubre 31, noviembre 1, noviembre 2, noviembre 3, noviembre 6, que corresponden a las figuras 6.1-6.5 las corridas fueron hechas con aceite, y con agua la de los días diciembre 9, diciembre 10, y diciembre 11.

En la tabla 6.1 se describen los tipos de corrida para cada día, siendo estos de tres formas; a) variación del flujo de alimentación, b) variación de la temperatura de alimentación, c) flujo constante durante toda la corrida.

## 6.2 COMPARACION DE LOS RESULTADOS.

Con la finalidad de validar el modelo matemático propuesto se efectuó una selección de entre todos los datos obtenidos en las corridas experimentales, escogiendo periodos que cumpliesen con los siguientes criterios:

1.-Que no se registran variaciones significativas de ninguno de los parámetros medidos. Esto debido al carácter de estado estable del modelo.

2.- Que el periodo seleccionado fuera mayor de xx minutos que es un valor promedio de respuesta del sistema (Apéndice Tiempo).

Los valores de cada uno de los parámetros, de los rangos seleccionados por cumplir con los anteriores criterios, fueron

promediados, de donde se obtuvieron 14 "puntos" para el aceite y 12 "puntos" para el agua. En la figura 6.9 se muestra gráficamente los periodos seleccionados de una corrida.

Una vez calculados los valores promedios de cada parámetro se alimenta el modelo con estos datos y se resuelve numéricamente de la forma descrita en el capítulo 2 obteniéndose la distribución de la temperatura en función de la longitud  $x$ . Dado que en el experimento solo se midió la temperatura a la salida del tubo el modelo solo puede ser validado con la temperatura al final de la longitud total del tubo ( $T_s$ ).

En las tablas 6.2 y 6.3 para aceite y agua respectivamente, se muestran los datos experimentales seleccionados, así como los resultados calculados con el modelo matemático. En las mismas tablas se tabulan las eficiencias y los errores para cada caso bajo las siguientes consideraciones:

a).-Para la eficiencia se usó la ecuación 6.1

$$\eta = \frac{Q_u}{q_1 \times A_4} \quad (6.1)$$

donde  $\eta$  es la eficiencia,  $Q_u$  el calor útil recibido por el fluido y  $A_4$  el área del tubo interior del colector. Esta definición se adoptó dado que no existe una regla generalizada en la forma de

calcular la eficiencia térmica en colectores tubulares [1,2]. A diferencia de los colectores planos para los cuales existe la norma de calcular la eficiencia dividiendo el calor útil entre la cantidad de radiación incidente en el colector (ecuación 6.2)[3],

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g \times A_c} \quad (6.2)$$

los colectores tubulares presentan la problemática de no ofrecer la misma área de recepción de radiación durante todo el día, agregando que la radiación incidente en la superficie cilíndrica es distinta de la radiación solar recibida por una superficie plana ( $I_g \times A_c$ ), como lo es para un colector plano.

b).-Los errores porcentuales fueron calculados de dos formas distintas:

$$\text{Error (T)} = \frac{(T_{se} - T_{sc})}{T_{se}} \times 100 \quad (6.3)$$

$$\text{Error (E)} = (\eta_e - \eta_c) \times 100 \quad (6.4)$$

siendo la ecuación 6.3 usada para calcular el error para la diferencia de temperaturas entre la experimental ( $T_{se}$ ) y la calculada ( $T_{sc}$ ), las temperaturas en grados centígrados y la 6.4 para el error de las eficiencias, siendo  $\eta_e$  la eficiencia experimental y  $\eta_c$  la eficiencia calculada.

En la figura 6.10 se presenta la gráfica de los 14 puntos del aceite y la figura 6.11 para el agua, para ambas figuras las barras verticales significan el rango de las temperaturas experimentales dado por el margen de error de medición de los termopares, el cual es de  $\pm 0.5$  °C [omega], y las barras horizontales los valores de las temperaturas calculadas.

Figura	Día	Fluido	Tipo de corrida
6.1	Oct. 31	aceite	variacion del flujo de alimentacion
6.2	Nov. 1	aceite	variacion de la temperatura de alimentacion
6.3	Nov. 2	aceite	flujo constante durante toda la corrida
6.4	Nov. 3	aceite	variacion de la temperatura de alimentacion
6.5	Nov. 6	aceite	flujo constante durante toda la corrida
6.6	Dic. 9	agua	flujo constante durante toda la corrida
6.7	Dic. 10	agua	variacion del flujo de alimentacion
6.8	Dic. 11	agua	variacion de la temperatura de alimentacion

Tabla 6.1 Descripción de las corridas experimentales.

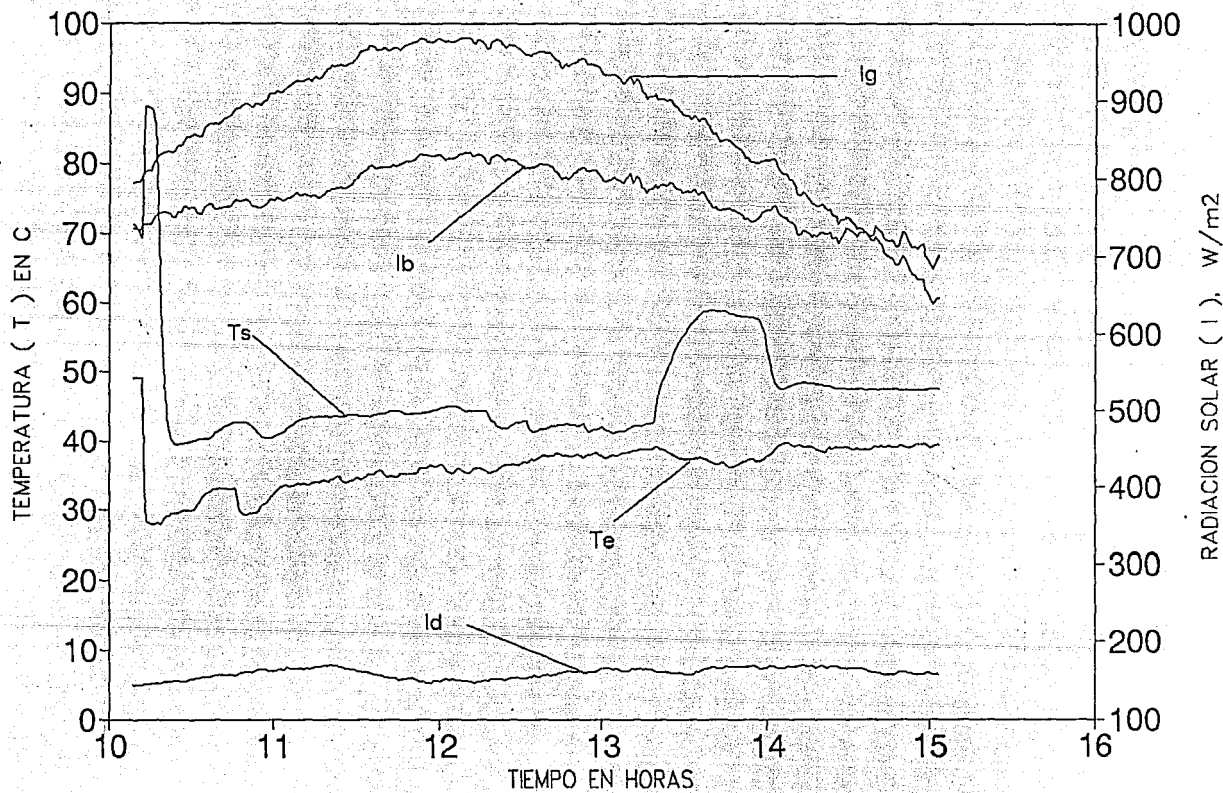


Figura 6.1 Grafica del día 31 de Octubre.

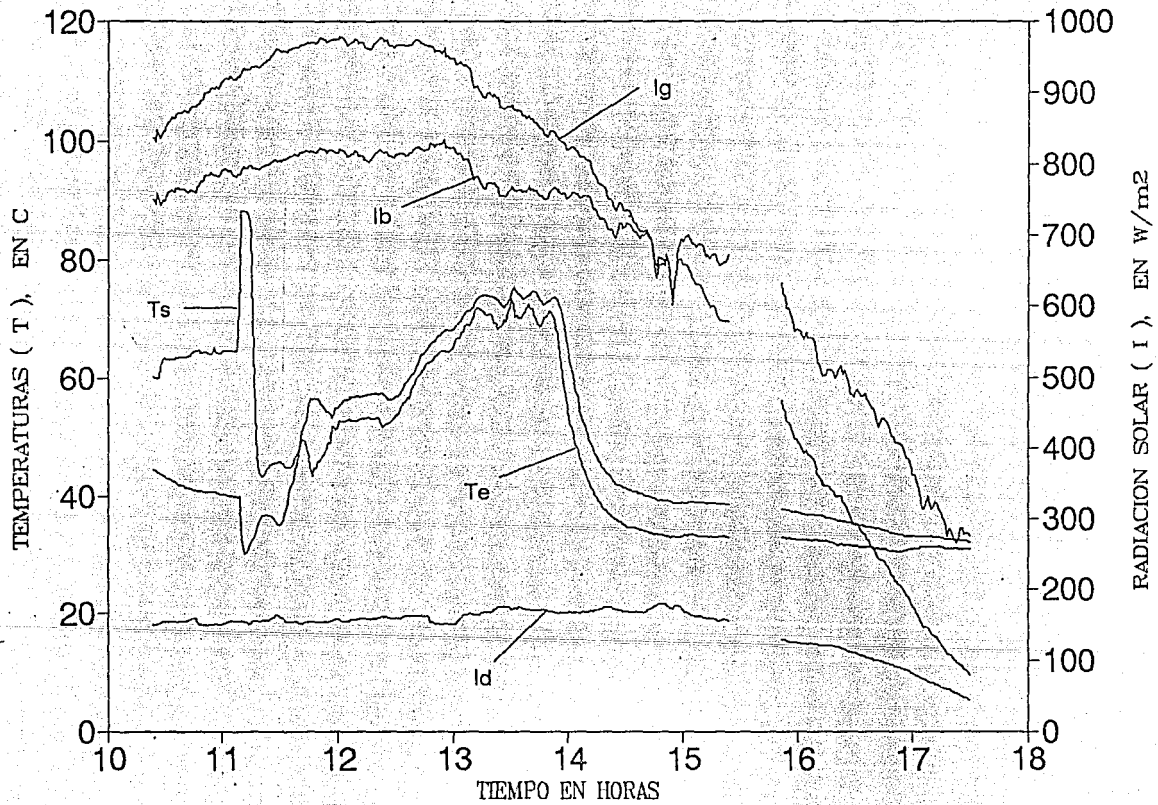


Figura 6.2 Grafica del dia 1 de Noviembre



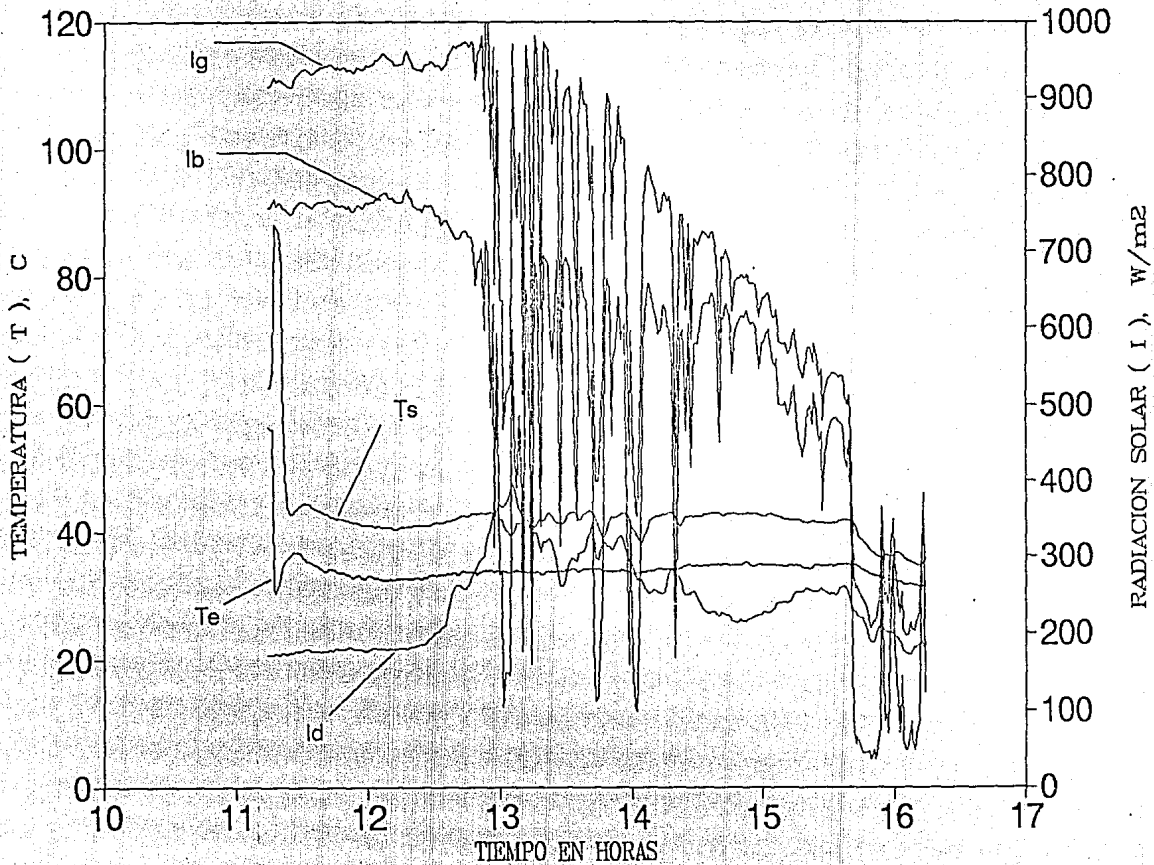


Figura 0.3 Gráfica del 0.02 de No. 1. Imb. 3

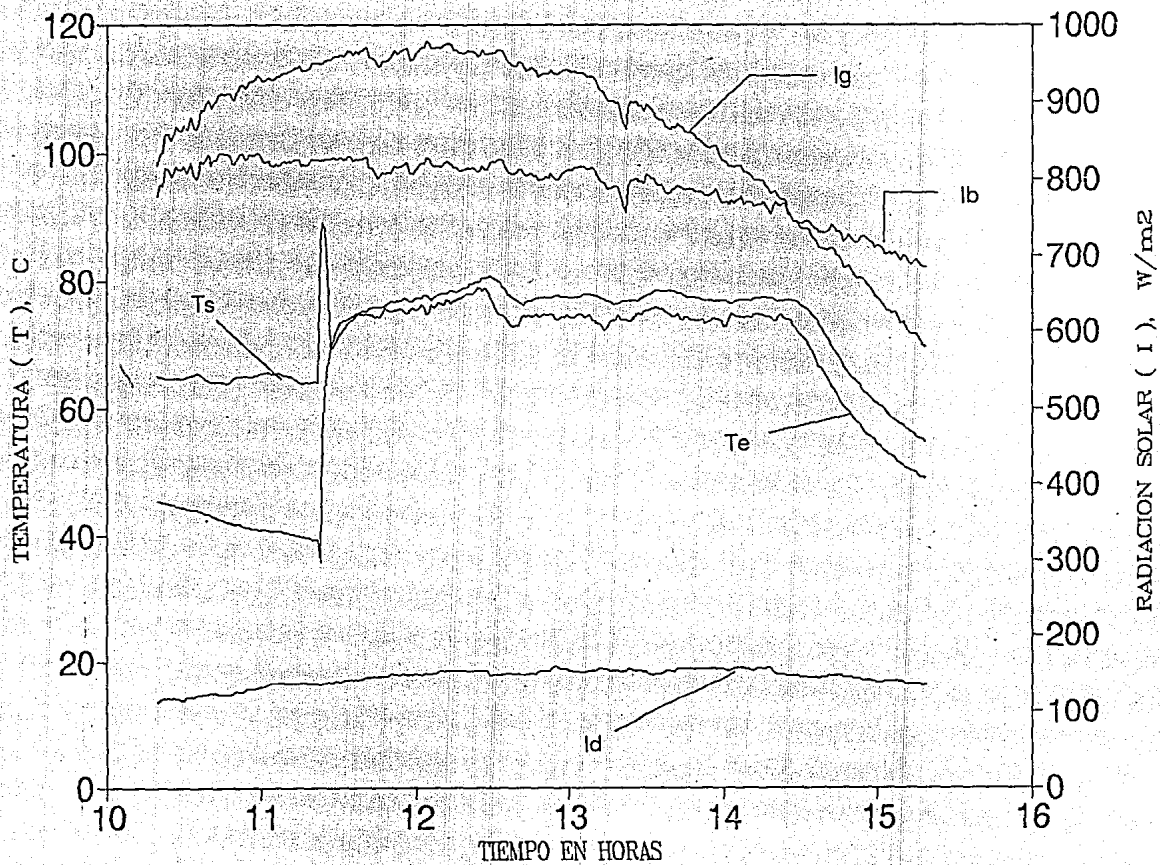


Figura 6.4 Grafica del dia 3 de Noviembre

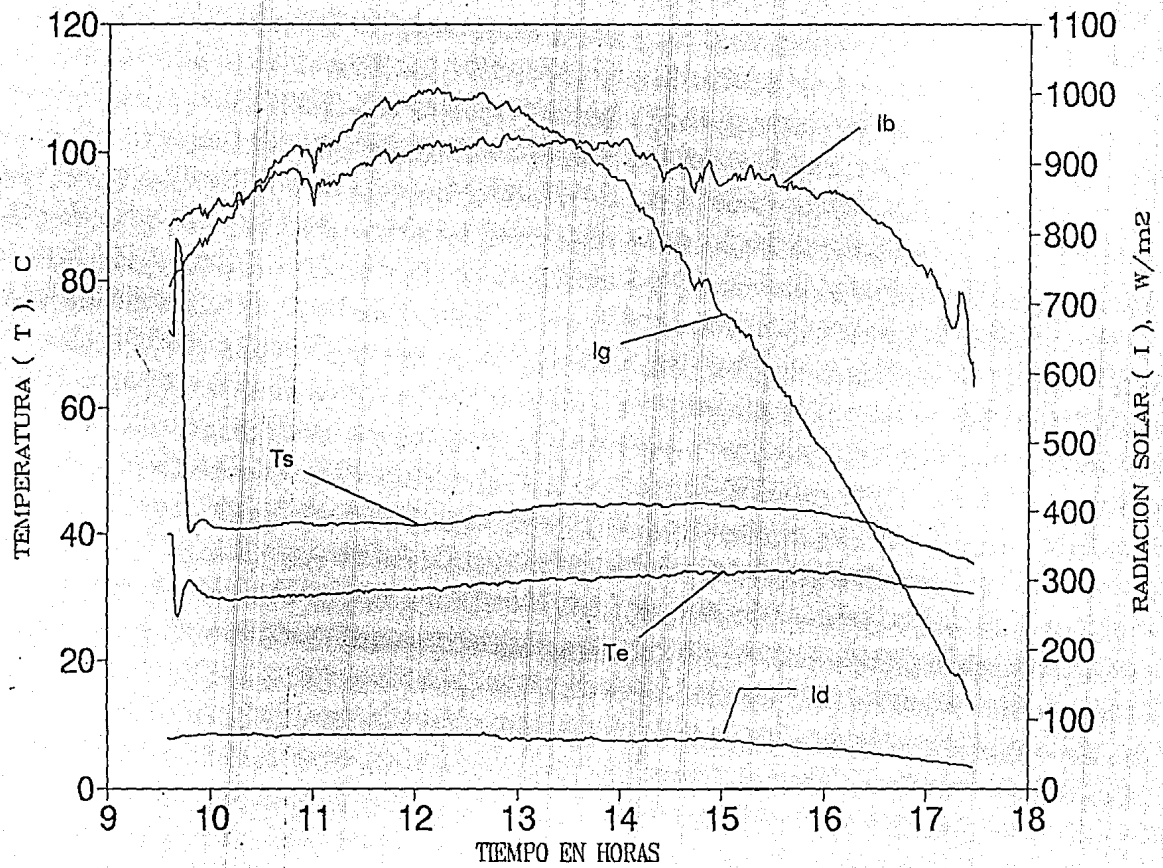


Figura 6.5 Grafica del dia 6 de Noviembre.

