

01173  
1ej.  
1



# Universidad Nacional Autónoma de México

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO DE LA  
FACULTAD DE INGENIERIA

#300 63P

#24510

## ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN <sup>\*</sup>ALMACEN TERMICO. INTEGRADO A UN GENERADOR SOLAR

#650 ENERGIA SOLAR

01173  
1981

### T E S I S

Que para obtener el grado de:

MAESTRO EN INGENIERIA MECANICA

P r e s e n t a :

ARTURO PALACIO PEREZ

México, D. F.

1981

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

## NOHENC LATURA

A	Area
c	Calor específico
D	Difusividad térmica
d	Diámetro
h	Coefficiente de transferencia
$K_v$	Coefficiente de la válvula de control
k	Conductividad térmica
Ld	Longitud del día
l	Longitud
M	Masa de agua
m	Masa de vapor
$\dot{m}$	Gasto másico
P	Perímetro
p	Presión
Q	Potencia calorífica
$\dot{q}$	Potencia calorífica
R	Cte. del vapor
r	Fracción, de recirculación
T	Temperatura
t	Tiempo
U	Coefficiente global de transferencia
u	Velocidad
V	Volumen
$\dot{v}$	Gasto de vapor generado
z	Variable de posición

$\Phi$	Función de disipación
$\Gamma$	Función gamma
$\epsilon$	Error
$\lambda$	$\Delta t / \Delta z^2$
$\mu$	Viscosidad
$\phi$	Diámetro
$\rho$	Densidad

### Subíndices

$a$	Aceite
$c$	Captador
$g$	Fluido-gas
$s$	Saturación
$t$	Tubos/tanque
$u$	Util
$v$	Vapor
$w$	Agua
$0$	Referencia
$1$	Entrada
$2$	Salida
$\infty$	Medio ambiente

# I N D I C E

## NOMENCLATURA

1.	INTRODUCCION	1
2.	DISEÑO, INSTALACION E INSTRUMENTACION DEL MODELO EXPERIMENTAL	4
2.1	Descripción General	4
2.2	Controles de Gasto y Temperatura	10
3.	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	13
3.1	Método de Determinación del Coeficiente de Pérdidas	13
3.2	Cálculo del Coeficiente de Pérdidas	14
3.3	Obtención de las Termoclinas	20
3.4	Pruebas en el Circuito de Enfriamiento	21
4.	CORRELACION TEORICO - EXPERIMENTAL	26
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	34
	REFERENCIAS	36
	FIGURAS	38
	APENDICE (PRECISION DE LAS MEDICIONES EXPERIMENTALES)	61

## 1. INTRODUCCION

Para mantener en continua operación un generador solar-eléctrico, es indispensable la utilización de un almacén de energía que amortigue las perturbaciones inherentes a la radiación solar.

En este trabajo se analiza un almacén térmico cuya capacidad es función de la diferencia de temperaturas existente en el fluido de almacenamiento. Debido a ello, se estudia la evolución de los perfiles de temperatura de dicho fluido dentro del almacén en función del tiempo, o sea, su estratificación térmica.

La ecuación que se obtiene del balance de energía sobre un estrato es <sup>1\*</sup>

$$\rho c A \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{m} c \frac{\partial T}{\partial z} = k A \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - UP(T - T_{\infty})$$

Los términos del lado izquierdo de la ecuación se refieren a la cantidad de energía almacenada en el estrato y la transferida por convección respectivamente, mientras que los términos del lado derecho representan la

\* Los números corresponden a las referencias al final de este trabajo.

la energía que se transfiere por conducción y aquélla que se pierde al ambiente. Dividiendo entre  $\rho c A$ , dicha ecuación toma la forma

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{UP}{\rho c A} (T - T_{\infty})$$

Del análisis de esta expresión es evidente que un parámetro fundamental en la predicción del fenómeno es  $k/\rho c$ , llamado difusividad térmica, cuya dependencia con las variables que intervienen en el proceso no es fácilmente deducible.

Por esta razón se llevó a cabo una investigación teórico-experimental que permitiese determinar dicha relación. En este estudio se describe lo referente a la parte experimental. En la ref (1) se detalla el análisis - teórico.

En el Instituto de Ingeniería de la UNAM se encuentra en desarrollo el prototipo de un sistema generador solar. Tomándolo como base se procedió al diseño del modelo físico que se encuentra en el laboratorio de procesos de dicho Instituto. El proceso de instalación e instrumentación del mismo se incluye en el capítulo 2.

Previo a las pruebas de obtención de las termoclinas, se llevó a cabo la determinación del coeficiente de pérdidas del almacén. El procedimiento experimental descrito en el capítulo 3, detalla tales pruebas, al igual que las realizadas en el círculo de enfriamiento.

La correlación de resultados, aunada a la obtención de la ecuación de la

ecuación de la difusividad, se discute en el capítulo 4. Cabe señalar que aún cuando existe la factibilidad de llevar a cabo una extrapolación de resultados para el sistema real, el interés primordial de este trabajo es el entendimiento del fenómeno, así como su interpretación en una forma sencilla que permita realizar predicciones del mismo.

Finalmente en el capítulo 5 se enuncia una serie de conclusiones y recomendaciones referentes a este estudio.



## 2. DISEÑO, INSTALACION E INSTRUMENTACION DEL MODELO EXPERIMENTAL

### 2.1 Descripción General

La utilización de un modelo físico se hizo necesaria debido a que la obtención del coeficiente de transferencia de calor que se incluye en el modelo matemático sólo es posible mediante la realización de pruebas experimentales que simulen el comportamiento del sistema real. Dicho modelo consiste en un tanque de almacenamiento provisto de dos circuitos con el fin de simular tanto el aporte (espejos en el caso del sistema solar) como la extracción de energía (evaporador). En la fig 1 se muestra un esquema general de la instalación.

Dado que el tanque de almacenamiento representa el elemento central del estudio, su diseño se lleva a cabo tratando de mantener ciertas semejanzas con el prototipo mencionado, de manera que las conclusiones que se alcanzan pudieran extenderse al sistema real. El prototipo es un almacén cilíndrico de 1.7 metros de diámetro por 13.6 metros de altura, lo cual da una relación L/D de 8. La razón de su esbeltez es propiciar una mayor estratificación del fluido de trabajo con el objeto de tenerlo disponible

a un alto nivel de energía. En el caso del modelo de laboratorio se guardó dicha relación, construyéndose un tanque de medio metro de diámetro por 4 metros de altura, o sea, de aproximadamente la tercera parte del tanque real.

Otro parámetro de semejanza que se consideró fue la velocidad vertical del fluido dentro del almacén. El propósito de mantener dicha velocidad igual a la esperada en el prototipo era que el avance de las termoclinas fuera similar en ambos casos. Otros criterios de extrapolación se mencionan en el capítulo 5.

La capacidad de la bomba se determinó con base en el segundo criterio de semejanza de la siguiente manera:

Considerando que el gasto de diseño en el prototipo es de 5 Kg/seg, de la ecuación

$$\dot{m} = \rho u A$$

donde  $\dot{m}$  - gasto másico (Kg/seg)

$\rho$  - densidad del fluido (Kg/m<sup>3</sup>)

A - área transversal del tanque (m<sup>2</sup>)

u - velocidad del fluido (m/seg)

se encuentra que la velocidad es:

$$u = \frac{5 \times 4}{(726.27 \times 1.7^2 \times \pi)} = 3.03 \times 10^{-3} \text{ m/seg}$$

habiéndose evaluado la densidad del fluido, en este caso aceite Esso Therm

GL 450, mediante la relación obtenida a partir de datos del fabricante

$$\rho = 883.7 - 0.6297 T, \quad T \text{ en } ^\circ\text{C}$$

a una temperatura de  $250^\circ\text{C}$ , que es la que se espera como temperatura límite promedio de operación en el prototipo. En el caso del modelo de laboratorio dicha temperatura es de  $100^\circ\text{C}$ , por lo cual el gasto másico a esa temperatura y con la velocidad obtenida resulta

$$\dot{m} = 820.73 \times 3.03 \times 10^{-3} \times 0.5^2 \times \frac{\pi}{4} = .4886 \text{ kg/seg}$$