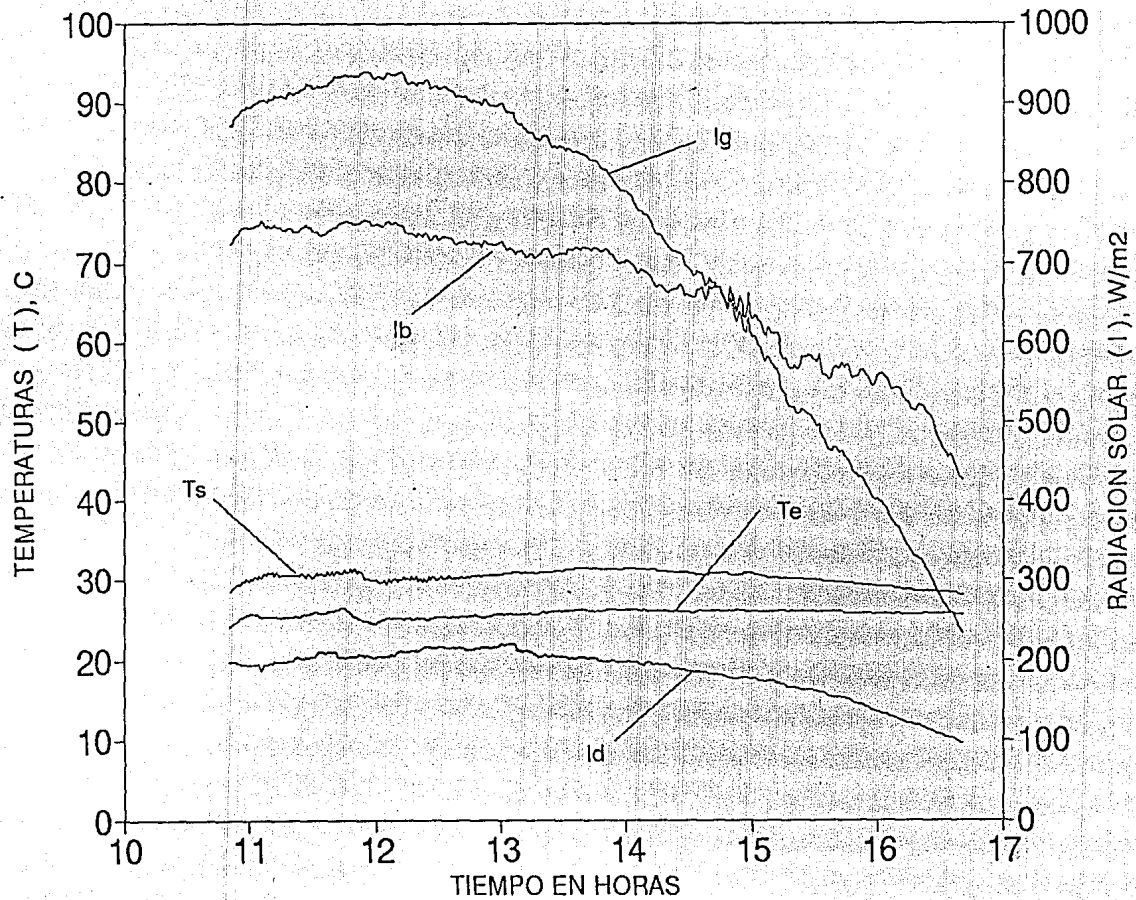


Figura 6.6 Grafica del dia 9 de Diciembre.

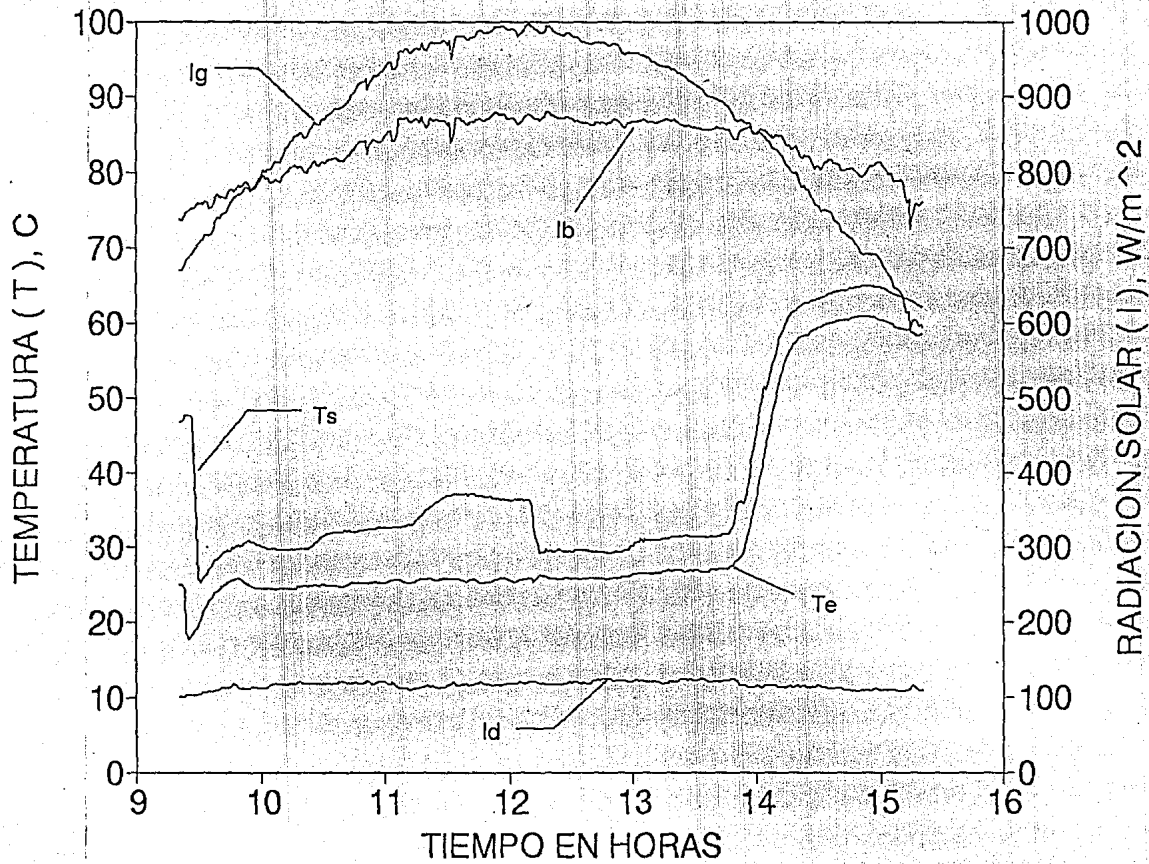


Figura 6.7 Grafica del día 10 de Diciembre.

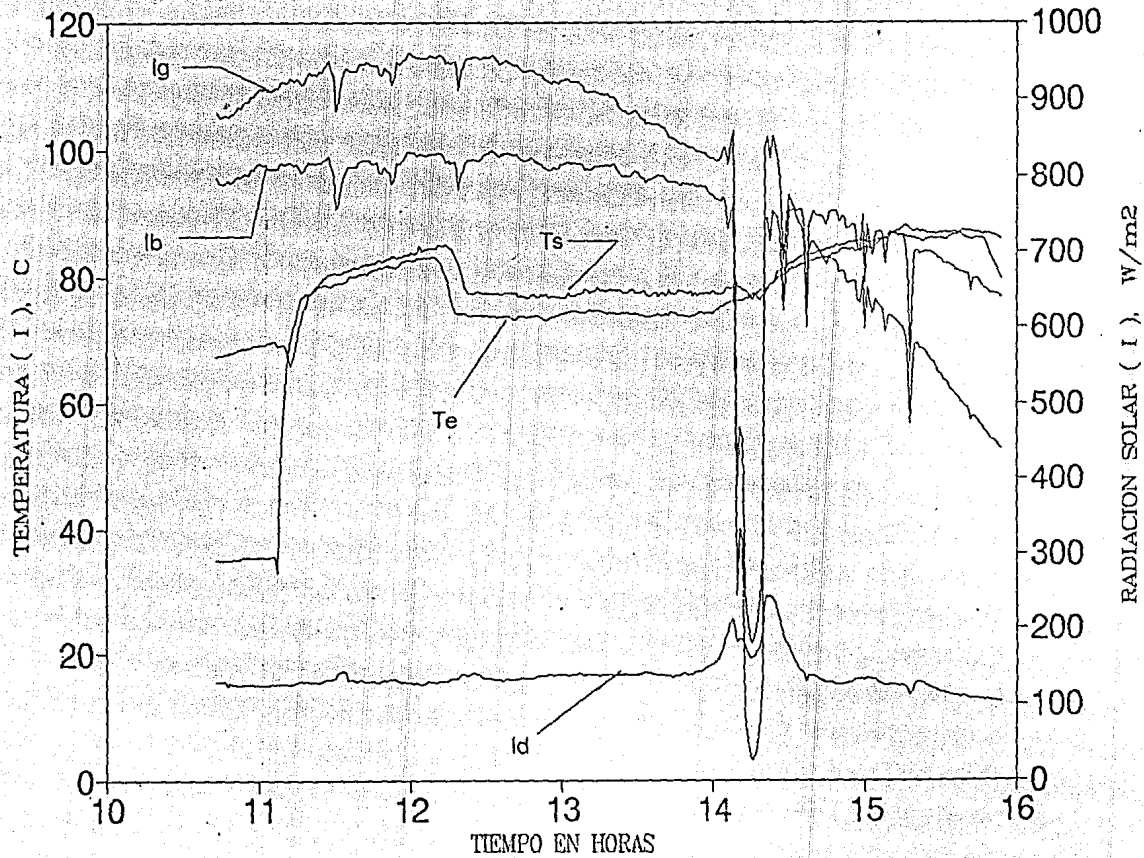


Figura 6.8 Grafica del día 11 de Diciembre.

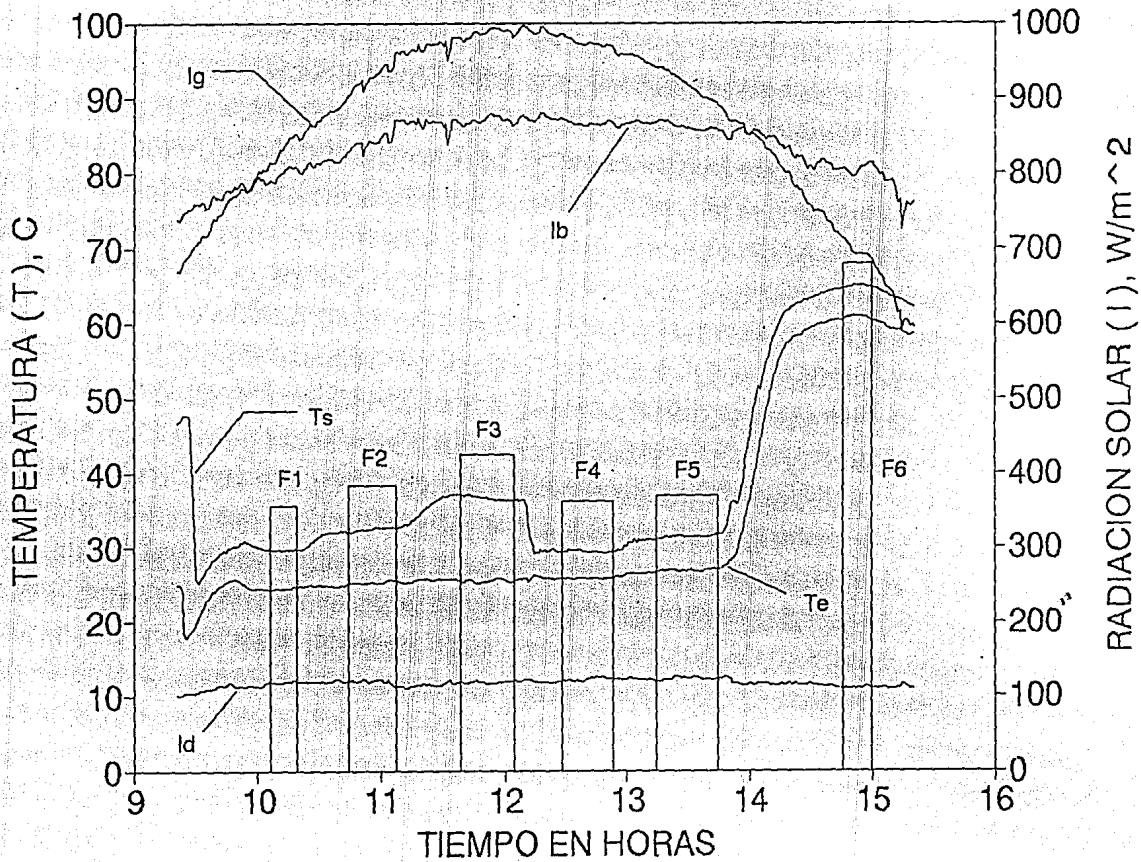


Figura 6.9 Selección de periodos de estado estable

# ACEITE

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
<b>RESULTADOS EXPERIMENTALES</b>														
HORA	11.59	12.25	12.43	12.83	13.74	14.56	12.25	12.23	12.96	14.31	11.16	11.82	13.74	14.91
Id	143.9	152.1	158.0	163.3	166.4	163.2	158.2	185.1	154.8	153.9	77.3	77.3	69.9	67.7
Ig	977.64	969.80	954.45	934.29	850.38	729.54	969.38	944.05	932.79	781.63	931.38	994.38	903.04	706.43
Ib	833.48	819.50	801.50	789.40	762.00	722.64	812.92	760.30	803.45	763.64	875.15	918.12	928.22	881.10
Ta	26.67	27.33	27.71	27.57	29.37	30.42	27.82	27.19	27.50	29.00	27.00	27.00	28.00	27.00
Ts	44.57	42.50	42.07	41.67	38.47	47.73	56.61	40.84	77.24	77.09	41.66	41.51	44.58	44.00
Tc	35.82	36.18	37.66	38.03	36.76	39.16	52.60	32.66	74.03	74.22	30.86	31.10	32.82	33.05
Ts - Te	8.8	6.3	4.4	3.6	21.7	8.6	4.0	8.2	3.2	2.9	11.1	10.4	11.8	19.7
m	2.0E-03	2.9E-03	4.0E-03	5.1E-03	8.5E-04	2.0E-03	3.8E-03	2.8E-03	3.0E-03	3.1E-03	2.1E-03	2.1E-03	2.0E-03	2.0E-03
qi	647.64	642.56	635.52	628.47	595.89	514.71	643.79	634.51	627.70	568.40	696.37	639.28	610.43	534.77
Qu	33.38	35.93	34.27	36.38	35.30	33.42	30.92	43.61	19.75	18.77	43.87	41.21	46.59	42.61
Eficiencia	47.55%	51.67%	49.75%	53.40%	55.43%	56.61%	44.31%	63.41%	29.02%	30.47%	66.76%	59.43%	70.41%	73.60%
<b>RESULTADOS CALCULADOS</b>														
Ts	46.00	43.31	42.73	42.00	58.38	47.77	56.94	40.69	77.49	77.02	41.22	41.84	43.10	42.53
Ts - Te	10.2	7.2	5.1	4.0	21.6	8.6	4.3	8.0	3.5	2.8	10.4	10.7	10.3	8.8
Eficiencia	55.47%	58.49%	57.12%	58.27%	55.20%	56.90%	47.99%	62.15%	31.33%	29.68%	62.27%	61.27%	61.53%	60.40%
<b>ERRORES</b>														
Error (T)	3.22%	1.98%	1.57%	0.79%	0.16%	0.05%	0.59%	0.37%	0.32%	0.10%	1.06%	0.79%	3.31%	4.30%
Error (E)	7.91%	6.82%	7.37%	4.86%	-0.23%	0.29%	3.68%	-1.26%	2.30%	-0.79%	-4.49%	1.79%	-8.88%	-13.14%

Tabla 6.2 Resultados experimentales y calculados para el aceite.



# AGUA

PUNTOS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>RESULTADOS EXPERIMENTALES</b>												
HORA	13.31	13.81	14.71	15.31	15.86	10.24	10.86	11.83	12.71	13.40	14.82	12.64
Id	188.69	181.66	165.05	152.33	131.48	117.53	118.14	116.99	121.19	121.11	109.05	133.43
Ig	558.71	815.57	669.70	533.28	430.05	832.80	917.00	983.44	971.02	925.66	702.39	944.99
Ib	711.27	712.15	660.78	587.89	561.22	793.74	835.81	867.34	864.72	861.94	801.92	822.96
Tn	25.47	26.69	27.51	28.65	28.26	21.36	22.92	24.24	25.55	26.67	25.10	25.60
Ts	31.04	31.45	30.81	30.22	29.52	29.67	32.29	36.56	29.42	31.23	64.80	77.18
Tc	25.76	26.15	26.02	25.95	25.77	24.53	25.14	25.55	23.65	26.78	60.72	73.70
dtT	5.29	5.30	4.79	4.27	3.74	5.14	7.15	11.02	3.56	4.45	4.07	3.48
m	2.21E-03	2.21E-03	2.21E-03	2.21E-03	2.21E-03	2.22E-03	1.61E-03	9.40E-04	3.86E-03	2.99E-03	2.26E-03	2.29E-03
qt	602.36	585.13	512.69	440.43	327.73	532.19	620.50	650.74	643.33	633.21	537.22	633.82
Qu	49.01	49.12	44.45	39.57	34.65	47.74	48.04	43.33	57.54	55.75	38.59	33.40
EFICIENCIA	75.07%	77.45%	79.99%	82.89%	82.52%	75.67%	71.44%	61.44%	81.83%	81.23%	66.28%	48.62%
<b>RESULTADOS CALCULADOS</b>												
Ts	31.23	31.49	30.75	30.07	29.41	29.69	32.70	38.78	29.26	31.07	63.71	76.73
Ts - Tc	5.47	5.34	4.73	4.12	3.64	5.16	7.56	13.23	3.41	4.29	2.99	3.03
EFICIENCIA	77.50%	77.89%	78.73%	79.91%	80.01%	75.63%	75.36%	73.48%	78.30%	78.07%	48.56%	42.22%
<b>ERRORES</b>												
Error (T)	0.60%	0.13%	-0.20%	-0.48%	-0.38%	0.06%	1.27%	6.07%	-0.52%	-0.52%	-1.68%	-0.59%
Error (E)	3.23%	0.57%	-1.58%	-3.60%	-3.04%	-0.05%	5.49%	19.55%	-4.37%	-3.96%	-26.73%	-13.17%

Tabla 6.3 Resultados experimentales y calculados para el agua

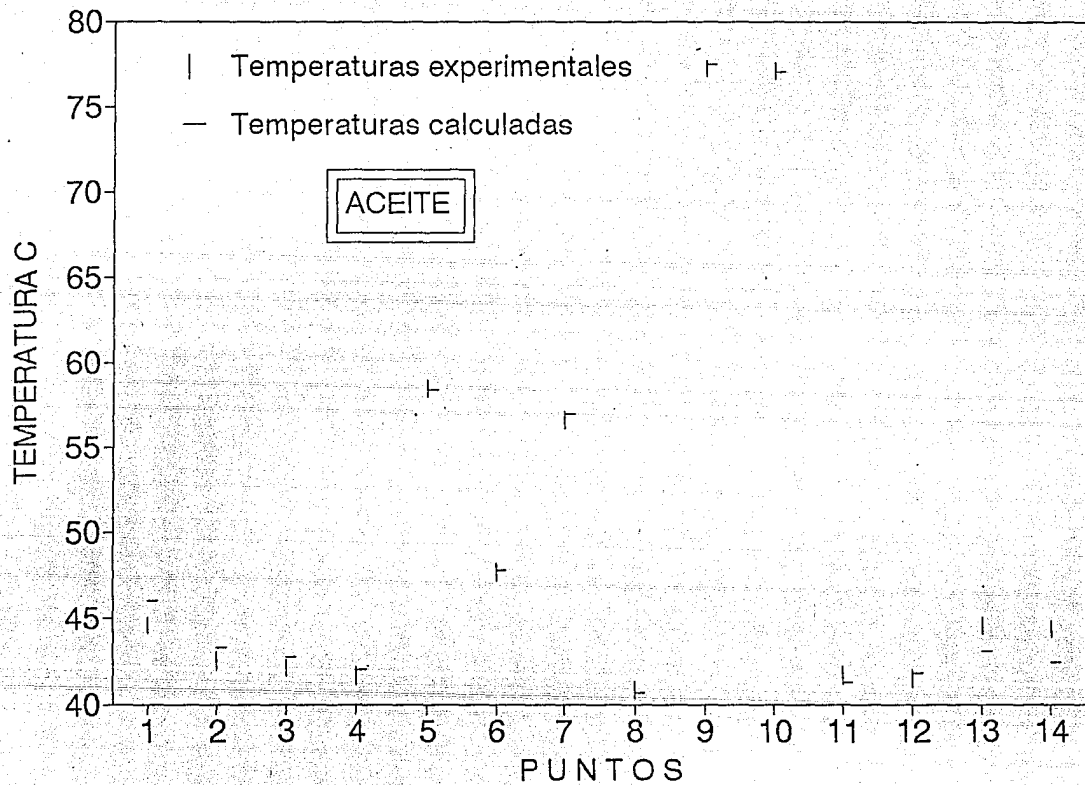


Figura 6.10 Grafica comparativa entre las temperaturas

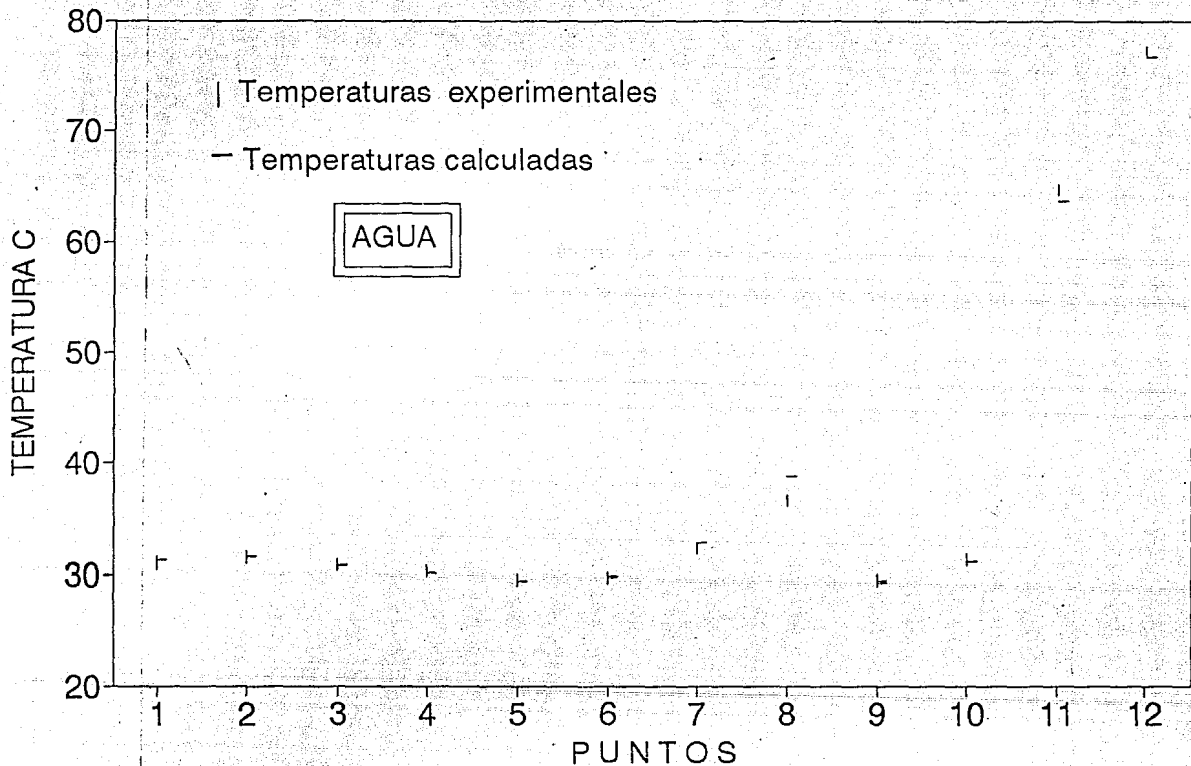


Figura 6.11 Grafica comparativa entre las temperaturas experimentales y las calculadas con el modelo.

## CAPITULO 7

### DISCUSION DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

En este capítulo se hace un análisis de los resultados obtenidos con el modelo matemático en comparación con los datos experimentales, se presentan conclusiones derivadas de este análisis y se hacen sugerencias y recomendaciones para posteriores estudios.

#### 7.1 DISCUSION DE RESULTADOS.

En el capítulo 6 se mostraron los valores experimentales comparados con los obtenidos con el modelo propuesto en el capítulo 3, se puede observar que en general las temperaturas calculadas caen en el rango de error de medición de las temperaturas experimentales, de los 26 puntos seleccionados en condiciones de operación distintas, solo en 5 puntos los resultados del modelo no concuerdan con los experimentales, tres de los cuales pertenecen a las corridas hechas con aceite y dos a las efectuadas con agua. No se pudo encontrar una relación general entre los valores que no concuerdan, por lo que es probable que distintas causas provoquen estas desviaciones.

Si se toman los valores correspondientes al punto 1 de las corridas con aceite y el punto 8 de las de agua, puede verse que ambos presentan desviaciones positivas, esto es, el modelo predice una temperatura superior a la experimental, ambos puntos están

próximos a las 12:00 horas. El tubo evacuado a las 12:00 horas se encuentra sobre su sombra proyectada en la placa reflectora, esto es la región de la placa reflectora más cercana al tubo se encuentra sombreada en esos momentos, por lo cual la contribución de la radiación reflejada es menor, asimismo la cantidad de radiación total calculada con el DEMAR a las 12:00 horas mostrada en la figura 3 apéndice DEMAR es menor que a horas vecinas, este caso no se contempla en la relación propuesta para el cálculo de  $q_1$  (capítulo 4) que es la cantidad de radiación que llega al tubo, por lo que se pudiera estar sobreestimando esta cantidad para tiempos cercanos a las 12:00 horas.

Los valores de la cantidad de radiación incidente sobre la película, calculados con el DEMAR, presentan buena concordancia con los valores de  $Q_u$  obtenidos experimentalmente a pesar de ser para distintos días.

Por otra parte el tubo presenta eficiencias más altas cuando el fluido de trabajo es agua que con aceite, en las tablas 6.2 y 6.3 se puede apreciar diferencias significativas entre las eficiencias conseguidas por los fluidos.

También se observa que la eficiencia del colector decrece sensiblemente al aumentar la temperatura de entrada al colector y para valores de alrededor de 50 C sobre la temperatura ambiente el aceite presenta eficiencias del 30%, mientras que el agua de 40%.

En la figura 7.1 se grafican las eficiencias calculadas con el modelo para temperaturas de operación mayores.

## 7.2 CONCLUSIONES.

Los resultados calculados teóricamente concuerdan estrechamente con los obtenidos experimentalmente, tanto para el aceite como para el agua, para distintas películas como para distintos flujos máxicos, lo cual confiere validez al modelo matemático y a las suposiciones hechas para su implementación.

El uso del Dispositivo Experimental de Medición Angular de la Radiación (DEMAR), contribuyó a entender la problemática planteada en el cálculo de la radiación incidente en colectores cilíndricos y presenta potencial uso en el estudio térmico de estos tipos de colectores. Asimismo los valores obtenidos con el DEMAR coincidieron con los experimentales, lo que permite tener confianza en sus mediciones.

## 7.3 RECOMENDACIONES.

A pesar de que los resultados teóricos y experimentales coinciden en casi todos los puntos, mayor precisión se requiere en el cálculo de  $q_i$ . Desarrollar una relación que involucre la corrección por la sombra del tubo evacuado a las 12:00 horas es el siguiente paso en este sentido.

Se recomienda probar los tubos evacuados a temperaturas más altas

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

de 77 C que fué el limite superior de este trabajo para seguir estudiando la validez del modelo.

Por otra parte las propiedades ópticas de los materiales (vidrio y películas), se consideraron constantes para todas las temperaturas estudiadas, esto puede ser un punto de imprecisión para temperaturas muy alejadas de la temperatura ambiente a la que generalmente se miden estas propiedades, por lo que sería conveniente estudiar los cambios (si los hay) a altas temperaturas.

El DEMAR con algunas mejoras en su diseño se puede convertir en un instrumento muy útil en posteriores estudios de radiación incidente en colectores, estas mejoras serian acoplándole un motor de paso con el que pudiese controlar la posición del fotodiodo dentro del tubo y darle mayor movilidad interna.

APENDICE A

PROPIEADES DE LOS VIDRIOS



## características químicas

### resistencia al agua

según DIN 12111, ISO R 719  
según USP XIX, ISO R 720

clase hidrolítica 1  
tipo 1

### resistencia a los ácidos según DIN 12116

grupo ácido 1

### resistencia a los álcalis según DIN 52322

grupo alcalino 2

DURAN es muy resistente al agua, soluciones neutrales y ácidas, ácidos fuertes y sus mezclas, así como al cloro, bromo, yodo y sustancias orgánicas. Incluso, en períodos prolongados de acción y temperaturas superiores a 100°C, supera, en cuanto a su resistencia química, a la mayoría de metales y otros materiales.

Mediante la acción del agua y de los ácidos, se disuelven del vidrio sólo cantidades pequeñas, principalmente iones monovalentes, formándose entonces, en la superficie del vidrio, una capa muy fina de gel de sílice sobre en poros, la cual detiene otros ataques.

La superficie del vidrio es atacada de manera creciente, a medida que aumenta la concentración y la temperatura, por el ácido fluorhídrico y por las soluciones alcalinas y de ácido fosfórico altamente calentadas.

## indicaciones técnicas para la transformación

Las características favorables del material DURAN originan una buena propiedad de manipulado en los procedimientos de transformación usuales para vidrios técnicos, es decir, el ensamblar y separar.

Para eliminar tensiones temporales que surgen durante la manipulación, el DURAN se calienta a un máximo de 550°C, manteniéndose a esta temperatura durante más de 30 minutos. En consideración a la resistencia química del vidrio, esta temperatura de destensionado no debería aplicarse durante un tiempo prolongado (horas).

Para el posterior enfriado se recomiendan descensos de temperatura según la siguiente tabla:

gama de temperatura	550 a 480°C	480 a 400°C	400 a 20°C
espesor del vidrio	velocidad de enfriamiento		
3 mm	12 grd/min	24 grd/min	hasta 480 grd/min
6 mm	3 grd/min	6 grd/min	hasta 120 grd/min
12 mm	0,8 grd/min	1,6 grd/min	hasta 32 grd/min

Caso de ser necesario destensionar varias veces una misma pieza, la suma de tiempos de destensionado a 550°C no debería exceder a dos horas.

DURAN suelda, sin producir tensiones, con vidrios borosilicatos del mismo tipo y se manipula y destensiona a las mismas temperaturas.

DURAN puede imprimirse con pinturas de difusión de plata y con pinturas de serigrafía.

DURAN puede imprimirse con pinturas de difusión de plata y con pinturas de serigrafía.

## Características físicas

	valor	unidad
coeficiente medio de dilatación lineal $\alpha_{20/300}$ (según DIN 52328)	3,25	$10^{-6}K^{-1}$
Temperatura de transformación	530	$^{\circ}C$
Temperatura del vidrio para las viscosidades $10^{13,0}$ dPa s – Temperatura superior de recocido	560	$^{\circ}C$
$10^{7,6}$ dPa s – Temperatura de reblandecimiento	815	$^{\circ}C$
$10^4$ dPa s – Temperatura de trabajo	1270	$^{\circ}C$
Temperatura máxima admisible para empleo en tiempo breve	500	$^{\circ}C$
densidad	2,23	$g/cm^3$
módulo de elasticidad E	63	$10^3N/mm^2$
número de Poisson $\mu$	0,20	1
tensión térmica específica $\varphi$	0,26	$Nmm^{-2}K^{-1}$
conductibilidad termica $\lambda$ (válida para $90^{\circ}C$ )	1,16	$W/m\cdot K$
temperatura para la resistencia eléctrica específica de $10^8 \Omega \cdot cm$ (DIN 52362) $t_k 100$	248	$^{\circ}C$
logaritmo de la resistencia eléctrica volumétrica a $250^{\circ}C$	7,9	$\Omega \cdot cm$
a $350^{\circ}C$	6,5	$\Omega \cdot cm$
propiedades dieléctricas (1 MHz, $25^{\circ}C$ )		
número dieléctrico	4,7	1
factor de pérdida dieléctrica $\tan \delta$	55	$10^{-4}$
índice de refracción ( $\lambda = 587,6$ nm) $n_d$	1,473	1
constante óptica de tensión (DIN 52314) K	4,0	$10^{-6}mm^2/N$

Physical and Chemical Properties of Technical Glasses Table 1)

Glass No.	Type	Shapes Produced	u · 10 <sup>3</sup> 18°C Range 20-220 °C	Tg °C	Temperature of the Glass (°C) at Viscosities of (poises)				d g/cm <sup>3</sup>
					10 <sup>11</sup> 10 <sup>10</sup> 10 <sup>9</sup> 10 <sup>8</sup>				
					10 <sup>11</sup>	10 <sup>10</sup>	10 <sup>9</sup>	10 <sup>8</sup>	
<b>Apparatus and Laboratory Glasses</b>									
8330	Duran 50 *	FTR5	32	530	510	548	815	1284	2.23
8456	Supras *	F	41.5	550	530	570	807	1205	2.35
8429	Supras *	FRS	41	740	670	740	950	1235	2.56
2227	Coronaglas 20	FTR5	49	565	525	570	750	1170	2.40
<b>Ampoule Glasses</b>									
8412	Fialas * clear	R	49	557	516	567	783	1163	2.37
2763	Fialas * amber	R	55	548	515	560	770	1135	2.46
<b>Thermometer Glasses</b>									
1611	Normalglas *	RS	88	535	490	535	708	995	2.57
2954	Thermometer glass	RS	42	570	548	590	787	1125	2.42
<b>Sealing Glasses</b>									
1644	Tungsten sealing glass	S	42	515	485	534	754	1095	2.27
1647	Tungsten sealing glass	RS	43	525	472	528	770	1132	2.27
1637	Molybdenum sealing glass	S	50	531	501	540	735	1025	2.30
8243	Sealing glasses for molybdenum and Fe-Ni-Co alloys	FRS	50	483	450	495	716	1045	2.25
1447	FRS 51	FRS	51	528	493	529	725	1075	2.18
8745	Glass for X-ray tubes	FRS	57.5	510	455	518	718	1060	2.31
8295	Lead glass	RS	73	432	405	430	622	925	3.03
6310	Glass free from lead, highly insulating	RS	93	445	465	455	674	969	2.54
8194	Glass for IV-tubes	RS	71	432	407	420	655	1023	2.59
4212	Iron sealing glass	F	124	450	415	455	614	860	2.68
<b>UV Glasses</b>									
8405	Uviol 2 glass	FR	95	440	391	446	657	925	2.51
5473	Black Uviol glass	FS	95	465	425	470	657	974	2.62

Manufacture conditions  
 1) Shapes produced:  
 F = glass sheets, blown or pressed  
 S = sheet glass  
 R = tubing  
 L = rods  
 2) (T) u = coefficient of linear thermal expansion  
 3) (T) T<sub>g</sub> = transformation temperature corresponding to 10<sup>10</sup> poises  
 4) (T) Viscosity (poises)  
 10<sup>11</sup> = flow point (low existing temperature)

10<sup>11</sup> = annealing point (upper annealing temperature)  
 10<sup>10</sup> = softening point  
 10<sup>9</sup> = working temperature  
 10<sup>8</sup> = d = density  
 7) (T) T<sub>g</sub> = thermal shock resistance (DIN 52 321)  
 8) (T) E = Young's modulus  
 9) (T) λ = thermal conductivity at 20 °C  
 \*\* Additional tables of properties on pages 47 and 48  
 \*\* deviation from DIN 52 321, heating rate 4 °C/min.