Las pérdidas por fricción se determinaron mediante la ecuación de Darcy-Weisbach<sup>2</sup>, como se indica a continuación. Conocido el gasto másico, la velocidad en la tubería es  $u = \frac{\dot{m}}{\rho A}$  donde A es el área seccional de la tubería (Se utilizó tubería de fierro galvanizado de 1/2 pulgada de diámetro al igual que los accesorios tales como codos, tees, válvulas, etc.). El diámetro interior para dicha tubería es  $d = 1.58 \times 10^{-2} \text{ m}$ , por lo que la velocidad resulta

$$u = \frac{0.4886}{820.73 \times \pi \times 1.96 \times 10^{-4}} = 3.03 \text{ m/seg}$$

Con dicha velocidad se calculó el número de Reynolds como

$$R_e = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{820.73 \times 3.03 \times .0158}{5.13598 \times 10^{-3}} = 7650.24$$

donde  $\mu$  es la viscosidad dinámica evaluada a  $100^\circ\text{C}$  mediante la relación también obtenida de datos proporcionados por el fabricante

$$\mu = 65.57 T^{-2.037} - 46.7 \times 10^{-3} T^{-1.037}, \quad \mu(\text{kg/mseg}), \quad T (^\circ\text{C})$$

Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa de 0.009, se obtuvo a

partir del diagrama de Moody el coeficiente de fricción  $f = 0.0435$ .

La constante total de pérdidas debido a los accesorios es  $K = fL/d = 40.04$  y la longitud de la tubería es 5.56 metros. Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación de Darcy- Weisbach,  $h = \frac{Ku^2}{2g} + \frac{fLu^2}{2dg}$ , las pérdidas resultan

$$h = \frac{40.04(3.03)^2}{2 \times 9.81} + \frac{0.0435 \times 5.56 \times (3.03)^2}{0.0158 \times 2 \times 9.81} = 26.02 \text{ metros}$$

Las pérdidas a través del calentador resultan despreciables debido a la baja velocidad de flujo.

Considerando una eficiencia del 30% según datos del fabricante, la potencia de la bomba se calculó como

$$P = \frac{9.81 \times 0.4886 \times 26.02}{0.3} = .415 \text{ KW} = .5572 \text{ hp}$$

Para evitar desperfectos en los componentes de la bomba al operar a temperaturas elevadas, se le adaptó un bloque de enfriamiento. Tomando en cuenta que también existen pérdidas a través del buje de dicho bloque se decidió instalar una bomba de 3/4 de hp. Al operar las bombas se encontró - que su eficiencia real era de aproximadamente 10%, no pudiendo obtenerse por consiguiente el gasto deseado. Debido a ello las pruebas se realizaron variando el gasto en un intervalo restringido por la capacidad de las bombas. (Esto se explica con mayor detalle en la sección 3.3)

El tanque de acero se construyó en dos secciones como se aprecia en la

fig 2, para facilitar su fabricación y maniobrabilidad, así como la instalación de los dispositivos de medición. La base sobre la que se encuentra montado es de ángulo de acero 2" X 2" X 1/4".

Se colocó un tanque de expansión fig 3, para amortiguar los cambios de volumen debido a la diferencia de densidades.

Tomando como temperatura extrema máxima en el laboratorio 200°C, se determinó la capacidad de dicho tanque como sigue.

La masa de aceite a la temperatura inicial de 15°C es

$$M = \rho V = 874.25 \times \pi \times \frac{0.5^2}{4} \times 4 = 686.63 \text{ kg}$$

Por tanto el volumen de aceite a 200°C es

$$V = M/\rho = \frac{686.63}{757.76} = 0.90613 \text{ m}^3$$

de donde el incremento de volumen resulta

$$\Delta V = 0.90613 - 0.7853 = 0.1208 \text{ m}^3$$

lo cual corresponde a un aumento en volumen del 15.38%. Por tanto se utilizó un tanque de 0.2 m<sup>3</sup> como medida de seguridad. Este recibe el aceite caliente de la parte superior del almacén térmico y lo regresa por la parte inferior cuando tiene lugar el enfriamiento.

Por lo que se refiere al circuito de aporte, se instaló un calentador, fig 4, formado por 2 bancos de 2 resistencias con capacidad de 1.86 kW cada uno

y un banco de tres resistencias con capacidad de 4.290 kW cuya eficiencia resultó del 93.63% al realizar un balance de energía.

Originalmente el calentador tenía una capacidad de 10 kW, producto de dos bancos de 3 kW cada uno y uno de 4 kW. Después de un breve periodo de pruebas, dichas resistencias de cobre produjeron un corto circuito debido a que, como se detectó, el material ya corroído había provocado el desprendimiento de algunas porciones que entraron en contacto. Dicha corrosión tuvo lugar probablemente cuando las resistencias fueron utilizadas por más de un año para el calentamiento de petróleo, no siendo revisadas antes de instalarse nuevamente.

En la fig 5 puede observarse el estado de la resistencia más dañada; para efecto de comparación, en la fig 6 aparecen en el extremo derecho 2 de las resistencias de cobre, y en primer término una de las resistencias de acero inoxidable "bondi" que se utilizaron finalmente.

Se conectaron bajo un potencial de 220 volts y con el calor generado se incrementó la temperatura del aceite a su paso por las resistencias.

El fluido se succionaba de la parte inferior del tanque a través de un tubo doblado de manera que se tomara el aceite de lo más profundo (fig 7), y después de pasar por el calentador, era introducido a través de una "flauta" colocada en el extremo superior del tanque, con el propósito de uniformar el flujo<sup>3</sup> y evitar turbulencia, fig 8.

En el circuito de extracción de energía se utilizó un cambiador de calor (sección 3.4) para enfriar el aceite de manera tal que al regresarlo nuevamente por la parte inferior del almacén, su temperatura resultara menor o igual a la del fluido con el cual se iba a mezclar. De esta forma era posible mantener la estratificación dentro del tanque.

En la fig 9 se muestra una fotografía de la disposición final del modelo experimental.

## 2.2 CONTROLES DE GASTO Y TEMPERATURA

La medición del gasto en ambos circuitos se llevó a cabo mediante placas de orificio, cuya calibración se realizó de la siguiente manera.

Para una temperatura dada del aceite se registraron lecturas de diferencia de altura en el manómetro diferencial conectado a las placas, y al mismo tiempo se determinó el gasto utilizando un recipiente graduado y un cronómetro; así, variando la apertura de las válvulas de control que aparecen en la fig 10, se tabularon los pares de datos (gasto,  $\Delta h$ ) para varias temperaturas del fluido. Los resultados obtenidos se encuentran en la fig 11, donde se observa que la variación de gasto no es muy sensible al cambio de temperatura, por lo cual se decidió ajustar la curva mostrada cuya ecuación es  $G = [3.351 + 0.303 \Delta h - 0.001596 \Delta h^2] 1.66 \times 10^{-5}$  donde G es el gasto en  $m^3/\text{seg}$  y  $\Delta h$  en mm es la diferencia de altura.

Dicha ecuación se obtuvo a partir de los datos experimentales empleando el método de mínimos cuadrados, haciendo uso del programa de computadora desarrollado por Hurlburt<sup>4</sup>.

Se procedió de la misma forma en los 2 circuitos, encontrándose resultados iguales para ambas placas de orificio, fig 3.

Para determinar la temperatura del aceite dentro del tanque, se instalaron una serie de 10 termopares del tipo cobre-constantán colocados a diferentes profundidades mediante un cable tensado entre 2 soleras de acero soldadas en los extremos del interior del tanque. Para compensar la dilatación sufrida por el cable al aumentar la temperatura, se utilizó un resorte sobre un perno colocado en la solera superior (figs 8 y 12).

La separación de los termopares se determinó de tal manera, que el tiempo requerido para realizar las lecturas fuera menor que el utilizado por el volumen de aporte para desplazarse al siguiente estrato, considerando que el tanque se puede dividir en 10 estratos iguales.

Las lecturas se registraron en mV en un multímetro digital y se convirtieron a grados centígrados haciendo uso de la ecuación:

$$T = \sum_{i=0}^N A_i V^i$$

donde:

$$A_0 = - 0.101163$$



$$A_1 = 25,593$$

$$A_2 = - 0,6958$$

$$A_3 = 0,0799528$$

$$A_4 = - 0,0123173$$

$$A_5 = 0,00107824$$

$$A_6 = - 4,46382 \times 10^{-5}$$

$$A_7 = 6,95069 \times 10^{-7}$$

la cual es aplicable a este tipo de termopares<sup>5</sup> para un rango de -200 a 400°C con un error estándar de 0.425°C.

El selector de termopares se aprecia en la fig 13.

Se utilizaron termómetros de mercurio para registrar las temperaturas a la entrada y a la salida del calentador y del cambiador de calor, así como para la temperatura del agua antes y después de su paso por el evaporador. Los primeros se colocaron dentro de termopozos para obtener - una lectura confiable. La temperatura ambiente también se registró con este tipo de termómetro.

Para operar las resistencias se utilizó el control de la fig 13. Uno de los circuitos es de alta capacidad y acciona 4 resistencias a la vez; los otros 2 son de baja capacidad y accionan una y dos resistencias respectivamente. De esta forma se pueden conectar desde una hasta las 7 resistencias al mismo tiempo con el fin de controlar el aporte de energía, y por consiguiente la variación de temperatura del aceite.

### 3. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

#### 3.1 Método de determinación del Coeficiente de Pérdidas

El primer paso antes de proceder a las pruebas para la obtención de las termoclinas, fue la determinación experimental del coeficiente global de pérdidas al ambiente ( $U$ ). Para ello se calentó el aceite hasta una cierta temperatura y a partir de ese instante se apagaron tanto las resistencias como la bomba. De esta manera el fluido se enfrió conservándose estratificado. De haber permanecido en circulación, la mezcla del estrato más frío (el del fondo del tanque) con el aceite caliente del estrato superior, habría provocado desequilibrio térmico, y por tanto, grandes variaciones en las lecturas de temperatura. (Estas temperaturas aparecen en la tabla 1, sección 3.2, junto con los valores de temperatura ambiente y los tiempos de registro).

Con estos datos se obtuvo la temperatura promedio del tanque para cada instante y con esta se determinaron los valores promedio de la densidad

y el calor específico, los que a su vez sirvieron para calcular la masa de aceite y la cantidad de calor almacenada en el tanque. Efectuando la diferencia de energías entre un instante y otro, y dividiendo entre el tiempo transcurrido, se obtuvo el flujo de calor cedido a la atmósfera. El coeficiente de pérdidas se calculó entonces, dividiendo dicho flujo entre el producto del área de pérdidas del tanque,  $A$ , por la diferencia de temperaturas,  $\Delta T$ , entre el fluido y el ambiente.

En la fig 14 se muestra la variación del coeficiente de pérdidas en función de  $\Delta T$ . Para el intervalo de temperaturas considerado los valores obtenidos fluctúan alrededor de un valor medio, razón por la cual se decidió considerarlo constante. Utilizando un promedio aritmético el valor de  $U$  resultó ser  $10.94 \text{ W/m}^2\text{°C}$  y la media fue de  $10.95 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$ . También se calculó tomando la diferencia de calor durante todo el intervalo de prueba y considerando  $\Delta T$  aritmética y logarítmica media; el resultado fue  $11.01$  y  $11.26 \text{ W/m}^2\text{°C}$  respectivamente.

Se realizó una segunda prueba a temperatura superior a los  $100\text{°C}$  obteniéndose los mismos resultado, por lo cual se optó por considerar  $U = 11.0 \text{ W/m}^2\text{°C}$  para efectos de cálculo en el modelo matemático.

La secuencia de cálculo y las gráficas se muestran a continuación

### 3.2 Cálculo del Coeficiente de Pérdidas

Los datos tomados durante la prueba de enfriamiento aparecen en la Tabla 1

ya convertidos a °C.

Las expresiones utilizadas para el cálculo de las propiedades del aceite en función de la temperatura son las obtenidas a partir de los datos proporcionados por el fabricante.

$$\rho = 883.7 - 0.6297 T \quad (\text{kg/m}^3)$$

$$c_p = 1.8092 + 0.0036326 T \quad (\text{kJ/kg}^\circ\text{C})$$

El volumen ocupado por el aceite es:

$$\text{Vol} = 0.5^2 (\pi) (3.6/4) = 0.706858 \text{ m}^3$$

HORA:	6:02	6:16	6:31	6:46	7:01	7:16	7:31	7:46	8:16	8:32	8:47	9:02	
LECTURA:	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
E S T R A T O S	9	64.63	62.96	61.45	59.95	58.66	57.27	55.86	54.44	52.02	50.6	49.5	48.32
	8	64.22	62.44	60.76	58.96	57.32	55.80	54.21	52.62	49.96	48.5	47.5	46.32
	7	63.69	61.43	59.28	57.25	55.44	53.86	52.25	50.76	48.13	46.82	45.7	44.53
	6	62.09	59.05	57.18	55.39	53.88	52.44	50.99	49.56	47.07	45.75	44.7	43.56
	5	57.53	56.16	54.77	53.30	51.95	51.57	49.23	47.87	45.42	44.15	43.2	41.99
	4	55.91	54.38	52.93	51.41	50.10	48.72	47.38	46.01	43.56	42.28	41.3	40.09
	3	47.83	46.25	44.76	43.23	43.08	40.55	39.24	37.90	35.49	34.21	33.2	32.07
	2	46.13	44.43	42.83	41.24	39.86	38.48	37.07	35.65	33.13	31.83	30.8	29.63
	1	42.12	40.31	38.43	36.45	34.79	33.16	31.62	30.09	27.53	26.26	25.3	24.16
PROMEDIO	56.02	54.15	52.48	50.79	49.95	47.87	46.43	44.98	42.43	41.16	40.1	38.96	
T. AMB.	22.0	20.5	20.0	19.3	19.7	19.5	19.1	19.0	19.0	18.9	18.9	18.9	

TABLA 1. Lecturas obtenidas durante el enfriamiento natural del aceite en el tanque.

En la Tabla 2 se muestran los valores promedio de la densidad, del calor específico, de la masa y de la cantidad de energía  $Q$  almacenada en cada instante.

	$\rho$	$m$ (kg)	$c_p$	$Q$ (kJ)
1	848.43	599.72	2.01267	67611.05
2	849.60	600.55	2.00590	65230.99
3	850.65	601.28	1.99980	63104.87
4	851.72	602.04	1.99372	60963.09
5	852.56	602.64	1.98883	59866.60
6	853.55	603.34	1.9831	57275.66
7	854.46	603.98	1.9778	55463.03
8	855.38	604.63	1.9726	53647.33
9	856.95	605.74	1.9635	50524.45
10	857.78	606.33	1.9587	48882.38
11	858.42	606.78	1.9550	47628.13
12	859.17	607.31	1.9507	46155.11

TABLA 2. Valores promedio de la densidad, la masa, el calor específico y la energía almacenada.

En la Tabla 3 se ilustra la cantidad de kW perdidos entre un instante y el siguiente, así como dicha cantidad para todo el intervalo de tiempo. En la segunda columna aparece el tiempo de duración de cada intervalo; en la tercera se muestra el promedio de temperaturas en el tanque,  $T_t$ , entre un instante y otro, y en la última el promedio de la temperatura ambiente  $T_a$  para dicho intervalo.

El área de pérdidas del tanque es:

$$A = \pi (.5)(4) + \pi (.5)^2/2 = 6.6758842 \text{ m}^2$$

	kW	t(min)	$T_t$	$T_a$
1-2	2.8334	14	55.08	21.25
2-3	2.3623	15	53.31	20.25
3-4	2.3797	15	51.63	19.90
4-5	1.2183	15	50.37	19.75
5-6	2.8788	15	48.91	19.60
6-7	2.0140	15	47.15	19.30
7-8	2.0175	15	45.70	19.05
8-9	1.7349	30	43.73	19.00
9-10	1.7105	16	41.82	18.95
10-11	1.3936	15	40.65	18.90
11-12	1.6367	15	39.55	18.90
1-12	1.9866	180	47.48	20.45

TABLA 3. Cantidad de kilowatts perdidos en cada intervalo de tiempo. Las temperaturas están en grados centígrados.