7	8	9	10					11						12					
			T <sub>w</sub> °C	E · 10 <sup>4</sup> kp/cm <sup>2</sup>	λ cal/cm m h °C	Electrical Values					ρ <sub>d</sub>	Chemical resistance							
						constants for ρ = f(T)						W <sub>1</sub>	W <sub>2</sub>	w	S	i	L	I	
						100 °C		K		10 <sup>16</sup> · Ω									
250	6.3	1.00	248	1.44	4.91	4.6	55	1.473	0.076	0.008	1	0.35	1	134	2				
—	6.7	0.98	249	1.47	5.19	5.1	49	1.487	0.019	0.015	1	0.4	1	132	2				
—	7.2	1.00	216	1.87	5.53	4.2	79	1.542	0.025	0.009	1	1.00	3	1160	3	1160	3		
700	7.2	1.02	195	1.44	4.41	5.7	85	1.492	0.078	0.009	1	0.22	1	89	2				
195	7.2	—	192	1.15	4.31	5.6	81	1.492	0.076	0.008	1	0.2	1	90	2				
170	7.1	0.93	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
110	7.4	0.88	165	2.37	4.46	7.3	85	1.576	0.35	0.11	3	0.30	1	105	2				
140	7.4	—	137	1.47	3.87	6.7	140	1.507	0.644	0.033	1	0.65	1	111	2				
190	6.8	—	252	1.61	5.01	4.8	30	1.485	0.74	0.23	3	1.0	2	400	3				
180	6.8	—	232	1.47	5.17	5.0	38	1.492	0.153	0.056	2	0.91	2	350	2				
185	6.1	0.90	355	1.87	6.29	5.0	45	1.495	1.42	0.44	4	1.5	2	233	2				
185	6.9	0.90	197	1.65	4.60	6.3	94	1.579	0.015	0.017	1	0.5	1	235	3				
—	6.9	—	272	1.72	4.87	5.7	89	1.439	0.079	0.025	1	0.16	1	140	2				
—	6.7	0.78	318	2.24	5.56	6.6	11	1.554	0.51	0.18	3	2.3	3	215	3				
—	6.8	—	322	1.66	7.40	4.2	18	1.503	1.76	0.39	4	1.0	2	144	2				
110	6.6	0.88	272	4.5	6.78	4.5	17	1.553	0.78	0.25	3	0.3	1	130	2				
—	—	0.81	177	2.48	4.71	7.9	45	1.550	0.91	0.12	—	(77)	—	171	3				
—	—	0.85	208	3.12	4.92	—	—	1.555	0.67	0.27	4	0.6	1	130	2				
—	—	—	235	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

10) (T) u = 100 × temperature for ρ = 10<sup>10</sup> poises  
 ρ = electrical resistivity  
 A, B = constants of the equation:  
 log ρ = A + B/T  
 T = absolute temperature in °K  
 K = dielectric constant  
 tan δ = dielectric loss angle  
 ρ<sub>d</sub> = refractive index for the HeNe line (λ = 633.8 nm)

11) W<sub>1</sub> = exposure to water according to DIN 52 316 in 50 l in 100 h of test time  
 W<sub>2</sub> = resistance to water extracted in measured quantity  
 w = weight loss in %  
 S = percentage of glass powder  
 i = acid resistance according to DIN 52 316 in mg of loss in 100 h of test time  
 L = weight loss according to DIN 52 322 in mg of loss in 100 h of test time  
 I = weight loss in leaching are approximate values  
 in these tests the test methods did not yield any detection results.

## APENDICE B

### INFORMACION ACEITE TERMICO

---

## Mobiltherm<sup>®</sup> Light, 600, 603

Aceites para  
transmisión de calor.

Los aceites Mobiltherm Light 600 y 603 han sido especialmente seleccionados para ser usados en sistemas cerrados de transmisión de calor que utilizan aceite frío. Este tipo de sistemas de transmisión de calor se utilizan ampliamente en la industria, donde se prefiere calor indirecto por razones económicas o técnicas, en las cuales las temperaturas requeridas no se pueden alcanzar con agua o vapor caliente sin presiones excesivamente altas. Las temperaturas de estos sistemas pueden llegar a 316 °C (600 °F) o más, y a estas temperaturas, los aceites normales de petróleo tienden a descomponerse debido al resquebrajamiento térmico en compuestos inferiores de ebullición, reduciendo el punto de inflamación y aumentando el riesgo de que los vapores inflamables sean eliminados. En forma simultánea, en condiciones reactivas, algunas moléculas se polimerizan formando moléculas mayores y más pesadas las cuales, después de largos períodos de operación, pueden conducir a la formación de depósitos de carbón sobre las superficies transmisoras de calor y a una consecuente reducción en la eficiencia de transferencia de calor. Los aceites con cualidades adecuadas de transmisión de calor resisten la descomposición térmica y la oxidación química y tienden a mantener en solución, todos los productos de descomposición que se forman. También poseen gran eficiencia en transferencia de calor y sus viscosidades son tales que pueden ser fácilmente bombeados tanto a temperaturas iniciales como de operación.

### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

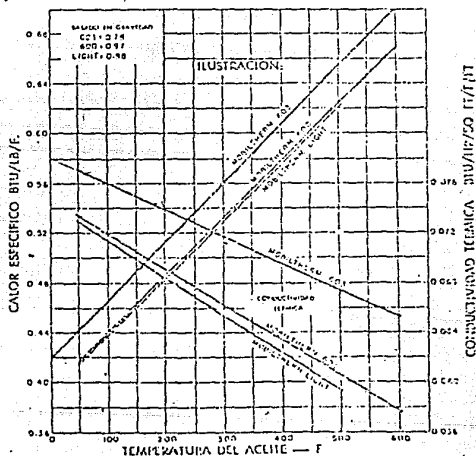
Mobiltherm Light y 600 son aceites aromáticos de un tipo que resiste la descomposición térmica en condiciones continuas de alta temperatura. Mobiltherm 603 es un aceite parafínico de alto índice de viscosidad es muy resistente a los efectos de descomposición térmica y oxidación a altas temperaturas. Es lo más recomendable para la mayoría de las nuevas aplicaciones donde el mayor calor específico y la conductividad térmica, así como las mejores características de temperatura-viscosidad resultan ventajosas (ver gráfico).

Mobiltherm Light y 600 son aceites cuidadosamente refinados con rangos muy estrechos de destilación y puntos de inflamación relativamente altos. Debido a su resistencia a la descomposición térmica a temperaturas de operación para las cuales se recomiendan, los puntos de inflamación no se reducen significativamente durante el servicio. La naturaleza aromática de estos aceites también proporciona alta solubilidad para todos los productos de oxidación que se forman, por lo que se reduce tanto la tendencia de estos inertes a depositarse en las superficies transmisoras de calor, como la interferencia con la eficiencia en la transmisión de calor. Mobiltherm Light tiene un punto de ebullición inicial de

más de 232 °C (450 °F), lo cual es lo suficientemente alto como para permitir su uso en sistemas cerrados que operan a temperaturas generales del aceite tan altas como 204 °C (400 °F). La poca viscosidad y el punto de descongelamiento de este producto lo hacen particularmente adecuado para utilizarlo en sistemas que están expuestos a temperaturas, durante períodos de paralización tan bajos como -26 °C (-15 °F). Al iniciar la operación de tal sistema, Mobiltherm Light circulará fácilmente sin consumo excesivo de energía en la bomba.

Mobiltherm 600 con un punto inicial de ebullición de 321 °C (610 °F), puede utilizarse con seguridad en sistemas cerrados que operan a temperaturas hasta de 316 °C (600 °F) sin aumento de presión o descomposición térmica. También puede utilizarse a temperaturas inferiores al punto de congelamiento sin consumo excesivo de energía al iniciar la operación.

Mobiltherm 603 es un aceite de alto IV, es fácil de bombear al principio, aún a temperaturas relativamente bajas. A comparación con Mobiltherm Light y 600, tiene mayor conductividad específica y térmica a todas las temperaturas, así que proporciona una mayor flexi-



bilidad y calentamiento más rápidos en un sistema, con características de temperatura-viscosidad más favorables lo cual dará muy buenos resultados dentro de un amplio rango de temperaturas. También resulta adecuado para utilizarlo en sistemas cerrados que operan a temperaturas hasta de 316 °C (600 °F).

### CARACTERÍSTICAS TÍPICAS:

Las características físicas y químicas de Mobiltherm Light y 600 y 603 aparecen en la tabla. Los valores que no se muestran como máximos o mínimos son valores típicos que pueden variar ligeramente.

## APLICACION

El Mobiltherm Light se recomienda para utilizarlo en sistemas donde el máximo de temperatura del aceite no sea mayor de 204 °C (400 °F), y es particularmente aplicable cuando parte del sistema puede estar expuesto a condiciones severas como en los sistemas de fusión de nieve, hasta temperaturas inferiores al congelamiento (-20 °C —15 °F) durante períodos de descanso.

Mobiltherm 600 se recomienda para sistemas en los cuales la temperatura máxima puede llegar a ser de 316 °C (600 °F) y en los cuales la temperatura mínima en el descanso no será inferior a —15 °C (5 °F). Mobiltherm 603 se recomienda para los sistemas que operan a temperaturas máximas de aceite hasta de 316 °C (600 °F) y en los cuales la temperatura mínima de descanso no sea inferior a —7 °C (20 °F). Es particularmente aplicable cuando se descan altas relaciones de transferencia de calor o flujos altos a temperaturas razonablemente bajas. Las características de este producto lo hacen adecuado para los sistemas en los cuales se utilizan ciclos combinados de calor y enfriamiento, pues funciona eficientemente tanto a temperaturas altas como bajas y resiste un ciclo térmico repetido. Mobiltherm 603 es especialmente adecuado para sistemas en los cuales la filtración de aire y el arrosite aumentan la posibilidad de oxidación.

No se recomienda mezclar los aceites Mobiltherm con aceites convencionales que ya están dentro del sistema, ni añadir un aceite convencional al Mobiltherm. Dicha mezcla puede provocar la pérdida de algunas de las propiedades del Mobiltherm y complicar la interpretación del análisis hecho para determinar la vida útil del aceite para la transferencia de calor. Más aún, la excelente estabilidad térmica y de oxidación de los aceites Mobiltherm puede verse impedida. Si el Mobiltherm Light ó 600 se añade a un sistema que tenga un aceite convencional, la fuerte acción disolvente de estos productos puede desprender los depósitos dejados por el aceite anterior. Esta acción de purga es benéfica para mejorar la eficiencia del sistema de intercambio de calor y circulación, pero será necesaria la inspección regular y limpieza del filtro hasta que los depósitos sean eliminados. Así tenemos que la duración de la carga inicial puede acortarse debido el material pegajoso contenido en solución. Los empaques y bujes deben ser de material resistente al aceite. Para temperaturas inferiores a

93 °C (200 °F), Runa N será satisfactorio para los sellos y anillos "O". Para temperaturas hasta de 121 °C (250 °F), pueden utilizarse sellos Viton. Si la temperatura es superior a 121 °C (250 °F) para inferior a 204 °C (400 °F), utilice tipos de resinas fluorinadas tales como Teflón. Para temperaturas superiores a 214 °C (400 °F), debe utilizar sellos metálicos o de asbesto.

Los aceites Mobiltherm, al igual que otros aceites minerales, deben ser utilizados únicamente en sistemas de circulación forzada. Los sistemas que dependen de la convección o circulación del medio transmisor de calor, no proporcionan un flujo lo suficientemente rápido como para evitar el sobrecalentamiento localizado y el rápido deterioro del aceite. Más aún, estos aceites no se recomiendan para utilizarse en sistemas abiertos en los cuales el aceite a altas temperaturas está expuesto directamente al aire. Los aceites Mobiltherm, al igual que los productos de petróleo en general, son combustibles y se avienen si están expuestos a una fuente de ignición. Los aceites Mobiltherm calientes no encenderán por sí solos si se atomizan o escapan por los puntos de fuga, para ello se requiere una fuente de ignición.

Al igual que con los demás productos de petróleo, la exposición excesiva y prolongada de la piel a los aceites Mobiltherm puede causar problemas en la misma. Se recomienda un programa de buena higiene personal si hay contacto cutáneo: hay que lavar con agua y jabón, si la ropa se moja, quítela y lávela antes de volverla a usar.

## VENTAJAS

Cuando se siguen las recomendaciones, los aceites Mobiltherm de transferencia de calor proporcionarán los siguientes ventajas y beneficios:

Mayor resistencia a descomposición térmica.

Mayor libertad contra lodos y carbón.

Mayor duración de la vida de servicio.

Más facilidad en sistemas fríos al iniciar.

Mayor transferencia de calor.

Protección contra la corrosión.

Menores costos de energía.

Característica	Mobiltherm Light	Mobiltherm 600	Mobiltherm 603
Gravedad API	12.4	15.1	33
Gravedad específica, 15/15 °C (60/60 °F)	0.983	0.966	0.865
Punto mínimo de fluidez máx. F (°C)	-20 (-29)	0 (-18)	5
Punto de inflamación, mín. F (°C)	250 (121)	350 (177)	350
Viscosidad			
SUS @ 100 F	41.5	275	105
SUS @ 210 F	—	45	40
cSt @ 38 C	2.7	59.3	21.7
cSt @ 50 C	3.6	31.0	14.5
cSt @ 99 C, Pave	—	5.7	4.2
Color, ASTM	(negro)	5.5	2.0
Rango de destilación F (°C)			
10% destilación	500 (260)	640 (338)	600 (360)
50% destilación	575 (302)	700 (371)	750 (399)
90% destilación	670 (354)	760 (404)	820 (459)

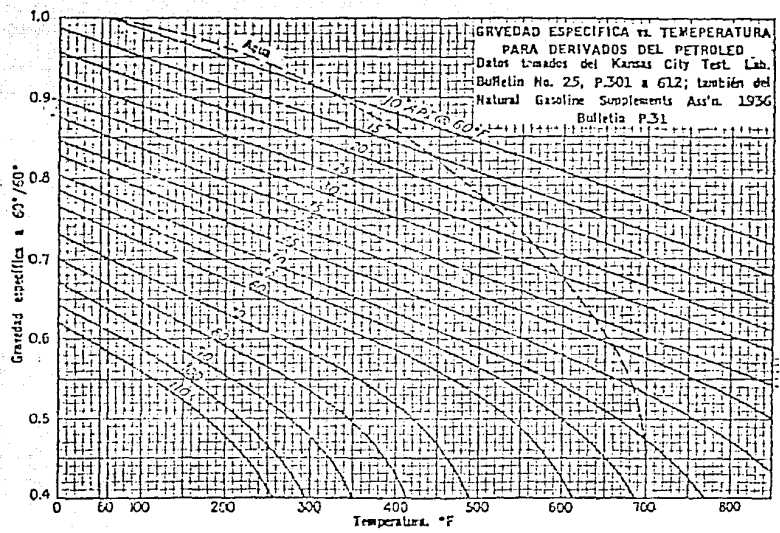


FIG. 6. Gravedades específicas de hidrocarburos

Handwritten scribbles and a diagonal line.

APENDICE C

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO



## REFRIGERANT 718

## VISCOSITY - LIQUID

A recommended equation was released following the work of the Sixth International Conference on Steam (1964 Skeleton Tables):

$$\mu (\text{Nsm}^{-2}) = 2.414 \times 10^{-4} \times 10^{[2.614/(T-142)]} \quad (T \text{ in K})$$

An excellent review of the subject was made by Kestin [515]. The viscosity of water at atmospheric pressure and at a temperature of 20 C was measured accurately by Swindells [594] and by Roscoe [762] so that accordingly a reasonable value is  $\mu_{20, 101.3 \text{ k}} = (1.002 \pm 0.001) 10^{-3} \text{ N sec m}^{-2}$ . The first equation above covers the range 273.15 K to 573.15 K and was adopted to generate the present values up to 573.15 K.

At the Seventh International Conference on Steam several papers were presented, based on a unique equation to represent the whole p, T,  $\mu$  domain [666, 773, 696]. The correlated values fall within the tolerances of the 1964 Skeleton Tables, and so does a correlation by Bruges [104] which is extended to the critical point. Tanishita's [696] values were used to generate recommended values between 573.15 K and the critical point. The accuracy stated in the 1964 Skeleton Table is  $\pm 2$  percent.

The tabular values so obtained were fitted to two functional forms which differ from the above. Below 625 K, the equation

$$\ln \mu (10^{-4} \text{ Nsm}^{-2}) = A + B/T + C/T^2 \quad (T \text{ in K})$$

was used to represent the values with the following results:

Range ( $^{\circ}\text{K}$ )	A	B	C	Av. dev. (%)	Max. dev. (%)
273-350	0.039155	-2191.60	6.38605 $\cdot 10^4$	0.8	1.5 (300 K)
350-500	-3.22950	13.19574	2.65531 $\cdot 10^4$	0.1	0.3 (390 K)
500-620	-8.77361	5675.87	-1.28275 $\cdot 10^4$	0.6	1.1 (500 K)

From 600 to 640 K, the polynomial

$$\mu (10^{-4} \text{ Nsm}^{-2}) = 51.616867 - 0.25235392 T + 4.1242857 \times 10^{-4} T^2 - 2.250000 \times 10^{-6} T^3 \quad (T \text{ in K})$$

fitted the values to an average deviation of 0.07 percent and a maximum deviation of 0.13 percent at 620 K. These fittings were used as basis of the present tables.