En la Tabla 4, se muestra el valor del coeficiente U para cada diferencia de temperaturas, siendo  $\Delta T = T_t - T_a$ .

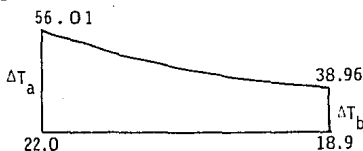
	U	$\Delta T$
1 - 2	0.01254	33.83
2 - 3	0.01070	33.06
3 - 4	0.01123	31.73
4 - 5	0.00596	30.62
5 - 6	0.014712	29,31
6 - 7	0.01083	27.85
7 - 8	0.01125	26.65
8 - 9	0.01051	24.73
9 - 10	0.01120	22.87
10 - 11	0.00959	21.75
11 - 12	0.01187	20.65
1 - 12	0.01101	27.03

TABLA 4. Dependencia del coeficiente U con la diferencia de temperaturas. (U en  $\text{kW/m}^2\text{°C}$ )

Si se considera la diferencia de temperaturas logarítmica media en lugar de promedio aritmético, el coeficiente resulta

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} = \frac{34.01 - 20.06}{\ln 34.01/20.06} = 26.42\text{°C}$$

donde  $\Delta T_a$  y  $\Delta T_b$  se representan en la siguiente figura





Por lo tanto:

$$U = \frac{1.9866}{6.6759 \times 26.42} = 0.01126 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El promedio aritmético del coeficiente U resulta:

$$\frac{\sum U_i}{n} = 10.94 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La media del coeficiente U es:

$$\frac{\sum U_i \Delta T_i}{\sum \Delta T_i} = 10.95 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 3.3 Obtención de las Termoclinas

Se realizan varias pruebas con el fin de obtener la variación temporal de la temperatura del aceite dentro del tanque. Debido a que el interés en el estudio de las termoclinas radica en su comportamiento a altas temperaturas, se buscó uniformar la temperatura inicial del aceite alrededor de 70°C. Esto se logró variando la cantidad de calor aportado por las resistencias mediante el control anteriormente descrito. Se permitió una diferencia máxima de 5°C entre el estrato superior y el inferior. A partir de entonces se utilizó toda la capacidad del calentador (7.5 kW) con el propósito de lograr incrementos de tipo es calón cuya intensidad varió según el gasto utilizado.

La selección de gastos se restringió a valores menores a 18 lt/min debido a la capacidad de la bomba. (En lo subsecuente se hablará del gasto en litros por minuto para proporcionar una mejor idea de dichos valores).

Se procedió a registrar las lecturas tanto de las temperaturas dentro del tanque como de la temperatura ambiente para cada intervalo de tiempo, fijado según el gasto considerado, que se mantuvo constante durante toda la prueba. En el cuarto capítulo se especifican los valores de los parámetros considerados. Un listado del programa utilizado para llevar a cabo el ajuste de las termoclinas se muestra en la pag . El desarrollo de dicho modelo se encuentra en la ref (1).

#### 3.4 Pruebas en el Circuito de Enfriamiento

Las pruebas realizadas en el circuito de extracción de energía se concretaron a la obtención del coeficiente de transferencia de calor y la efectividad<sup>6</sup>. Se utilizó agua como fluido de enfriamiento. Los datos que se obtuvieron en cada una de las cuatro pruebas fueron registrados en estado permanente, o sea, una vez transcurrido el tiempo requerido para el calentamiento de la masa del evaporador (tanto tubos como carcasa). Después de este tiempo las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos se mantuvieron dentro de un margen de  $\pm 3^{\circ}\text{C}$ . En la tabla 5 se muestran los datos representativos de cada una de las pruebas.

Para ilustrar la secuencia de cálculo se utiliza el primer grupo de datos.

Haciendo un balance de energía en el evaporador tenemos:

$$\epsilon (\dot{m} C_p \Delta T)_{\text{aceite}} = (\dot{m} C_p \Delta T)_{\text{agua}} \dots (1)$$

Evaluando las propiedades del aceite a la temperatura media de entrada y salida:

$$T = (100.0 + 56.5)/2 = 78.25^\circ\text{C}$$

$$\rho = 883.7 - 0.6297(78.25) = 834.42 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1.8092 + 0.0036326(78.25) = 2.0934 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Sustituyendo en (1):

$$(\epsilon)(20) (0.83442) (2.0934) (100 - 56.5) / (60) = (9.3) (1) (4.186) (50-23) / (60)$$

$$(\epsilon) 25.38 \text{ kW} = 17.51 \text{ kW}$$

Con este resultado se obtiene la "efectividad" como la razón del calor absorbido entre el calor cedido:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{absorbido}}}{\dot{Q}_{\text{cedido}}} = \frac{17.51}{25.328} = 0.6913$$

En los otros casos se obtuvieron valores de 0.6756, 0.6929 y 0.7680 respectivamente, los cuales se pueden considerar como buenos para este tipo de cambiadores de calor.

Para conocer la capacidad de transferencia de calor es común determinar el parámetro UA, donde U es el coeficiente global de transferencia ( $\text{kW/m}^2\text{C}$ )

y A es el área de transferencia de calor ( $m^2$ ).

UA se puede obtener a partir de la ecuación:

$$\dot{m}C_p(T_1 - T_2) = \frac{UA (T_1 - T_\alpha) - (T_2 - T_\beta)}{L_n \left[ (T_1 - T_\alpha) / (T_2 - T_\beta) \right]} \dots (2)$$

donde:

$T_1$  es la temperatura de entrada del aceite ( $^{\circ}C$ )

$T_2$  es la temperatura de salida del aceite ( $^{\circ}C$ )

$T_\alpha$  es la temperatura de entrada del agua ( $^{\circ}C$ )

$T_\beta$  es la temperatura de salida del agua ( $^{\circ}C$ )

Despejando de (2) y sustituyendo:

$$UA = (25.328) \frac{\ln (100-23)/(56.5-50)}{(100-23) - (56.5-50)}$$

de donde finalmente

$$UA = 0.88809 \text{ kW}/^{\circ}C$$

Temperatura de entrada del aceite $^{\circ}C$	100	83	90	91.5
Temperatura de salida del aceite $^{\circ}C$	56.5	73	44	79.5
Temperatura de entrada del agua $^{\circ}C$	23	19	18	17
Temperatura de salida del agua $^{\circ}C$	50	24	37.5	25
Gasto de aceite lt/min	20	16.9	11.3	20
Gasto de agua lt/min	9.3	9.5	7.6	9.67

TABLA 5 Lecturas obtenidas durante las pruebas en el circuito de enfriamiento.

```

D: *Estratificación en Tanque de Almacenamiento Térmico*
1: dia T(42),A(40),B(40),C(40),E(40),F(40),G(40),D(7),I(3),2(40)
2: cil 'Graf'
3: 12,13V(7,5),r(4,0),r5(4)r(6,5)r(7,1),r(8)2(1,5),r(9)1(2,5)-4(r)10
4: ent 'D1 en hr*',r(orient 'freq a:15',Z
5: r(0)r(0)H(,2(4V),(se7*2))U
6: r(0/r(9*2)L(1)U(r(9)L)r(
7: r(5)r(3)r(7,r(9*4)/(r(10*r(7))r(2,4)r(5)r(0/(r(7*r(10))r(3
8: 1)I
9: for J=1 to 37 by 4
10: for P=J to J+3,D(1,1))T(F);next P
11: J+1)I
12: next J
13: 1)J
14: T(H))T(H-1)
15: J*r(0)H
16: 6e4K-4/(C*(R+h)*T(H))<Cp*(T(H)*V)+T(H)-3,2)D
17: for I=1 to H
18: -(C'Dif'(Z(I))+(L+r(1))B(I))
19: I-r(1)*Dif'(Z(I))r(3+2L)*B(I)
20: -(C'Dif'(Z(I))+(L+r(1))C(I))
21: next I
22: 2)A(I))C(H)
23: B(I)-Dif'(Z(I))r(3+L-r(2))B(I)
24: B(H)-Dif'(Z(H))r(3+L-r(2))B(H)
25: T(I)+r(10)*Dif'(Z(I))r(2*r(6))F(I)
26: T(H)*Dif'(Z(H))r(2*r(6))F(H)
27: for I=2 to H-1,T(I)*Dif'(Z(I))r(3)*B(F(I));next I
28: B(I))E(I);F(I)/E(I))G(I)
29: for I=2 to H
30: D(I)-A(I)*C(I-1)/C(I-1))E(I)
31: (F(I)-A(I)*B(I-1))/E(I))G(I)
32: next I
33: G(H))T(H)
34: for I=H-1 to 1 by -1
35: G(I)-C(I)*T(I-1)/E(I))T(I)
36: next I
37: for I=1 to N-(T(1)-T(1+1))/r(9)2(I);next I
38: J/2)W
39: if int(N)/J/=int 'P11'
40: J+1)J
41: if J<100,go to 15
42: end
43: *Graf*
44: wrt 705,'IN',IP 1000,3000,7000,8000*
45: wrt 705,'CS2',csiz 2
46: scl 70,100,0,4
47: fxd 0
48: glo 54
49: xax 0,5,70,100,2
50: plt 80,0,1,pcp1 0,-4,1bl 'TEMPERATURA (cC)'
51: yax 70,5,0,4,2
52: plt 70,1,3,1,pcp1 -6,0,csiz 2,2,1,80,1bl 'ALTURA (M)'
53: csiz
54: tkl 1,ldf 7,D(1)
55: glo 53
56: for I=0 to 7
57: 1)J
58: for P=2 to 38 by 4
59: 1) D(1,J),4-1,WP,1,1)bl I

```

```
60: J=1J
61: next P
62: next I
63: ret
64: end
65: 'P11':
66: plt T11,3.9,1
67: wrt 705,'VA',ilnc 1,1
68: for P=1 to N-1;plt T1P,4-r9#P,2;next P
69: ret
70: end
71: 'D1**',
72: p113
73: .18#5+1.5:F
74: ret K#1e-4
75: end
76: 'kno':
77: ret 893.7-.625#p1
78: end
79: 'Cp':
80: ret 1.81+.00362#p1
81: end
#20722
```

#### 4. CORRELACION TEORICO - EXPERIMENTAL

Una vez obtenidos experimentalmente los perfiles de temperatura, se procedió a la determinación del coeficiente de transferencia de calor que permitiese predecir adecuadamente el frente de avance de las termoclinas.

Se intentó relacionar dicho coeficiente de difusión únicamente con la temperatura del fluido, resultando que el mejor ajuste era aquel que se obtenía al suponer una ecuación en la cual la difusividad aumentaba hasta un cierto valor, después del cual empezaba a disminuir. Desde el punto de vista físico lo anterior no era posible, por lo cual se desechó tal correlación. Analizando los diferentes perfiles obtenidos, y la predicción del fenómeno mediante el modelo matemático al considerar la difusividad constante, se detectó que, en las regiones donde la temperatura permanecía casi invariable, el ajuste del modelo era adecuado al asignar valores relativamente pequeños al coeficiente de difusión. Asimismo, a medida que la variación de temperatura se hacía más notable, -

tenía lugar un incremento lineal en dicho coeficiente. La expresión representativa resultó ser de la forma  $D = D_0 + \alpha \frac{\Delta T}{\Delta Z}$  donde D simboliza al coeficiente de difusión térmica,  $D_0$  es un valor constante,  $\Delta T/\Delta z$  es el gradiente de la temperatura y  $\alpha$  es la constante de proporcionalidad. Después de varias "corridas" se encontró el valor de  $D_0$  igual a  $1.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{hr.}^*$

Al realizar el ajuste para cada una de las pruebas, se encontró que la constante de proporcionalidad era función del gasto de aceite utilizado. En la fig 18 se muestra el ajuste obtenido para la prueba de gasto máximo (17.12 lt/min), en la cual la pendiente resultó ser 0.22. Los números representan los resultados experimentales, para un instante de tiempo y las líneas la predicción teórica. El intervalo de tiempo entre lecturas fue de 5 minutos. Como se puede observar la reproducción del fenómeno es bastante aceptable en la región correspondiente al frente de avance. Las mayores discrepancias tienen lugar cuando la curvatura de la termoclinta se invierte (parte baja del tanque), resultando menores los valores reales que los predichos teóricamente.

Aunando a esto un retraso debido al tiempo no considerado que el aceite tarda en pasar por el calentador, la temperatura de entrada al almacén resulta un poco diferente. En el caso de la fig 21 se nota que el desajuste en la parte superior es debido puramente a la constante de tiempo,

---

\* Se da el valor de la difusividad en  $\text{m}^2/\text{hr}$  por ser las unidades más comunes para comparación con otras referencias.



ya que al no existir un cambio brusco en la curvatura de la termoclina, el ajuste en la parte inferior resulta casi perfecto. Para eliminar los efectos del transitorio en el calentador, se tomó como dato inicial aquél donde la temperatura en la parte superior del tanque se estabilizó después de haberse incrementado. El intervalo de tiempo entre lecturas fue de 10 minutos.

La gráfica de la fig 19, que corresponde a un gasto de 12.1 lt/min, muestra que el ajuste de las curvas es más preciso a medida que se disminuye el espesor entre estratos. En este caso el mejor ajuste resultó dando a la pendiente un valor de 0.13, lo cual implica que ésta disminuye con el decremento de gasto, hecho que se corrobora en las demás correlaciones. Para esa misma prueba se hizo una comparación entre el ajuste obtenido con la relación de la difusividad, y el obtenido utilizando un valor promedio constante de  $3 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{hr}$ . La diferencia entre uno y otro es muy notoria como se puede observar en la fig 20, la cual muestra que un valor constante tiende a uniformar rápidamente los perfiles de las termoclinas, evitando la predicción correcta del frente de avance, mientras que el considerar variable la difusividad hace posible dicho ajuste, debido a que como es natural, el valor del coeficiente disminuye en los intervalos donde la diferencia de temperaturas decrece, dando lugar a que la transferencia de calor y masa sea más lenta. Para lograr incrementos de tipo escalón aún más grandes en la temperatura del aceite, las pruebas posteriores fueron realizadas a menores gastos. El resultado de ello se muestra en la fig 21, donde se puede observar que hay un momento a partir del cual la temperatura de un estrato permanece constante y después empieza a decrecer debido a que la energía que cede al

ambiente y al estrato inferior es mayor que la que recibe del estrato superior. El intervalo de tiempo fue de 17 minutos. Analizando la variación de temperatura en el tercer estrato, se detecta que transcurridos 34 minutos después de la lectura inicial, empieza a tener lugar el enfriamiento mencionado, el cual se acentúa durante los 34 minutos siguientes. Después de este lapso, el calor transferido por el estrato superior aumenta provocando que la temperatura se incremente hasta rebasar su valor inicial. El gasto utilizado fue 7.28 lt/min. Disminuyendo el gasto a 6.88 lt/min, el efecto anterior tiene lugar desde el inicio, y empieza a repercutir en los estratos más bajos. Lo primero es debido a que el calor aportado por el calentador ya no es el suficiente para compensar las pérdidas al ambiente, las cuales aumentan considerablemente a altas temperaturas. Lo segundo ocurre debido a que el gasto es tan bajo que la transferencia de calor de los estratos más altos casi no afecta la parte baja, siendo entonces mayores las pérdidas que las ganancias. Se puede observar a partir de los últimos 5 estratos, que el enfriamiento es cada vez mayor a medida que se acercan al fondo del tanque, y que el nuevo aumento de temperatura en cada estrato ocurre una vez transcurrido el tiempo necesario para que el frente llegue a dicho estrato. Por ejemplo, considerando el último estrato, se observa que el calentamiento ocurre 90 minutos después de la lectura inicial (15 minutos de intervalo). En el momento de tomar dicha lectura el frente de avance se encontraba en el segundo estrato, por lo que teóricamente el tiempo necesario para llegar al último estrato es  $t = \frac{v \times N}{v} = \frac{78.5 \times 8}{6.88} = 91.2 \text{ min}$  que difiere en 1 minuto del tiempo real. El valor de  $v$  representa el volumen de cada estrato en litros,  $N$  el número de estratos por recorrer,

y  $\dot{v}$  el gasto en lt/min (fig 22).