## VISCOSITY - SATURATED VAPOR

The Sixth International Conference on Steam agreed on an equation representing the excess viscosity from 1 bar pressure to saturation pressure in the range 373.15 K to 573.15 K. The subject has been discussed at length by Kestin [515] in his presentation of the 1964 International Skeleton Table. The equation is

$$(\mu - \mu_s) = (5.90 t - 1859)\rho, \quad \rho \text{ in g cm}^{-3} \quad (t \text{ in C})$$

where

$$\mu_1 (10^{-4} \text{ Nsm}^{-2}) = (80.4 + 0.407 t) \quad (t \text{ in C})$$

The first equation is largely based on determinations at Brown University [507, 511] as primary references, while the second equation is that used to generate the 1 atm gas values. The tolerance stated is  $\pm 1$  percent.

At the Seventh International Conference on Steam, two papers were presented [666, 696] based on a unique equation for representing the whole viscosity - pressure - temperature domain, and a paper by Bruges [104] which takes also into account new results by Ray [752]. Their correlated values fall close to the tolerance of the International Skeleton Table (1964). The values of this work were interpolated from the values of the latter, in the range 373.15 K to 575.15 K. At higher temperatures Tanishita's values were used to generate the recommended values.

The values so derived could be represented by the empirical equation

$$\mu (10^{-4} \text{ Nsm}^{-2}) = A + BT + C T^2 + DT^3 \quad (T \text{ in K})$$

with the following results:

Range ( $^{\circ}\text{K}$ )	A	B	C	D	Av. dev. (%)	Max. dev. (%)
373-500	-27.79084	0.21142	-3.84498 $\cdot 10^{-4}$	2.78220 $\cdot 10^{-7}$	0.1	0.4 (480 K)
500-600	-580.0762	3.35383	-6.34324 $\cdot 10^{-3}$	4.04429 $\cdot 10^{-6}$	0.1	0.2 (580 K)
600-640	-14155.30286	70.53207	-0.117171429	6.50000 $\cdot 10^{-4}$	0.0	0.1 (620 K)

These fits were used as basis of the present tables.

## REFRIGERANT 718

## THERMAL CONDUCTIVITY - LIQUID

Following the Sixth International Conference on the properties of steam, a supplementary release on transport properties tabulated recommended values of thermal conductivity for various pressures and temperatures and not for saturated states. A convenient source for this tabulation in the U. S. A. is [644a]. Surprisingly, the converted tables in engineering units in [644a] likewise are not for saturated states. However, the recommended tables were used with a later paper to produce tables at saturation conditions [755] for 5 C increments. Other similar tables for larger increments have also appeared [356a, 990]. These were inter-compared and quite good agreement between all sets occurs (usually within one digit in the values). In view of the close increments of the [755] tables these were used to generate the recommended values to 625 K and values above 600 K were also generated from a large scale graph. Values from both methods between 600 and 625 K were adjusted to provide a smooth transition. According to [755], the values should have an accuracy of within 2 percent or better below 575 K, about 5 percent between 575 and 625 K and 10 percent at higher temperatures.

The values so obtained were fitted to the empirical equation

$$k \text{ (Wm}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)} = A + BT + CT^2 - DT^3 \quad (T \text{ in K})$$

with the following results:

Range (°K)	A	B	C	D	Av. dev. (%)	Max. dev. (%)
273-400	-0.51694	7.17851 · 10 <sup>-3</sup>	-1.16700 · 10 <sup>-5</sup>	4.70359 · 10 <sup>-9</sup>	0.05	0.15 (310 K)
400-500	-0.14532	4.62217 · 10 <sup>-3</sup>	-4.64993 · 10 <sup>-6</sup>	-4.89256 · 10 <sup>-9</sup>	0.06	0.19 (570 K)
600-645	190.40348	-0.94130500	1.5584704 · 10 <sup>-3</sup>	-8.6192256 · 10 <sup>-6</sup>	0.04	0.13 (630 K)

These fits were used as basis of the present tabular values.

## THERMAL CONDUCTIVITY - SATURATED VAPOR

Following the Sixth International Conference on the properties of steam, a supplementary release on transport properties tabulated recommended values of thermal conductivity for various pressure and temperatures and not for saturated states. A convenient source for this tabulation is [644a]. Surprisingly, the converted tables in engineering units in [644a] likewise are not for saturated states. However, the recommended tables were used with a later paper to produce tables at saturation conditions [755] for 5 C increments. Other similar tables for larger increments have also appeared [356a, 990]. These were inter-compared and quite good agreement between the [990] and [755] tables occurs below 600 K (usually within one digit in the values). Some larger differences occur between either of these sets and the [356a] values. In view of the close increments of the [755] tables these were used to generate the recommended values to 625 K and values above 600 K were also generated from a large scale graph. Values from both methods between 600 and 625 K were adjusted to provide a smooth transition. No assessment of accuracy below 625 K is given in [755]. At higher temperatures a ten percent uncertainty is assessed. This is considered to be applicable to somewhat lower temperatures also, the uncertainty gradually decreasing to a few percent at 373 K and as much as five percent at 273 K.

The values so obtained were fitted to the empirical equation

$$k \text{ (Wm}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)} = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (T \text{ in K})$$

with the following results:

Range (°K)	A	B	C	D	Av. dev. (%)	Max. dev. (%)
273-500	-0.030991	4.48666 · 10 <sup>-4</sup>	-1.24255 · 10 <sup>-6</sup>	1.35385 · 10 <sup>-9</sup>	0.3	0.9 (273 K)
500-600	-4.30376	0.025028	-4.85793 · 10 <sup>-5</sup>	3.17793 · 10 <sup>-8</sup>	0.2	0.4 (560 K)
600-640	-148.0836	0.7358720	-1.220443 · 10 <sup>-3</sup>	6.769907 · 10 <sup>-7</sup>	0.6	1.6 (605 K)

These fits were used as basis of the present tables.

## THERMAL CONDUCTIVITY - GAS

At the time of compilation of our earlier tables [405, 585, 920] severe discord existed between the data of Geier and Shafer [296], Vines [520a] and various [985, 991, etc.] Russian data at temperatures above about 600 K. More recently, newer experimental [89a] and theoretical [1072a] studies have appeared which support the Russian data. Brokaw [100] was also able to adjust the Geier and Shafer data by considering both calibration and neglect of accommodation coefficient errors while the Vines data were shown by Brain [89a] to be compatible with such a choice if the highest temperature datum is neglected. In addition to the above work numerous tables [356a, 644a, 755, 990] have appeared as well as a calculation [888a] for the hydrogen - oxygen mixture (which included H<sub>2</sub>O) up to 5000 K. Comparison of these newer values showed our previous tables to be reasonable below 600 K and such values were retained. Between 600 and 1000 K the values were selected from a composite of the [89a, 356a, 644a, 755] tables. The various experimental data and more

## REFRIGERANT 118

## VISCOSITY - GAS

The Sixth International Conference on the properties of steam charged a panel with the task of producing new tables on transport properties. The result was the recommendation of the equation:

$$\mu = (80.4 + 0.407 \eta) 10^{-7} \text{ N sec m}^{-2} \quad (\eta \text{ in } ^\circ\text{C})$$

which served for the representation of the viscosity of superheated steam in the range 100-700 °C, in the International Skeleton Table (1964). This equation is based on Shifrin's [544] results as a primary reference. An excellent discussion on the subject can be found in a paper by Nestin [515]. The tolerances are  $\pm 1$  percent in the range 373-573 K and  $\pm 3$  percent in the range 573-973 K.

Several papers presented at the Seventh International Conference (Tokyo, 1958) were dealing with the subject. Three of these are based on a unique equation for the representation in the whole viscosity - pressure - temperature domain, instead of four equations representing four separate domains (Tanishita [596], Miyabe [666], Rivkin [773]). Another paper, by Bruges [164] which is an extension of a previous work [105] uses several equations characteristic of different domains, and includes the experimental results of Latto [569]. Based on the same primary sources of references the values obtained in different correlations fall well within the tolerances given by the International Skeleton Table (1964). Therefore the values were generated from the above equation.

The values so derived were fitted to the semi-empirical equation

$$\mu (10^{-4} \text{ Nsm}^{-2}) = \sqrt{T}/(A + B/T + C/T^2) \quad (T \text{ in K})$$

with the following results:

Range (°K)	A	B	C	Av. dev. (%)	Max. dev. (%)
280-500	0.500699	365.423	16015	0.03	0.03 (490 K)
500-750	0.365683	490.099	-13608	0.01	0.03 (660 K)
750-1000	0.303818	575.159	-44353	0.01	0.03 (770 K)

These fits were used as basis of the tabular values given here.

## REFRIGERANT 718

recent calculations have been compared. Many older calculations, estimates or tables [358, 436a, 476a, 517, 544a, 578, 691, 955a] are now considerably in error. While some workers [89a, 918, etc.] feel the uncertainty up to nearly 1000 K may be less than two percent, a little greater uncertainty would appear to be realistic in the upper part of this temperature range.

The values so obtained can be represented by the semi-empirical equation

$$k \text{ (Wm}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)} = \sqrt{T} / (A + B/T + C/T^2) \quad (T \text{ in K})$$

with the following results:

Range (°K)	A	B	C	Av. dev. (%)	Max. dev. (%)
373-600	-138.818	4.60327 · 10 <sup>5</sup>	-4.88631 · 10 <sup>7</sup>	0.1	0.5 (450 K)
600-800	-3.40306	3.30796 · 10 <sup>5</sup>	-7.26429 · 10 <sup>6</sup>	0.0	0.1 (770 K)
800-1000	96.3050	1.72543 · 10 <sup>5</sup>	5.43126 · 10 <sup>7</sup>	0.0	0.1 (930 K)

The present tables were based upon the above fits.

## REFRIGERANT 718

## SPECIFIC HEAT - LIQUID

There exist about 30 sources of information for the isobaric specific heat of liquid water. As water has been the most universally used refrigerant liquid in the measurements of heat capacity, it has been extensively investigated and the discrepancy among the reported data is rather small. The calorimetric data of Ginnings and Furukawa [307] and Osborne et al. [698] are considered to be the most reliable in the temperature range between the n. m. p. and the n. b. p. Therefore, heavy weight is given to these data. Furthermore, to obtain the correlation at higher temperature, weight is also given to two sets of derived values from P-V-T relations [544, 814] and to two sets of compiled values under saturation vapor pressures [855, 856]. However, no weight is given to other sets of calorimetric data [160, 177, 274, 434, 440, 719, 794, 795], derived values from P-V-T relations [168], compiled values [294, 473, 656, 787, 858, 872] and several sets of correlated and cited values [222, 361, 526, 562, 829, 1052].

The correlation formulas obtained are as follows:

For temperatures from 273 K to 430 K:

$$C_p \text{ (kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}\text{)} = 17.6611 - 0.147914 T - 6.08619 \times 10^{-4} T^2 - 1.11867 \times 10^{-6} T^3 + 7.60297 \times 10^{-10} T^4 \quad (\text{T in K})$$

For temperatures from 430 K to 603 K:

$$C_p \text{ (kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}\text{)} = -96.6159 + 0.635694 T - 1.33872 \times 10^{-3} T^2 + 9.44662 \times 10^{-7} T^3 \quad (\text{T in K})$$

These equations are found to fit the above enumerated data with mean deviations of 0.05 and 0.77 percent and maximum deviations of 0.13 and 2.3 percent, respectively. The values were based upon the above formulas. Values below 509 K should be substantially correct within one percent, however, the uncertainty increases above this temperature. These values, compared with steam tables [15, 387, 817], are found to agree with them with a maximum deviation of 1.1 percent at 553 K.

## SPECIFIC HEAT - SATURATED VAPOR.

Several sources of information are available for the isobaric specific heat of saturated water vapor. Among them, the correlated values in steam tables [387, 817] are considered to be the most reliable, and therefore, the original values in this analysis were determined by graphical interpolation of these sets of values, because it was difficult to find a single empirical equation which could represent the values over the entire temperature range from the n. m. p. up to near the critical point. Several sets of data found in the literature were compared with the present recommended values. They are correlated values of Engineering Sciences Data Unit [15], thermodynamically calculated values of Sheindlin et al. [814, 841], and compilation of experimental and theoretical data by Sirota [855]. All the values cover temperatures from n. b. p. to the critical point. However, the differences are somewhat large.

By fitting the tabular data to polynomials of the form

$$C_p \text{ (kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}\text{)} = A + BT + CT^2 + DT^3 \quad (\text{T in K})$$

over various temperature ranges the results were:

Range (°K)	A	B	C	D	Av. dev. (%)	Max. dev. (%)
290-380	-0.233987	0.022988	-8.56702 · 10 <sup>-5</sup>	1.05197 · 10 <sup>-7</sup>	0.03	0.09 (370 K)
380-470	-1.46152	0.032407	-1.03275 · 10 <sup>-4</sup>	1.24709 · 10 <sup>-7</sup>	0.02	0.08 (450 K)
470-560	-236.736	1.45001	-2.95528 · 10 <sup>-3</sup>	2.03059 · 10 <sup>-6</sup>	0.36	0.70 (490 K)
570-610	-12,432.635	64.853357	-0.11242929	6.55000 · 10 <sup>-5</sup>	0.39	0.74 (590 K)
610-630	4305.8	-14.3600	0.01200	0.0	0.00	0.00

(It should be noted that the last fit is exact as only three data points were used as input.) The tabulated values were based upon the above fits.

## SPECIFIC HEAT - GAS

There exist more than one hundred sources of information on the specific heat at constant pressure of water vapor. A number of extensive heat capacity values for the ideal gas state have been derived from spectroscopic and molecular structural data. The values presented by Gorlon [334], Mc Bride et al. [635], and Gordon [634] are considered to be reliable, as well as four compilation tables [10, 218, 401, 1050]. Therefore, equal weight is given to these works in this analysis. However, other sets of extensive theoretical values [97, 166, 266, 267, 311, 465, 517, 758, 816, 1011, 1017, 1060] and earlier statistical calculations [102, 103, 328, 329, 462, 522, 541, 560] are given no weight as well as a single point value obtained by empirical correlation [44]. The extrapolated values to zero pressure from calorimetric measurements [166, 288, 636] also are not used in this analysis. The correlation formulas obtained for the ideal gas specific heat are as follows:

## REFRIGERANT 718

For temperatures between 270 K and 500 K:

$$C_p^0 \text{ (kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)} = 1.69208 - 5.40671 \times 10^{-4} T + 1.74476 \times 10^{-6} T^2 - 8.36450 \times 10^{-10} T^3 \quad (T \text{ in K})$$

For temperatures between 500 K and 1500 K:

$$C_p^0 \text{ (kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)} = 1.56271 - 6.42696 \times 10^{-4} T + 1.35713 \times 10^{-6} T^2 - 7.46571 \times 10^{-10} T^3 \quad (T \text{ in K})$$

These equations are found to fit the above enumerated values with mean deviations of 0.03 and 0.13 percent, and maximum deviations of 0.07 and 0.73 percent, respectively. The values are based upon the above formulas. The tabulated values of  $C_p^0$  should be substantially correct within one percent over the entire temperature range. The present values are also compared with steam table [15, 817] and found to agree with them within 0.40 percent.

A number of experimental and theoretical values are available for the specific heat in the real gas state. The theoretical values derived by statistical mechanics and the correction of gas imperfection have been presented by many investigators. Among them, results of Maxi [620], Fano et al. [267, 268], Heck [366, 369], Reyes et al. [522], and Hilsenrath et al. [491] are considered to be reliable, as well as two sets of correlated values [544, 1012]. These values are given equal weight in the present analysis. Two sets of calorimetric data [536, 636] are also reliable and are given weight. However, no weight is given to the following works: calorimetric data [288, 596, 725], theoretical values [330], derived values from P-V-T data [189, 470, 684, 729], from velocity of sound [437], empirical correlations [44, 66, 76, 222, 373, 381, 523, 850] and compilations [67, 319, 435, 594, 685, 656, 1011]. The correlation formulas obtained for the specific heat in the real gas state, independently of the ideal gas specific heat, are as follows:

For temperatures between 373 K and 535 K:

$$C_p^1 \text{ (kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)} = 5.13705 - 3.73435 \times 10^{-2} T + 7.48227 \times 10^{-4} T^2 - 4.95562 \times 10^{-7} T^3 \quad (T \text{ in K})$$

For temperatures between 535 K and 1500 K:

$$C_p^1 \text{ (kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}\text{)} = 1.65444 - 1.19408 \times 10^{-2} T + 8.30426 \times 10^{-5} T^2 - 2.77702 \times 10^{-8} T^3 \quad (T \text{ in K})$$

These equations are found to fit the above enumerated values with mean deviations of 0.46 and 0.43 percent, and maximum deviations of 1.4 and 1.9 percent, respectively. The values of  $C_p^1$ , based upon the above formulas, should be substantially correct within two percent over the entire temperature range. These values are also found to coincide with a steam table [817] with a maximum deviation of 0.98 percent. Various empirical equations [60, 81, 310, 372, 530, 831, 857], values at higher temperatures [69, 117, 632, 1040, 1049] and at lower temperatures [381], high pressure data [194, 516, 814, 841, 854, 855], and mean specific heat values [72] were not critically compared with our values.