Como se dijo anteriormente, el ajuste en las gráficas es mejor a medida que el espesor entre estratos disminuye; lo mismo ocurre cuando el intervalo de cálculo se considera más pequeño.

Esto último se muestra en la fig 23 donde se comparan dos intervalos de cálculo.

Finalmente se realizó otra prueba con un gasto de 5.42 lt/min y como se puede observar con toda claridad en la fig 24, el fenómeno descrito provoca el "doblez" de las termoclinas. En este caso, aún cuando la pendiente de la ecuación disminuyó según lo predicho, se obtuvo un mejor ajuste aumentando un poco la constante  $D_0$ .

Para visualizar la variación de la temperatura del aceite con el tiempo, se muestra la fig 25, donde cada línea representa la altura del estrato considerado. Así, se aprecia que para el caso del estrato superior, la temperatura aumenta ligeramente durante los primeros instantes y después decrece lentamente debido a las pérdidas al ambiente. El estrato inferior siempre ve disminuida su temperatura, ya que durante el intervalo considerado, las ganancias no llegan a igualar las pérdidas. En los estratos intermedios se puede determinar el instante en el cual llega el frente de avance, representado por el aumento en la pendiente de la curva.

En la fig 26 se muestran graficadas las expresiones obtenidas para la difusividad en función del gradiente de temperatura para diferentes gastos.

Aún cuando para el menor gasto de prueba se encuentra desplazada la constante, la tendencia de la pendiente a disminuir con el gasto se conserva. Debido a ello se determinó una relación que da idea de la forma en que interviene el gasto en el coeficiente de difusividad térmica, cuya ecuación general resulta:

$$D = \left[ 1.5 + (-0.0934 + 0.0329 \dot{v} - 8.5 \times 10^{-4} \dot{v}^2) \frac{\Delta T}{\Delta z} \right] \times 10^{-4} \left[ \text{m}^2/\text{hr} \right]$$

La relación en función del gasto  $\dot{v}$ , es válida sólo para el intervalo de valores utilizados en las pruebas.

En términos generales, considerando un gasto fijo y escribiendo la ecuación en forma diferencial, resulta:

$$D = D_0 + \alpha \frac{dT}{dz} \dots (1)$$

de donde:

$$\frac{dT}{dz} = \frac{(D - D_0)}{\alpha} = K \dots (2)$$

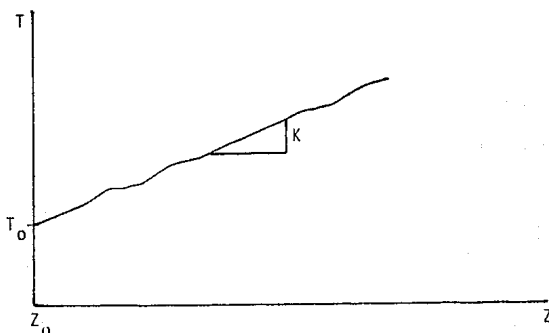
En la relación anterior se observa que  $dT/dz$  se puede considerar constante en los intervalos donde la propia difusividad no varía. De esta forma es posible efectuar la integración:

$$\int_{T_0}^T dT = K \int_{z_0}^z dz$$

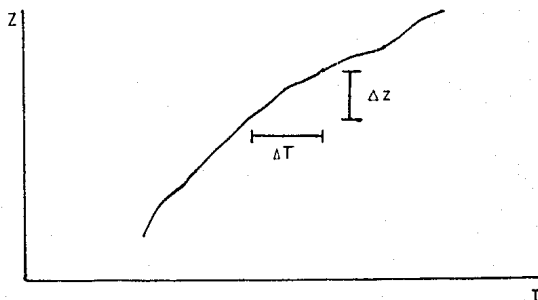
dando por resultado:

$$T = K (z - z_0) + T_0 \dots (3)$$

siendo  $T_0$  y  $Z_0$  la temperatura y posición inicial de referencia. Gráficamente se tiene:



De lo anterior se puede concluir que la ecuación de la difusividad térmica permite determinar las variaciones de la temperatura a lo largo del tanque, considerando valores constantes del coeficiente para cada estrato. De esta manera, el perfil de la termoclina resulta de la unión sucesiva de cada una de las rectas obtenidas para cada intervalo, lo cual en una gráfica  $z - T$  resulta:



Este perfil concuerda con los perfiles obtenidos en las pruebas experimentales, por lo cual se puede afirmar que la hipótesis que establece la variación de la difusividad térmica con el gradiente de temperaturas es válida.

## 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

A partir de una investigación teórico-experimental se obtuvo un modelo que permite predecir la variación de las termoclinas en el almacén térmico descrito.

Existen diferentes criterios para llevar a cabo una adecuada extrapolación de resultados, como por ejemplo, el considerar parámetros semejantes entre el prototipo y el modelo experimental, tales como el número de Reynolds, velocidad de flujo (como se pretendió al inicio), perfil de velocidades en el tanque, configuración geométrica representada por  $l/d$ , tiempo de residencia del fluido dado por  $l/u$  y tal vez otros. - De los parámetros anteriores, los utilizados en este caso son los dos últimos, ya que como se dijo en la sección 2.1, el modelo fue construido siguiendo el mismo diseño básico del prototipo, y los gastos considerados durante las pruebas fueron tales que el tiempo de residencia -

concordara en ambos casos, lo cual permite extrapolar los resultados obtenidos<sup>7</sup>. Relacionando los gastos del modelo y el prototipo mediante el tiempo de residencia mencionado, la ecuación de difusividad aplicable para el almacén real resulta:

$$D = \left( D_0 + \alpha \frac{\Delta T}{\Delta Z} \right) \times 10^{-4} \quad \left[ \text{m}^2/\text{hr} \right]$$

donde:

$$D_0 = 1.5$$

$$\alpha = -0.932 + 0.0692 \dot{m} - 0.003773 \dot{m}^2$$

siendo  $\dot{m}$  el gasto másico en kg/seg. El intervalo de valores para el cual sería válida esta relación es de 2.5 a 8.1 Kg/seg. Puesto que la pendiente cambia de signo para gastos menores de 1.5 Kg/seg, se considera en esos casos  $D = D_0$ .

El método aquí desarrollado ofrece una solución sencilla a un problema complejo como lo es el fenómeno de difusión.

Para complementar la investigación realizada, es conveniente continuar trabajando en el modelo experimental para lograr definir políticas de operación que permitan dilucidar las incógnitas planteadas dentro del marco teórico.



## REFERENCIAS

1. Rodríguez V. A. "Estudio teórico de un almacén térmico integrado a un generador solar". Trabajo conjunto al presente. Instituto de Ingeniería, UNAM, 1981.
2. Engineering division, CRANE, "Flow of fluids through valves, fittings, and pipe". N.Y. 1978.
3. Lavan and Thompson "Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks". Solar Energy, Vol. 19, No. 5, pp 519-524. - Pergamon Press 1977.
4. Hurlburt H. Z. "Curve fitting by computer". Hydro-carbon processing. pp. 107-110. August 1980.
5. Delinger W.G. "Use of a programmable calculator to determine thermocouple temperatures". Solar Energy. Vol. 20, No. 4, pp. 359-360. Pergamon Press 1978.
6. Stocker W.F. "Design of thermal systems" Second Edition. Mc. Graw-Hill, 1980.
7. Hill, Kelly, Bradly and Peavy. "A method of testing for rating thermal storage devices based on thermal performance". Solar Energy, Vol. 19, No. 6, pp. 721-732. Pergamon Press 1977.

8. Gutiérrez F. "Acondicionamiento de un refrigerador para su operación con colectores solares planos". Instituto de Ingeniería, UNAM Septiembre 1980.
9. Hill J. y Streed, E. "A method of testing rating solar collectors based on thermal performance". Solar Energy Vol. 18, pp. 421-429. Pergamon Press 1976.
10. Cabelli A. "Storage tanks. A numerical experiment". Solar Energy Vol. 19, No. 1, pp. 45-54. Pergamon Press 1977.
11. Fernández Z. J. L. et. al. "Sistema Generador Solar". Subsistema Termodinámico. Vol. II. Instituto de Ingeniería, UNAM, Enero 1980.

**F I G U R A S**

1. Almacén térmico
2. Calentador
3. Cambiador de calor
4. Tanque de expansión
5. Placa de orificio
6. Bombas

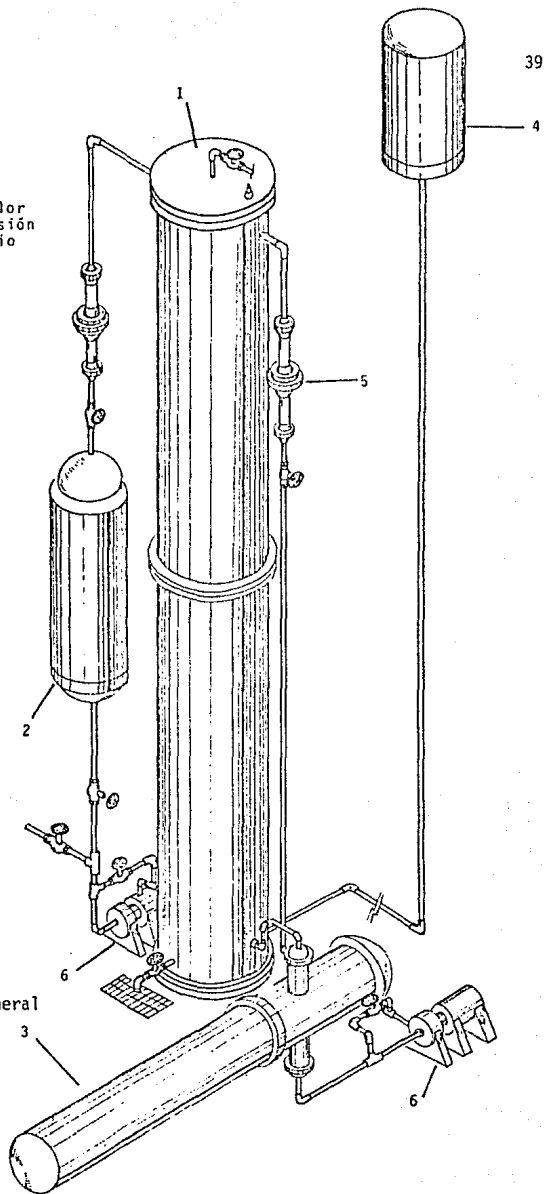


fig 1 Esquema general del modelo.

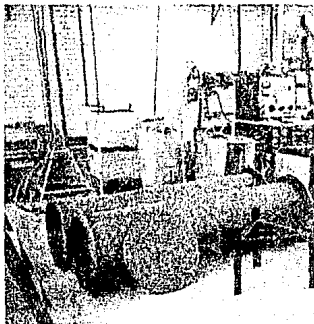


fig 2 La construcción del almacén en dos secciones facilitó la instalación de los termopares en su interior

fig 3 Para facilitar el acceso del aceite caliente al tanque de expansión, se conectó éste directamente a la parte superior del tanque. Se aprecia la placa de orificio del circuito primario y las válvulas utilizadas durante su calibración.





fig 4 Calentador de 7.5 kW de capacidad que aloja las resistencias eléctricas.



fig 5 Resistencia de cobre corroída por el largo tiempo de sumersión en petróleo.

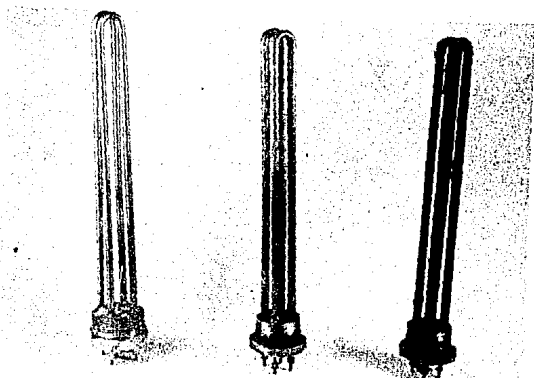


fig 6 En primer término aparece uno de los bancos de resistencias de acero que se instalarón en el calentador. A la derecha, dos de los bancos de cobre dañados.

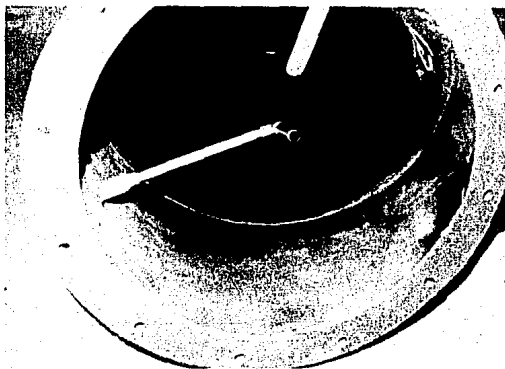


fig 7 La configuración del tubo de cobre permitió succionar el fluido de la parte más baja del tanque.

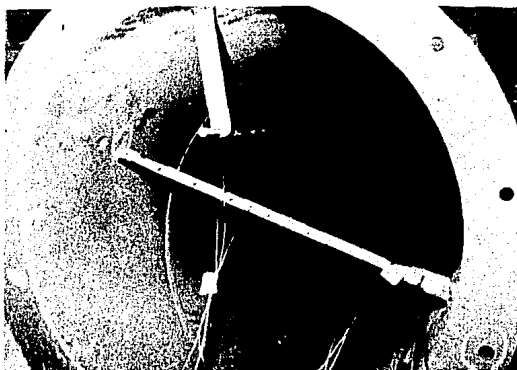


fig 8 En el interior de la parte superior del tanque, se instaló un difusor horizontal para lograr uniformar el flujo de entrada.



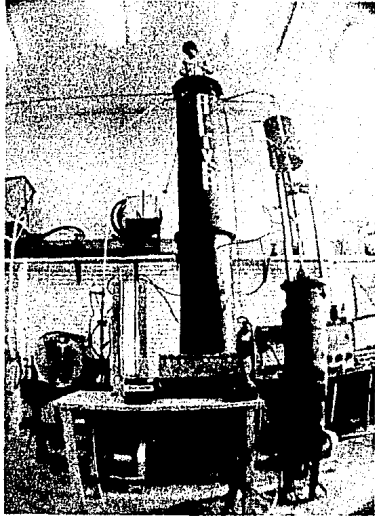


fig 9 Aspecto general del modelo experimental  
instalado en el laboratorio de procesos  
del Instituto de Ingeniería de la UNAM.

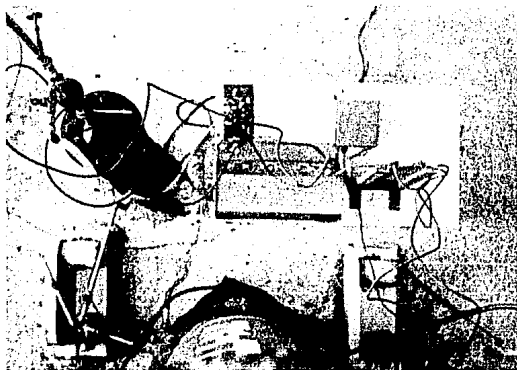
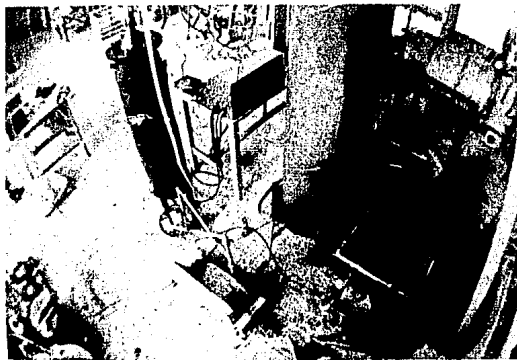


fig 10 Regulando las válvulas de control se llevó a cabo la calibración de las placas de orificio y posteriormente se reguló el gasto de operación