TABLE 30. THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF REFRIGERANT 718

Temp. (F)	Viscosity lb <sub>m</sub> / (ft) (hr)			Thermal Conductivity Btu / (hr) (ft) (F)			Specific Heat, c <sub>p</sub> - Btu / (lb <sub>m</sub> ) (F)				Temp. (F)
	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas, P=1 atm x 10 <sup>-2</sup> †	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas, P=1 atm x 10 <sup>-2</sup> †	Sat. Liquid	Sat. Vapor	Gas [c <sub>p</sub> ]o atm	Gas [c <sub>p</sub> ]1 atm	
32	4.28	0.0195	-	0.329	0.0100	-	1.007	-	0.4418	-	32
40	3.69	0.0199	-	0.334	0.0103	-	1.005	-	0.4442	-	40
50	3.12	0.0204	-	0.339	0.0105	-	1.003	-	0.4455	-	50
60	2.68	0.0210	-	0.345	0.0107	-	1.001	0.4446	0.4448	-	60
70	2.32	0.0215	-	0.350	0.0109	-	1.000	0.4454	0.4452	-	70
80	2.03	0.0221	-	0.354	0.0112	-	0.999	0.4464	0.4456	-	80
90	1.79	0.0226	-	0.359	0.0114	-	0.998	0.4475	0.4459	-	90
100	1.60	0.0232	-	0.363	0.0116	-	0.998	0.4488	0.4463	-	100
110	1.44	0.0237	-	0.367	0.0118	-	0.998	0.4504	0.4467	-	110
120	1.30	0.0243	-	0.371	0.0121	-	0.998	0.4522	0.4472	-	120
130	1.19	0.0248	-	0.374	0.0123	-	0.999	0.4543	0.4476	-	130
140	1.093	0.0253	-	0.378	0.0125	-	1.000	0.4567	0.4480	-	140
150	1.010	0.0259	-	0.381	0.0128	-	1.000	0.4595	0.4485	-	150
160	0.938	0.0264	-	0.383	0.0130	-	1.001	0.4626	0.4490	-	160
170	0.876	0.0270	-	0.386	0.0132	-	1.002	0.4661	0.4495	-	170
180	0.813	0.0275	-	0.388	0.0135	-	1.003	0.4699	0.4500	-	180
190	0.762	0.0281	-	0.390	0.0137	-	1.005	0.4743	0.4505	-	190
200	0.717	0.0286	-	0.392	0.0140	-	1.006	0.4791	0.4510	-	200
212	0.668	0.0293	2.93	0.394	0.0143	1.43	1.005	0.4859	0.4516	-	212
220	0.638	0.0295	2.97	0.395	0.0145	1.44	1.009	0.4902	0.4521	0.4557	220
240	0.574	0.0306	3.08	0.397	0.0151	1.47	1.013	0.5019	0.4532	0.4519	240
260	0.521	0.0316	3.19	0.398	0.0158	1.53	1.017	0.5157	0.4544	0.4780	260
280	0.476	0.0326	3.30	0.398	0.0165	1.58	1.022	0.5319	0.4556	0.4750	280
300	0.439	0.0335	3.41	0.397	0.0172	1.64	1.029	0.5508	0.4569	0.4729	300
320	0.406	0.0345	3.52	0.396	0.0181	1.70	1.040	0.573	0.4582	0.4714	320
340	0.379	0.0354	3.63	0.394	0.0190	1.75	1.053	0.598	0.4595	0.4706	340
360	0.355	0.0363	3.74	0.391	0.0199	1.81	1.066	0.626	0.4609	0.4703	360
380	0.334	0.0373	3.85	0.387	0.0210	1.87	1.076	0.658	0.4623	0.4704	380
400	0.315	0.0382	3.96	0.383	0.0222	1.94	1.085	0.695	0.4638	0.4709	400
420	0.299	0.0391	4.07	0.377	0.0234	2.00	1.095	0.740	0.4653	0.4716	420
440	0.285	0.0400	4.18	0.371	0.0248	2.06	1.107	0.785	0.4668	0.4724	440
460	0.272	0.0412	4.29	0.365	0.0267	2.13	1.124	0.835	0.4683	0.4732	460
480	0.261	0.0422	4.40	0.357	0.0285	2.19	1.148	0.895	0.4699	0.4740	480
500	0.251	0.0432	4.50	0.349	0.0306	2.26	1.180	0.968	0.4715	0.4745	500
520	0.241	0.0443	4.61	0.340	0.0329	2.33	1.222	1.058	0.4731	0.4758	520
540	0.230	0.0455	4.72	0.330	0.0357	2.40	1.276	1.170	0.4747	0.4772	540
560	0.220	0.0470	4.83	0.319	0.0392	2.47	1.344	1.301	0.4764	0.4787	560
580	0.210	0.0488	4.94	0.308	0.0434	2.54	1.427	1.48	0.4781	0.4802	580
600	0.200	0.0510	5.05	0.296	0.0486	2.62	1.528	1.71	0.4798	0.4817	600
620	0.190	0.0537	5.16	0.282	0.0543	2.69	1.65	2.10	0.4815	0.4832	620
640	0.180	0.0573	5.27	0.269	0.0636	2.76	1.79	2.79	0.4832	0.4847	640
660	0.170	0.0620	5.38	0.263	0.0756	2.83	2.4	3.9	0.4850	0.4863	660
680	0.155	0.0692	5.49	0.229	0.0934	2.90	3.6	6.4	0.4867	0.4879	680
700	0.121	0.077	5.60	0.188	0.1203	2.98	-	-	0.4885	0.4895	700
706*	0.101	0.101	5.63	0.139	0.139	3.00	-	-	0.4890	0.4900	706*
750	-	-	5.87	-	-	3.17	-	-	0.4929	0.4935	750
800	-	-	6.15	-	-	3.37	-	-	0.4973	0.4977	800
850	-	-	6.42	-	-	3.56	-	-	0.5018	0.5020	850
900	-	-	6.69	-	-	3.77	-	-	0.5062	0.5063	900
950	-	-	6.97	-	-	3.97	-	-	0.5105	0.5107	950
1000	-	-	7.24	-	-	4.18	-	-	0.5150	0.5152	1000
1100	-	-	7.79	-	-	4.60	-	-	0.5245	0.5245	1100
1200	-	-	8.33	-	-	5.02	-	-	0.5340	-	1200
1300	-	-	8.88	-	-	5.45	-	-	0.5433	-	1300

\*Critical Temperature. Tabulated properties ignore critical region effects.

†Actual value = (Table value) x (Indicated multiplier).

APENDICE D

TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO LAMINAR  
EN TUBOS CIRCULARES



## APENDICE D

### TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUJO LAMINAR EN TUBOS CIRCULARES

La transferencia de calor por convección en un tubo circular cuando el flujo es laminar es un problema que tiene solución analítica, y esta se encuentra frecuentemente reportada en los libros de texto. En este caso se usó el libro de B. V. Karlekar y R. M. Desmond, "Transferencia de Calor"

Debido a las suposiciones hechas en el capítulo 2 de este trabajo se reproduce parte del desarrollo de la obtención de la distribución de la temperatura dentro del fluido, así como la temperatura promedio y el coeficiente convectivo de transferencia de calor ( $h$ ).

Para un flujo laminar completamente desarrollado dentro de un tubo de radio  $r_w$ , la distribución de velocidad está dada por la ecuación :

$$\frac{u}{u_0} = 1 - \left[ \frac{r}{r_w} \right]^2$$

donde

$u =$  es la velocidad en dirección  $x$  en  $r = r$

$u_0 =$  es la velocidad máxima =  $-g_c \beta \left[ \frac{r_w^2}{4 \mu} \right]$

$\beta = dp/ dx$

$g_c =$  aceleración de la gravedad

$\mu =$  viscosidad

La distribución de temperaturas para flujo de calor constante en la pared está dado por :

$$T - T_0 = \frac{q_w r_w}{k} \left[ \left( \frac{r}{r_w} \right)^2 - \frac{1}{4} \left( \frac{r}{r_w} \right)^4 \right]$$

para esta expresión

$T =$  es la temperatura del fluido a  $r = r$

$T_0 =$  es la temperatura en la línea central del fluido

La ecuación de la temperatura promedio es :

$$T_b = T_0 + \frac{7}{24} \left( \frac{q_w r_w}{k} \right)$$

a  $T_b$  se le conoce como temperatura promedio o de bulbo

Para calcular el número de Nusselt basado en la temperatura promedio  $T_b$  se utiliza la siguiente ecuación :

$$k \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_w} = h ( T_w - T_b )$$

Sustituyendo las anteriores expresiones en esta última se encuentra :

$$Nu = \frac{h D}{k} = \frac{2 h r_w}{k} = \frac{48}{11} = 4.364$$

El número de Nu es independiente del número de Reynolds, lo cual es típico de la transferencia de calor *laminar* completamente desarrollado. Además el Nu, en este caso, es independiente de la coordenada x.

## APENDICE E

### DISPOSITIVO ANGULAR DE MEDICION ANGULAR DE LA RADIACION ( DEMAR ).

## APENDICE E

### DISPOSITIVO EXPERIMENTAL DE MEDICION ANGULAR DE LA RADIACION (DEMAR):

Para la medición de la radiación dentro de los tubos se construyó un dispositivo que denominamos por su siglas DEMAR, el cual consta de las siguientes partes :

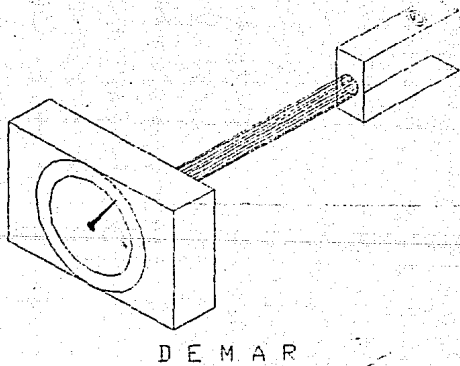
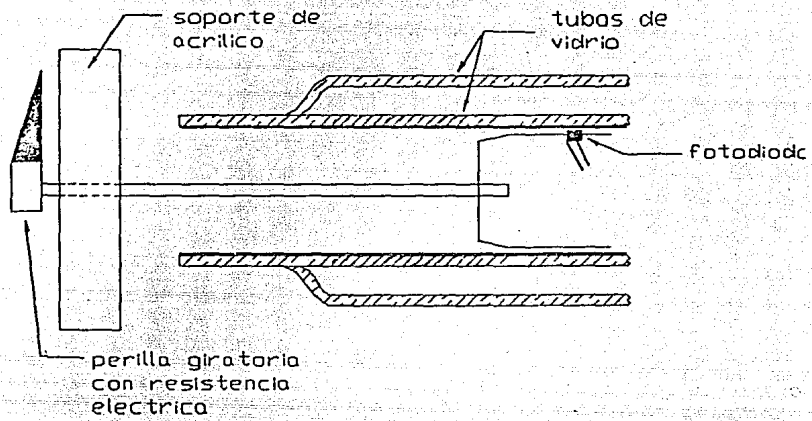
- 1.- Sensor de radiación ( fotodiodo ).
- 2.- Soporte mecánico del fotodiodo.
- 3.- Transportador para la medición de angulos.
- 4.- Resistencia eléctrica variable de carbón.
- 5.- Perilla de giro.

El DEMAR posee dos circuitos electrónicos que facilitan la adquisición automática de las lecturas:

a) El *CIRCUITO DEL FOTODIODO* que consta del fotodiodo y una resistencia fija de  $1000 \Omega$ , ver diagrama 1.

b) El *CIRCUITO DE LA RESISTENCIA* para la medición de la posición angular del fotodiodo ver diagrama 2.

# DEMAR.



DEMAR

## CIRCUITO DEL FOTODIODO



#### CARACTERIZACION DEL FOTODIODO.

El fotodiodo utilizado es de la marca H.P. de la serie SOS2-4220, sus características tanto ópticas como eléctricas se muestran en la información proporcionada por el fabricante (ANEXO 1 ).

La respuesta del fotodiodo fué caracterizada a distintas intensidades de luz producida por una lámpara de tungsteno, la intensidad de la luz incidente en el fotodiodo es controlada con filtros atenuantes no selectivos. La respuesta del fotodiodo para distintas cantidades de luz es lineal como se puede apreciar en los resultados tabulados y graficados en el ANEXO 2.

#### CALIBRACION DEL FOTODIODO CON UN PIRANOMETRO

Se hizo un experimento comparativo entre la respuesta del fotodiodo y la lectura en  $W/m^2$  de un piranómetro marca EPPLEY (clasificación CMS-731947), ambos dispositivos fueron colocados en posición horizontal. Se probaron tres funciones de ajuste entre la respuesta del fotodiodo y la lectura del piranómetro, encontrándose buena concordancia para las tres funciones propuestas. Dos de las funciones propuestas incluyen además de la respuesta en milivolts del fotodiodo, la temperatura del fotodiodo, y el ángulo horario del sol, estas correlaciones presentan los mas bajos valores de error. Sin embargo una tercera función propuesta solo utiliza la respuesta en milivolts del

fotodiodo, y su máximo error absoluto es de 2.6 %, por lo que se decidió usar esta última función dada su sencillez y practicidad al requerir menor información sin penalizar la precisión.

La función seleccionada es:

$$I_g = 61.69582 \times (F_d)^{0.33695}$$

donde  $I_g$  es la radiación solar global en  $W/m^2$ , y  $F_d$  la respuesta de fotodiodo en milivolts. En la figura-1 se hace una comparación entre las curvas generadas por el piranómetro y la del fotodiodo.

#### MEDICION ELECTRICA DE LA POSICION DEL FOTODIODO EN EL TUBO.

Con el fin de medir eléctricamente la posición angular del fotodiodo en el interior del tubo, para que el adquisidor de datos lo pudiera registrar, se diseñó un circuito que utiliza una resistencia eléctrica variable circular de cinta de carbón de 100  $\Omega$  ( usada comunmente en el volumen de los radios ), ver diagrama 2. Se ajustó la señal de la resistencia frente a un voltaje constante de 4.82 volts y los ángulos medidos con el transportador colocado en una de las caras del DEMAR. Con esto la lectura de los ángulos es directa al girar la perilla de DEMAR.


#### CALCULO DE LA RADIACION TOTAL RECIBIDA POR LA PELICULA.

Para calcular la radiación total recibida por la película se

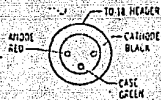
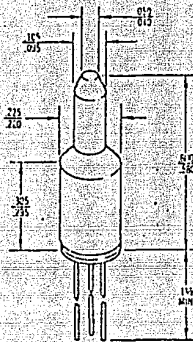


utilizaron los datos angulares de la radiación medidos por el DEMAR en los  $360^{\circ}$  del tubo, en intervalos de aproximadamente  $15^{\circ}$  posteriormente se hizo una integral numérica siguiendo la regla trapezoidal [Chapra].

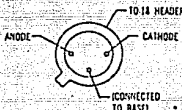
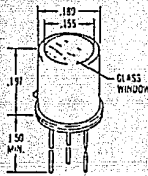
En el Anexo 3 de este apéndice se muestra un conjunto de gráficas de la distribución de la radiación con tomas horarias durante el día 30 de noviembre de 1990, así como los calores totales calculados con la integral.

HEWLETT  PACKARD

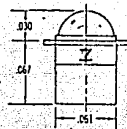
# PIN PHOTODIODE 5082-4200 series



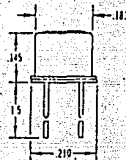
HP 5082-4201



HP 5082-4203, -4204, -4207



HP 5082-4205



HP 5082-4220

Dimensions in inches

The HP silicon planar PIN photodiodes are ultrafast light detectors for visible and near infrared radiation. Their response to blue and violet is unusually good for low dark current silicon photodiodes.

The speed of response of these detectors is less than one nanosecond. Laser pulses shorter than 0.1 nanosecond may be observed. The frequency response extends from dc to 1 GHz.

The low dark current of these planar diodes enables detection of very low light levels. The quantum detection efficiency is constant over six decades of light intensity, providing an excellent dynamic range.

The 5082-4201 has an integral glass fiber-optic light guide which places the 0.020 inch diameter sensitive zone optically on the end surface of the device. Both photodiode terminals are electrically insulated from the header.

The 5082-4203, -4204, and -4207 are packaged on a standard TO-18 header with a plane glass window cap. For versatility of circuit connection, they are electrically

insulated from the header. The light sensitive area of the 5082-4203 and -4204 is 0.020 inch (0.508 mm) in diameter and is located 0.075 inch (1.905 mm) behind the window. The light sensitive area of the 5082-4207 is 0.040 inch (1.016 mm) in diameter and is also located 0.075 inch (1.905 mm) behind the window.

The 5082-4205 is in a low capacitance Kovar and ceramic package of very small dimensions, with a hemispherical lens.

The 5082-4220 is packaged on a TO-46 header with the 0.020 inch (0.508 mm) diameter sensitive area located 0.100 inch (2.540 mm) behind a flat glass window.

### NOISE FREE PROPERTIES

The noise current of the PIN diodes is negligible. This is a direct result of the exceptionally low leakage current, in accordance with the shot noise formula  $I_n = (2qI_d\Delta f)^{1/2}$ . Since the leakage current does not exceed 400 picoamps for the 5082-4204 at a reverse bias of 10 volts, shot noise current is less than  $1.2 \times 10^{-14}$  amp Hz<sup>-1/2</sup> at this voltage.

Excess noise is also very low, appearing only at frequencies below 100 Hz, and varying approximately as  $1/f$ . When the output of the diode is observed in a load, thermal noise of the load resistance ( $R_L$ ) is  $1.20 \times 10^{-10} (R_L)^{-1/2} \times (\Delta f)^{1/2}$  at 25°C, and far exceeds the diode shot noise for load resistances less than 100 megohms (see Figure 6). Thus in high frequency operation where low values of load resistance are required for high cut-off frequency, all PIN photodiodes contribute virtually no noise to the system (see Figures 6 and 7).

Ultra-fast operation is possible because the HP PIN photodiodes are capable of a response time less than one nanosecond. A significant advantage of the device is that this great speed of response is exhibited at relatively low reverse bias (-10 to -20 volts).

Because of its high sensitivity over a wide spectral range, unprecedented speed of response, unrivaled low-noise performance, and low capacitance, the HP PIN photodiodes are the most useful and versatile silicon photodiodes available.

#### NOTES:

##### 1. Peak Pulse Power

When exposing the diode to high level irradiance the following photocurrent limits must be observed:

$$I_p (\text{avg}) < \frac{0.1}{E_r}$$

and

$$I_p (\text{peak}) < 500 \text{ mA or } < \frac{1000 \text{ Amps}}{t (\mu\text{sec})} \text{ or } < I_p (\text{avg})$$

whichever of the above three conditions is least.

$I_p$ —photocurrent

$E_r$ —supply voltage

$t$ —pulse duration

$f$ —pulse repetition rate

##### 2. Current Responsivity

Response of the photodiode to a uniform field of irradiance  $I$ , parallel to the polar axis is given by

#### OPTICAL CHARACTERISTICS AT 25°C

Characteristics	Response at 7700 Å (1) $\beta_{11}$	Sensitive Area	Diameter		Speed of Response	D*	Noise Equivalent Power
Units	$\mu\text{A}/\text{mW}/\text{cm}^2$	$\text{cm}^2$	Inches	mm	nsec	$\text{cm Hz}^{1/2}/\text{wall}$	NEP
Test Conditions	V = -20 R <sub>L</sub> = 1 MΩ				V = -20 R <sub>L</sub> = 50Ω	(0.0, 100, 6)	Watts
5082-4201	Min.					$0.9 \times 10^{11}$	
	Typ.	1.0	$2 \times 10^{-3}$	0.020	0.508	<1	
	Max.						$5.1 \times 10^{-11}$
5082-4203	Min.					$0.9 \times 10^{11}$	
	Typ.	1.0	$2 \times 10^{-3}$	0.020	0.508	<1	
	Max.						$6.1 \times 10^{-11}$
5082-4204	Min.					$4.1 \times 10^{11}$	
	Typ.	1.0	$2 \times 10^{-3}$	0.020	0.508	<1	
	Max.						$1.2 \times 10^{-11}$
5082-4205	Min.					$3.95 \times 10^{11}$ (2)	
	Typ.	1.5 (2)	$3 \times 10^{-3}$ (2)	0.010	0.254	<1	
	Max.						$1.4 \times 10^{-11}$
5082-4207	Min.					$2.5 \times 10^{11}$	
	Typ.	4.0	$8 \times 10^{-3}$	0.040	1.016	<1	
	Max.						$3.8 \times 10^{-11}$
5082-4220	Min.					$0.57 \times 10^{11}$	
	Typ.	1.0	$2 \times 10^{-3}$	0.020	0.508	<1	
	Max.						$8 \times 10^{-11}$

#### NOTES:

(1) Response at 7700 Å can be specified as 0.75 electrons/photon and  $0.5 \mu\text{A}/\mu\text{W}$  for all devices.

(2) Specification includes lens effect.

$I = \beta_{11} \times I_1$  for 7700 Å. The response from a field not parallel to the axis can be found by multiplying  $\beta_{11}$  by a normalizing factor obtained from the radiation pattern at the angle in question. For example, the multiplying factor for the 5082-4207 with irradiance  $H$ , at an angle of 40° from the polar axis is 0.8. If  $I_1 = 1 \text{ mW/cm}^2$ , then  $I = k \times \beta_{11} \times I_1$ ;  $I = 0.8 \times 4.0 \times 1 = 3.2 \text{ pamps}$ .

To obtain the response at a wavelength other than 7700 Å, the relative spectral response must be considered. Referring to the spectral response curve, Figure 1, obtain response,  $X$ , at the wavelength desired. Then the ratio of the response at the desired wavelength to response at 7700 Å is given by:

$$\text{Ratio} = \frac{X}{0.5}$$

Multiplying this ratio by the current response at 7700 Å will give the current response at the desired wavelength.

### 3. 5082-4205 Mounting Recommendations

- a. The 5082-4205 is intended to be soldered to a

printed circuit board having a thickness of from 0.020 to 0.060 inch (0.051 to 0.152 cm).

- b. Soldering temperature should be controlled so that at no time does the case temperature approach 280°C. The lowest solder melting point in the device is 280°C (gold-tin eutectic). If this temperature is approached, the solder will soften, and the lens may fall off. Lead-tin solder is recommended for mounting the package, and should be applied with a small soldering iron. For the shortest possible time, to avoid the temperature approaching 260°C.

- c. Contact to the lens end should be made by soldering to one or both of the tabs provided. Care should be exercised to prevent solder from coming in contact with the lens.

- d. If printed circuit board mounting is not convenient, wire leads may be soldered or welded to the devices using the precautions noted above.

### ELECTRICAL CHARACTERISTICS AT 25°C

### MAXIMUM RATINGS

Junction Capacitance		Capacitance to Shield		Dark Current		Series Resistance	Steady Reverse Voltage	Peak Inverse Voltage	Power Dissipation
pF	pF	pF	pF	pA	pA	Ω	Volts	Volts	mW
$V_A = -10 \text{ V}$	$V_A = -25 \text{ V}$	$V_A = -10 \text{ V}$	$V_A = -25 \text{ V}$	$V_A = -10 \text{ V}$	$V_A = -25 \text{ V}$				25°C
	1.5		2						
					2000	50	50	200	100
	1.5		2						
					2000	50	50	200	100
2.0		2							
				400		50	20	200	100
0.7					150	50	50	200	50
5.5		2							
				2000		50	20	200	100
2.0									
					5000	50	50	200	100

\* Not isolated from header.

Exceeding the peak inverse voltage may cause permanent damage to the diode. Forward current is harmless to the diode, within the power dissipation limit. For optimum performance, the diode should be reverse biased at between 5 and 20 volts.

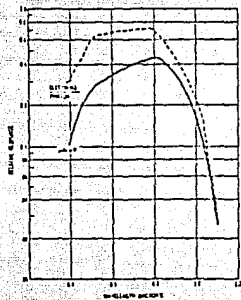


Figure 1. Spectral response.

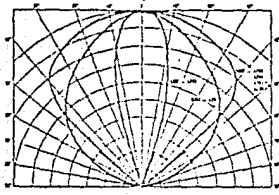


Figure 2. Relative directional sensitivity of the PIN Photodiodes.

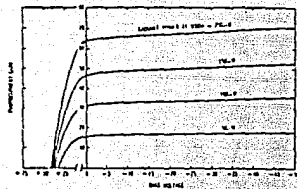


Figure 3. Typical output characteristics at 7700 Å.

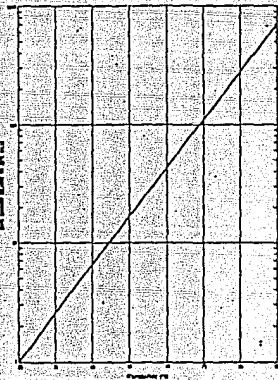


Figure 4. Dark current at  $-10$  V bias vs. temperature.

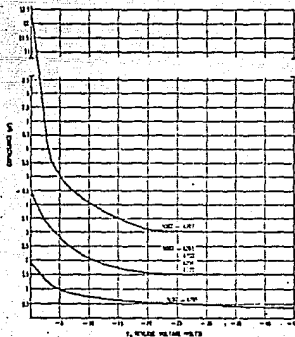


Figure 5. Typical capacitance variation with applied voltage.

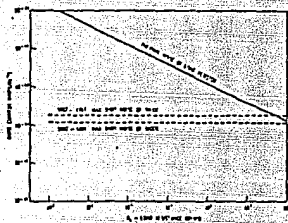


Figure 6. Noise vs. load resistance.

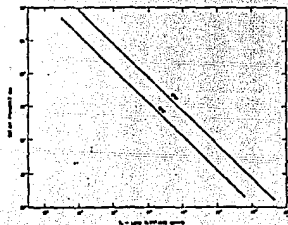


Figure 7. Photodiode cut-off frequency vs. load-resistance ( $C = 2$  pF).

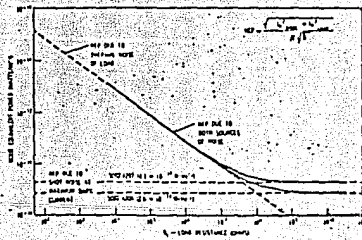


Figure 8. Noise equivalent power vs. load resistance.

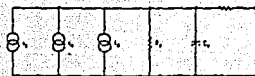


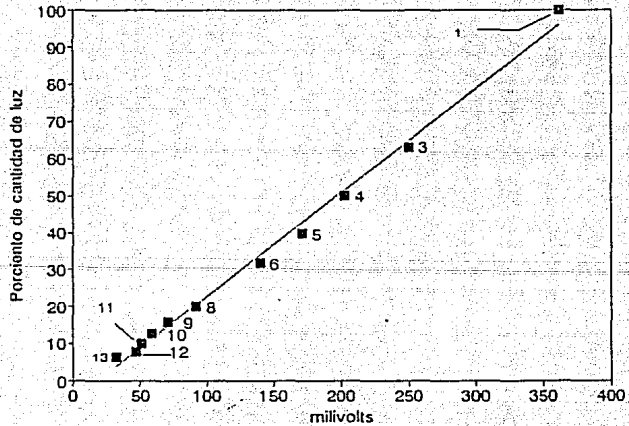
Figure 9.

- $I_s$  = Signal current  $\sim 0.5 \mu\text{A}/\mu\text{W}$
- $I_n$  = Shot noise current
  - $< 1.2 \times 10^{-11}$  amps/Hz $^{1/2}$  (5082-4204)
  - $< 4 \times 10^{-11}$  amps/Hz $^{1/2}$  (5082-4207)
- $I_d$  = Dark current
  - $< 400 \times 10^{-11}$  amps at  $-10$  V dc (5082-4204)
  - $< 2000 \times 10^{-11}$  amps at  $-10$  V dc (5082-4207)
- $R_L = 10^3 \Omega$
- $R_s = < 50 \Omega$

# ANEXO 2

CARACTERIZACION DE LA RESPUESTA DEL FOTODIODO					AJUSTE LINEAL DE LOS RESULTADOS	
# loma	A	B	C	D	Regression Output:	
1	0	392	100.000	93164	Constant	-5.1082435
3	0.2	250	53.053	64.631	Std Err of Y Est	2.22353028
4	0.3	203	50.119	51.683	R Squared	0.9947548
5	0.4	171	39.811	42.730	No. of Observations	11
6	0.5	140	31.623	34.558	Degrees of Freedom	9
8	0.7	92	19.853	20.629	X Coefficient(s)	0.27975798
9	0.8	71	15.843	14.755	Std Err of Coef.	0.00677149
10	0.9	59	12.689	11.397		
11	1	51	10.000	9.159		
12	1.1	47	7.543	8.040		
13	1.2	32	6.310	3.844		

- A --> Porcentaje de atenuamiento
- B --> Respuesta del fotodiodo en milivolts
- C --> Porcentaje de cantidad de luz = lectura sin filtro \* 10<sup>n</sup> -porcentaje de atenuamiento
- D --> Ajuste lineal del porcentaje de atenuamiento.



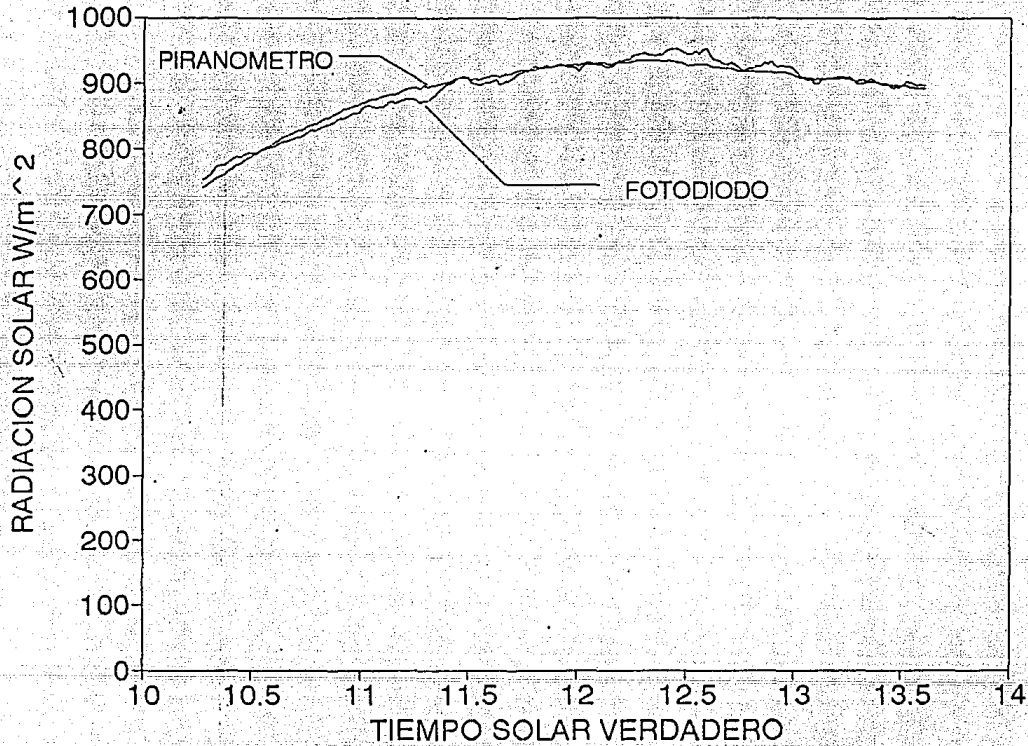
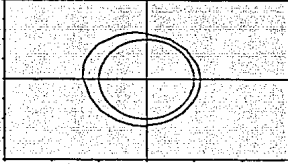


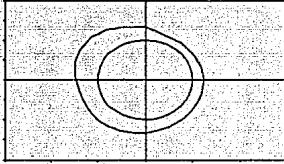
Figura 1.- Curva de ajuste del fotodiodo

DISTRIBUCION ANGULAR DE LA RADIACION EN EL TUBO  
PARA EL DIA 30 DE NOVIEMBRE, 1990.

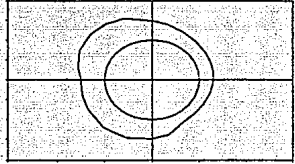
$Q(\text{total}) = 21.83 \text{ Watts}$       7 Hrs.



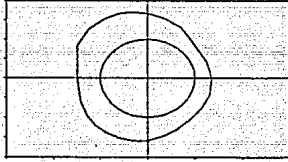
$Q(\text{total}) = 38.21 \text{ Watts}$       8 Hrs.



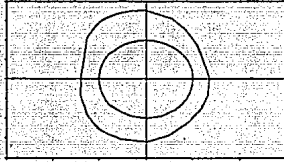
$Q(\text{total}) = 50.25 \text{ Watts}$       9 Hrs.



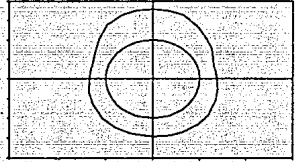
$Q(\text{total}) = 57.49 \text{ Watts}$       10 Hrs.



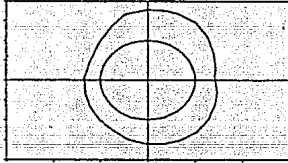
$Q(\text{total}) = 57.53 \text{ Watts}$       11 Hrs.



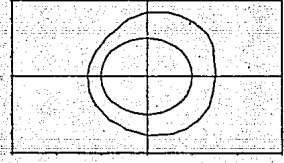
$Q(\text{total}) = 55.79 \text{ Watts}$       12 Hrs.



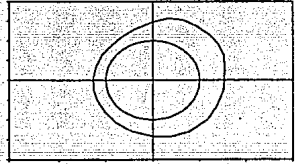
$Q(\text{total}) = 59.11 \text{ Watts}$       13 Hrs.



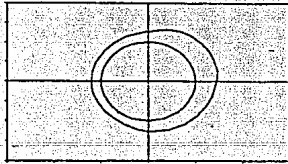
$Q(\text{total}) = 55.43 \text{ W/m}$       14 Hrs.



$Q(\text{total}) = 47.20 \text{ Watts}$       15 Hrs.



$Q(\text{total}) = 33.21 \text{ Watts}$       16 Hrs.



$Q(\text{total}) = 19.74 \text{ Watts}$       17 Hrs.

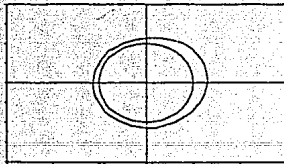
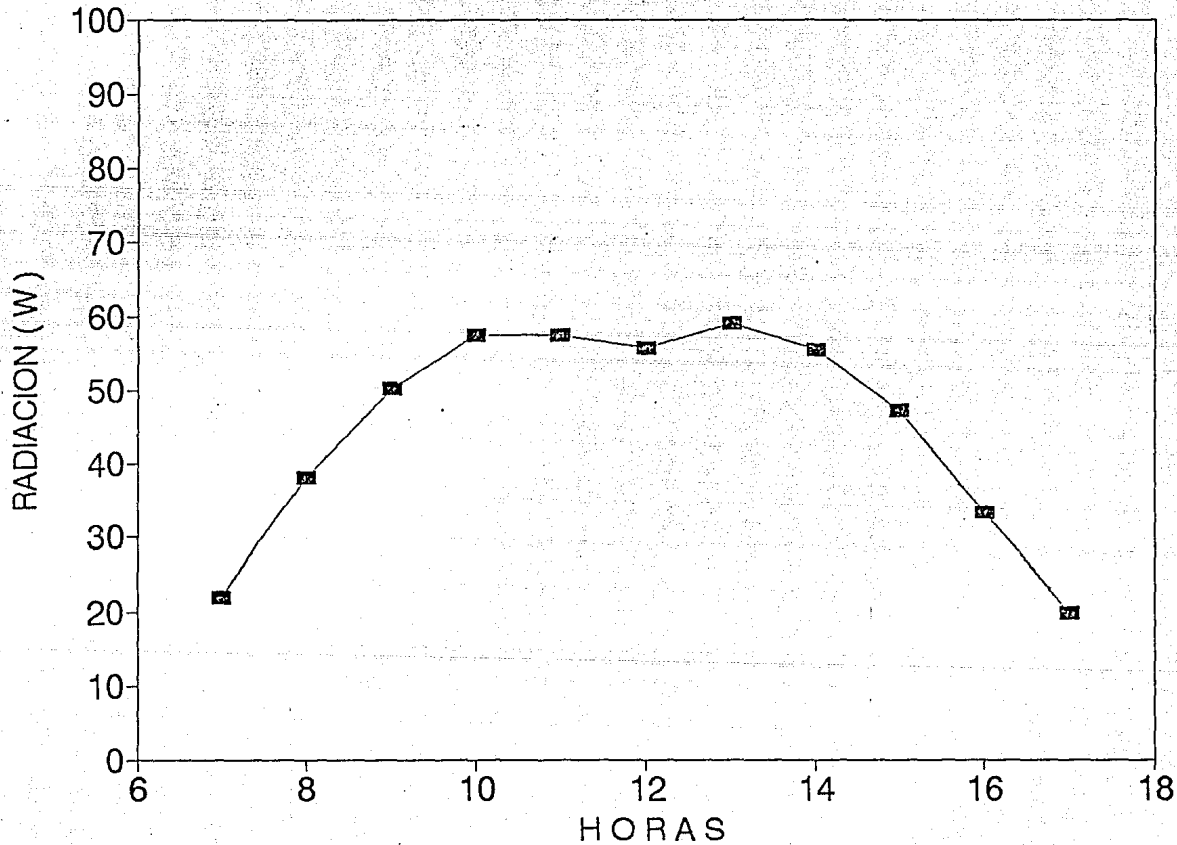




Fig 3



y A4 el area del tubo interior del colector. Esta definición se adopto dado que no existe una regla generalizada en la forma de calcular la eficiencia térmica en colectores tubulares [1,2]. A diferencia de los colectores planos para los cuales existe la norma de calcular la eficiencia dividiendo el calor útil entre la cantidad de radiación incidente en el colector (ecuación 6.2)[3],

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g \times A_c} , \quad (6.2)$$

los colectores tubulares presentan la problemática de no ofrecer la misma area de recepción de radiación durante todo el día, agregando que la radiación incidente en la superficie cilíndrica es distinta de la radiación solar recibida por una superficie plana ( $I_g \times A_c$ ), como lo es para un colector plano.

Los errores fueron calculados de dos formas distintas:

$$\text{Error ( T )} = \frac{(T_{sc} - T_{sc})}{T_{sc}} \times 100 \quad (6.3)$$

$$\text{Error ( E )} = ( \eta_e - \eta_c ) \times 100 \quad (6.4)$$

siendo la ecuación 6.2 usada para calcular el error para las temperaturas en grados centígrados y la 6.3 para el error de las eficiencias.

En la figura 6.10 se presenta la grafica de los 14 puntos del aceite y la figura 6.11 para el agua, para ambas figuras las

## APENDICE F

### CALCULO DE LOS FACTORES DE VISTA.

Para el cálculo de la radiación incidente sobre el tubo evacuado se utilizan factores de forma o de "vista", en la figura 1 se muestra el arreglo geométrico del tubo y sus alrededores, donde se señalan las distintas áreas que conforman este arreglo; a saber, el área A1 representa el área de la cubierta exterior del tubo, el área A2 representa el área de la placa reflectora, y el área A3 es el área supuesta del cielo. Esta última para fines prácticos se consideró como un semi-cilindro de diámetro igual a lo ancho de la placa reflectora y ambas tiene el mismo largo.

$$A1 = 0.1445 \text{ m}^2$$

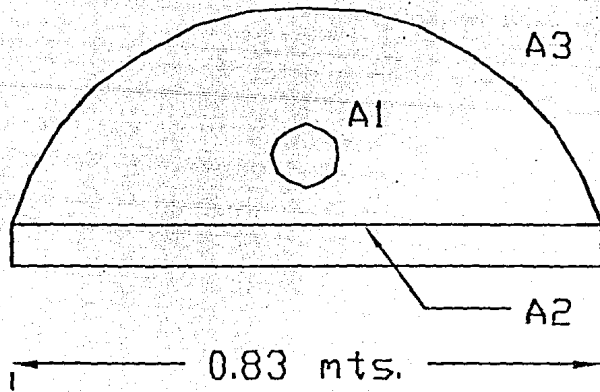
$$A2 = 0.9545 \text{ m}^2$$

$$A3 = 1.4993 \text{ m}^2$$

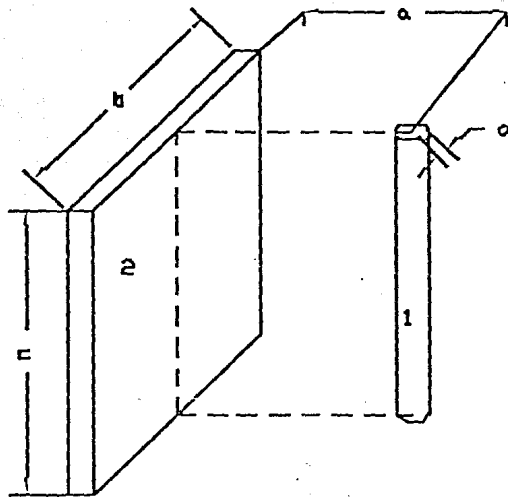
### BALANCE RADIATIVO DEL ARREGLO A1-A2-A3.

El balance radiativo general del arreglo se expresa en las siguientes seis ecuaciones:

$$F_{1-2} + F_{1-3} = 1 \quad (1)$$



Arreglo geometrico para el calculo de los factores de vista.



$$F_{2-1} + F_{2-3} = 1 \quad (2)$$

$$F_{3-1} + F_{3-2} = 1 \quad (3)$$

Por el principio de correspondencia:

$$A_1 \times F_{1-2} = A_2 \times F_{2-1} \quad (4)$$

$$A_1 \times F_{1-3} = A_3 \times F_{3-1} \quad (5)$$

$$A_2 \times F_{2-3} = A_3 \times F_{3-2} \quad (6)$$

Donde  $F_{i-j}$  es el factor de vista para las áreas  $i$ , y correspondientes.

En el ANEXO FACTORES se muestra el cálculo del factor:

$$F_{2-1} = 0.066$$

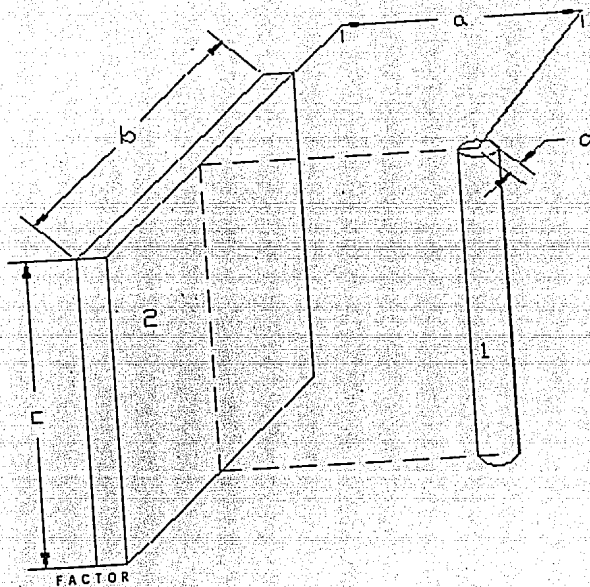
Teniendo como base este valor de  $F_{2-1}$  y las ecuaciones (1-6) se pueden calcular los valores de los otros factores, entre ellos el factor que relaciona el área del cielo y el tubo evacuado  $F_{3-1}$ , el cual es utilizado en el capítulo 4 para el cálculo de la radiación incidente sobre el tubo, obteniéndose :

$$F_{3-1} = 0.054$$

## ANEXO FACTOR

El cálculo del factor de vista F2-1 se efectúa integrando numéricamente la expresión reportada en el "Handbook of Heat Transfer", para la geometría que se muestra en la figura y la cual corresponde al intercambio radiativo entre el tubo y la placa reflectora.

La integración se efectuó en el software llamado MATHCAD 2.5.



$$a := 7 \text{ cm}$$

$$b := 83 \text{ cm}$$

$$c := 115 \text{ cm}$$

$$d := 2 \text{ cm}$$

$$X := \frac{a}{d}$$

$$Y := \frac{b}{d}$$

$$Z := \frac{c}{d}$$

$$H := 1$$

$$A := Z^2 + X^2 + H^2 - 1$$

$$B := Z^2 - X^2 - H^2 + 1$$

$$R(M) := \left[ \frac{A^2 + 4 \cdot Z^2}{A \cdot [X^2 + H^2]} \right]^{.5} \cdot \text{acos} \left[ \frac{B}{A \cdot [X^2 + H^2]} \right]^{.5} + B \cdot \text{asin} \left[ \frac{1}{[X^2 + H^2]} \right]^{.5} - \pi \cdot \frac{A}{2}$$

$$F(M) := \frac{X}{X^2 + H^2} \cdot \frac{X}{\pi \cdot [X^2 + H^2]} \cdot \left[ \text{acos} \left[ \frac{B}{A} \right] - \frac{1}{2 \cdot Z} \cdot R(M) \right]$$

$$F := \frac{2}{Y} \int_0^Y F(M) \, dM$$

$$F = 0.066$$

## REFERENCIAS

- 1 E. Speyer, "Solar Energy Collection with Evacuated Tubes", *American Machine and Foundry Co.*, Springdale, Conn., July 1965, pp. 270-276.
- 2 S. Karaki and D. M. Frick, "Performance of an Evacuated Tube Solar Collector", *Sharing the Sun 76*, Winnipeg, Manitoba, August 15-20, 1976.
- 3 S. P. Chow, G. L. Harding and R. E. Collins, "Degradation of All-Glass Evacuated Solar Collector Tubes", *Solar Energy Materials*, vol. 12, 1985, pp. 1-41.
- 4 B. Window and G. L. Harding, "Progress in the Materials Science of All-Glass Evacuated Collectors", *Solar Energy*, vol. 32, No. 5, 1984, pp. 609-623.
- 5 S. P. Chow, G. L. Harding and Y. Zhiqiang, "Optimisation of Evacuated Tubular Solar Collector Arrays with Diffuse Reflectors", *Solar Energy*, vol. 33, No. 3/4, 1984, pp. 277-282.
- 6 B. Window and I. M. Bassett, "Optical Collection Efficiencies of Tubular Solar Collectors with Specular Reflectors", *Solar Energy*, vol. 26, 1981, pp. 341-346.
- 7 B. Window and J. Zybert, "Optical Efficiencies of Arrays of Tubular Collectors with Diffuse Reflectors", *Solar Energy*, vol. 26, 1981, pp. 325-331.
- 8 J. J. O'Gallagher, A. Rabi and R. Winston, "Absorption Enhancement in Solar Collectors by Multiple Reflections", *Solar Energy*, vol. 24, 1980, pp. 323-326.
- 9 W. R. McIntire, "Factored Approximations for Biaxial Incident Angle Modifiers", *Solar Energy*, vol. 29, No. 4, 1982, pp. 315-322.
- 10 W. R. McIntire, "Optimization of Stationary Nonimaging Reflectors for Tubular Evacuated Receivers Aligned North-South", *Solar Energy*, vol. 24, 1980, pp. 169-175.



11 D. E. Prapas, B. Norton and S. D. Probert, "Thermal Desing of Compound Parabolic Concentrating Solar Energy Collectors", *Solar Energy Technology Center*, vol. 109, United Kingdom, May, 1987, pp. 161-168.

12 R. L. Sawhney, N. K. Bansal and Inderjit, "Rating Parameters for a Solar Energy Collector of Tubular Shape", *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 109, November, 1987, pp. 343-348.

13 S. P. Chow, G. L. Harding and K. J. Cathro, "Optical Efficiency of Evacuated Tubular Collectors with Selective Surface of High Solar Absorptance and Envelopes Coated with Antireflection Layers", *Solar Energy*, vol. 36, No. 3, 1986, pp. 241-244.

14 G. L. Harding, "Absorptance and Emittance of Metal Carbide Selective Surfaces Sputter Deposited onto Glass Tubes", *Solar Energy Materials*, vol. 2, 1980, pp. 469-481.

15 D. Proctor and S. R. James, "Analysis of the Sanyo Evacuated Tube Solar Collectors Test Results from the IEA Task III Programme", *Solar Energy*, vol. 35, No. 5, 1985, pp. 387-392.

16 D. Proctor, "Daily Thermal Characteristics for some Evacuated-Tubular Solar Collectors", *Solar Energy*, vol. 33, No. 5, 1984, pp. 451-453.

17 W. Kamminga, "The Testing of an Evacuated Tubular Collector with a Heat Pipe Under Transient Conditions", PROCEEDINGS OF THE NINTH BIENNIAL CONGRESS OF THE INTERNATIONAL SOLAR ENERGY SOCIETY *Intersol 85*, Groningen, 1985, pp. 1279-1283.

18 R. E. Collins, D. Mackey and G. L. Morrison, "Comparative Performance of Evacuated Tubular Collectors and Flat Plate Collectors in Thermosyphoning Systems", PROCEEDINGS OF THE NINTH BIENNIAL CONGRESS OF THE INTERNATIONAL SOLAR ENERGY SOCIETY *Intersol 85*, Sydney, Australia, 1985, pp. 1285-1293.

19 R. Winston and J. O'Gallagher, "Integrated Evacuated CPC's for High Temperature Solar Thermal Systems", PROCEEDINGS OF THE NINTH BIENNIAL CONGRESS OF THE INTERNATIONAL SOLAR ENERGY SOCIETY *Intersol 85*, Chicago, Illinois, 1985, pp. 1148-1151.

20 C. W. J. van Koppen and P. Verhaart, "Evacuated Tube Collectors Simplify Solar Thermal System Layout", PROCEEDINGS OF THE NINTH BIENNIAL CONGRESS OF THE INTERNATIONAL SOLAR ENERGY

21 S. T. Bushby, "The Performance of an Evacuated Tube Heat-Pipe Collector System in Brisbane", PROCEEDINGS OF THE NINTH BIENNIAL CONGRESS OF THE INTERNATIONAL SOLAR ENERGY SOCIETY *Intersol 85*, Australia, 1985, pp. 1158-1171.

22 R. Schmid and R. E. Collins, "Characterization of Evacuated Tubular Collectors", PROCEEDINGS OF THE NINTH BIENNIAL CONGRESS OF THE INTERNATIONAL SOLAR ENERGY SOCIETY *Intersol 85*, Sydney, Australia, 1985, pp. 1189-1193.

23 G. L. Harding and T. T. Moon, "Evacuation and Deterioration of All-Glass Tubular Solar Thermal Collectors", *Solar Energy Materials*, vol. 7, 1982, pp. 113-122.

24 G. L. Harding, "A Sputtered Copper-Carbon Selective Absorbing Surface for Evacuated Collectors", *Solar Energy Materials*, vol. 7, 1982, pp. 123-128.

25 A. Castrejón, R. Martínez y L. del Castillo, "Algunas Propuestas de Diseño de Colectores Solares Evacuados", Presentado en el IV Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, México, D. F. 1980, pp. 74-77.

26 G. L. Harding and Y. Zhiqiang, "Thermosiphon Circulation in Solar Water Heaters Incorporating Evacuated Tubular Collectors and a Novel Water-in-Glass Manifold", *Solar Energy*, vol. 34, No. 1, 1985, pp. 13-18.

27 N. K. Bansal and A. K. Sharma, "Transit Theory of Tubular Solar Energy Collector", *Solar Energy*, vol. 32, No. 1, 1984, pp. 67-74.

28 B. A. Pailthorpe, R. E. Collins and S. O'Shea, "Temperatura Limitation in Evacuated Solar Collector Tubes", *Solar Energy*, vol. 39, No. 1, 1987, pp. 73-75.

29 R. Schmid, B. A. Pailthorpe and R. E. Collins, "Heat Transport in Liquid Filled Tubes", Sydney, Australia, 1986, pp. 919-943.

30 J. Appelbaum and O. Bergshtein, "A Solar Radiation

Distribution Sensor", *Solar Energy*, vol. 39, No. 1, 1987, pp. 1-10.

31 R. B. Pettit, "Effect of Surface Curvature on Measurement of the Absorptance Properties of Solar Coatings", *Solar Energy*, vol. 21, 1978, pp. 247-248.

32 C. K. Hsieh and K. C. Su, "Thermal Radiative Properties of Glass from 0.32 to 206  $\mu\text{m}$ ", *Solar Energy*, vol. 22, 1979, pp. 37-43.

33 E. J. Guay, "Maximally Concentrating Collectors for Solar Energy Applications", *Solar Energy*, vol. 24, 1980, pp. 265-270.

34 V. M. Garcia, M. T. S. Nair and P. K. Nair, "Optical Properties of  $\text{PbS-Cu}_2\text{S}$  and  $\text{Bi}_2\text{S}_3\text{-Cu}_2\text{S}$  Thin Films with Reference to Solar Control and Solar Absorber Applications", *Laboratorio de Energía Solar, IIM, México*, pp. 1-18.

35 A. Castrejón, "Diseño, construcción y simulación de un colector solar tubular evacuado", *Universidad Autónoma Metropolitana, México, D. F.*, 1979, pp. 1-69.

36 ASHRAE, "Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors", *The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.*, New York, N. Y., 1977.

37 G. L. Harding and B. Window, "Free Molecule Thermal Conduction in Concentric Tubular Solar Collectors", *Solar Energy Materials*, vol. 4, 1981, pp. 265-278.

38 K. G. T. Hollands, "Free Convection in solar Collector", *University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canadá*, pp. 125-147.

39 K. G. T. Hollands, "Advance Non-Concentrating Solar Collectors", *University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canadá*, pp. 149-164.

40 N. C. Bhowmik and S. C. Mullick, "Calculation of Tubular Absorber Heat Loss Factor", *Solar Energy*, vol. 35, No. 3, 1985, pp. 219-225.

41 S. C. Mullick and S. K. Nanda, "An Improved Technique for Computing the Heat Loss Factor of a Tubular Absorber", *Solar Energy*, vol. 42, No. 1, 1989, pp. 1-7.

42 T. H. Kuehn and R. J. Goldstein, "Correlating Equations for Natural Convection Heat Transfer Between Horizontal Circular Cylinders", *J. Heat Mass Transfer*, vol. 19, 1976, pp. 1127-1134.

43 L. Guirong, W. lei and X. Gaohang, "Cheap and Efficient Solar Energy Collectors with Vacuum Tubes", *Jiangxi Academy of Sciences*, Nanchang, Jiangxi, P. R. China, pp. 732-737.

44 W. S. Duff, "Experimental Results from Twelve Evacuated Collector Installations", *Colorado State University*, Fort Collins, Colorado, pp. 499-502.

45 "Technical Data for Neg Evacuated Tube Solar Collector and Solar Collector Module", *Nippon Electric Glass Co., Ltd.*, pp. 1-15.

46 Y. Zhiqiang et. al., "Comparative Study of Fluid-in-Metal Manifolds for Heat Extraction from Single Ended Evacuated Glass Tubular Collectors", *Solar Energy*, vol. 35, No. 1, 1985, pp. 81-91.

47 G. L. Harding, Y. Zhiqiang and D. W. Mackey, "Heat Extraction Efficiency of a Concentric Glass Tubular Evacuated Collector", *Solar Energy*, vol. 35, No. 1, 1985, pp. 71-79.

48 R. E. Collins and R. Schmid, "Temperature Measurement in Dewar Type Evacuated Tubular Collector", *Solar Energy*, vol. 40, No. 2, 1988, pp. 181-183.