$$\text{Gasto} = 3.351 + 0.303 \cdot H - 0.001596 \cdot H^2$$

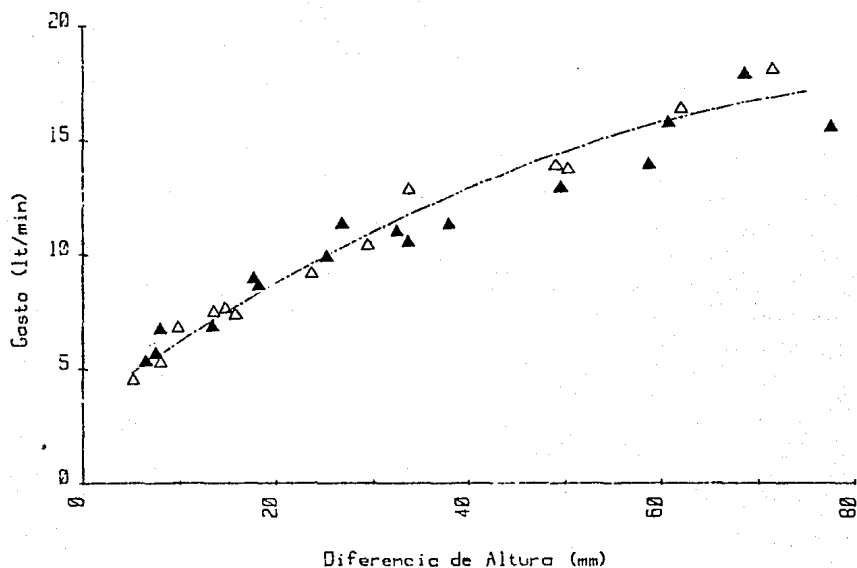
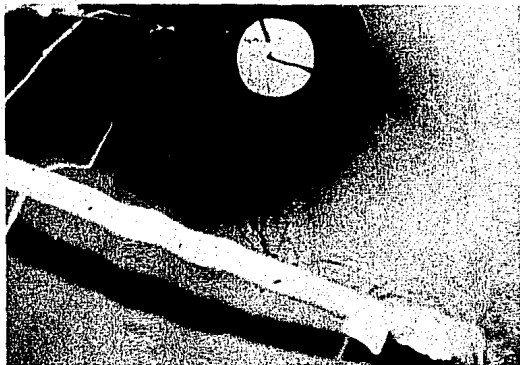


fig 11 Durante las pruebas de calibración de gasto, la variación de temperatura del aceite no influyó apreciablemente en la determinación del mismo. Los símbolos vacíos son resultados a temperaturas altas, y los llenos a temperaturas menores. Dada la distribución de los datos, la correlación es aceptable.



**fig 12 Disposición del los termopares a lo largo del tanque. Para su colocación se utilizó un cable de acero tensado entre dos soleras.**

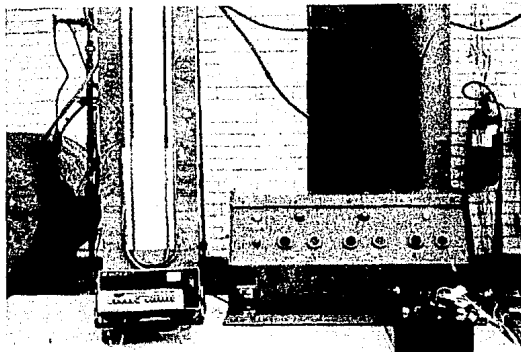


fig 13 La temperatura del aceite se registró mediante el multímetro digital que se encuentra conectado al selector de termopares. El tablero de control permitió regular la temperatura del aceite. A su lado aparece el manómetro diferencial acoplado a las placas de orificio.



$$U = 11.2 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

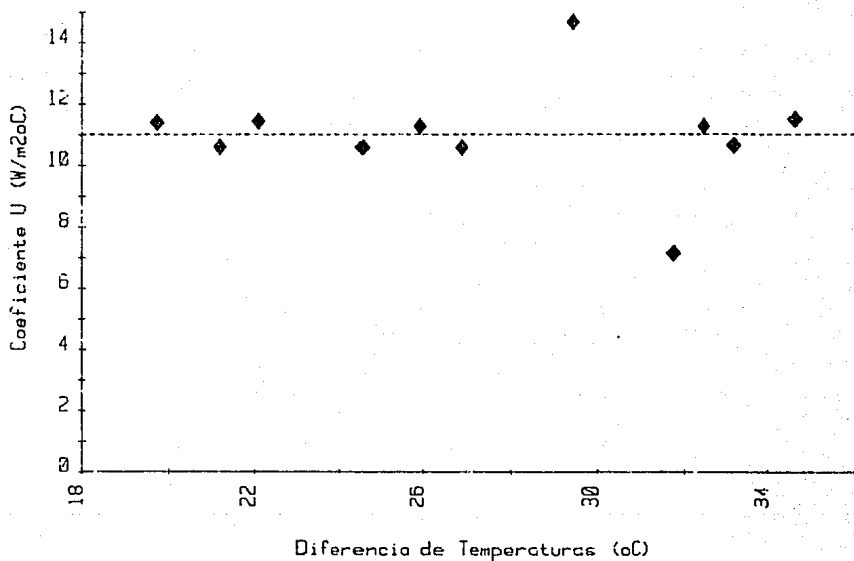


fig 14 Dependencia del coeficiente de pérdidas en función de la diferencia de temperaturas entre el fluido de almacenamiento y el ambiente. Debido a estos resultados y los obtenidos en una prueba subsiguiente a mayores temperaturas, se consideró un valor constante.

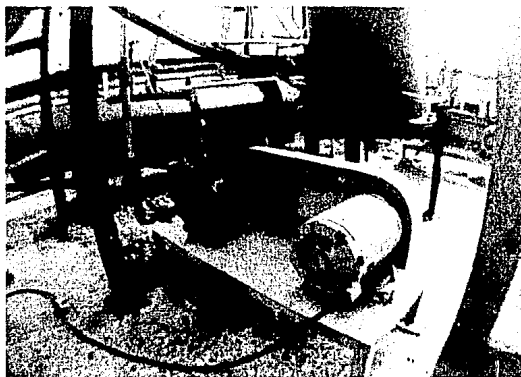


fig 15 Bomba centrífuga de 3/4 HP. La transmisión es por banda debidos a las altas temperaturas de operación del aceite. Además se adaptó a la flecha de la bomba un bloque enfriador por el cual circula agua de enfriamiento para evitar el daño por expansión térmica a los rodamientos. La bomba se operó satisfactoriamente hasta una temperatura de 120 °C.



CENTRO DE INFORMACION  
DE  
POSGRADO

fig 16 Cambiador de calor utilizado para enfriar el aceite con agua, representando así la carga térmica del tanque. Los termómetros que aparecen registraron la temperatura de entrada y salida del aceite.

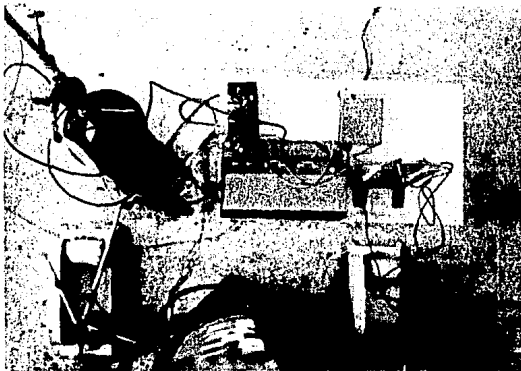
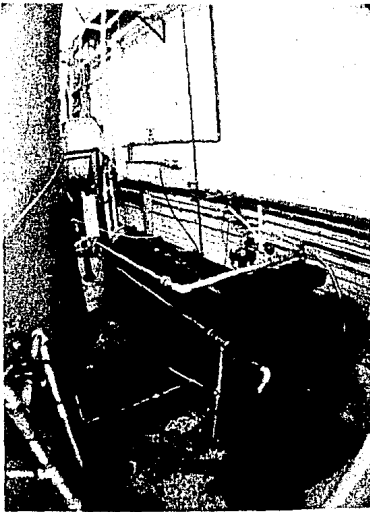


fig 17 Vista general superior del dispositivo experimental. Se aprecian las bombas de ambos circuitos.



V = 17.12 lt/min

Q = 7.5 kW

52

Difusividad =  $[ 1.5 + 0.22 \cdot DT/Dz ] \times 10^{-4} \text{ [m}^2/\text{hr} ]$

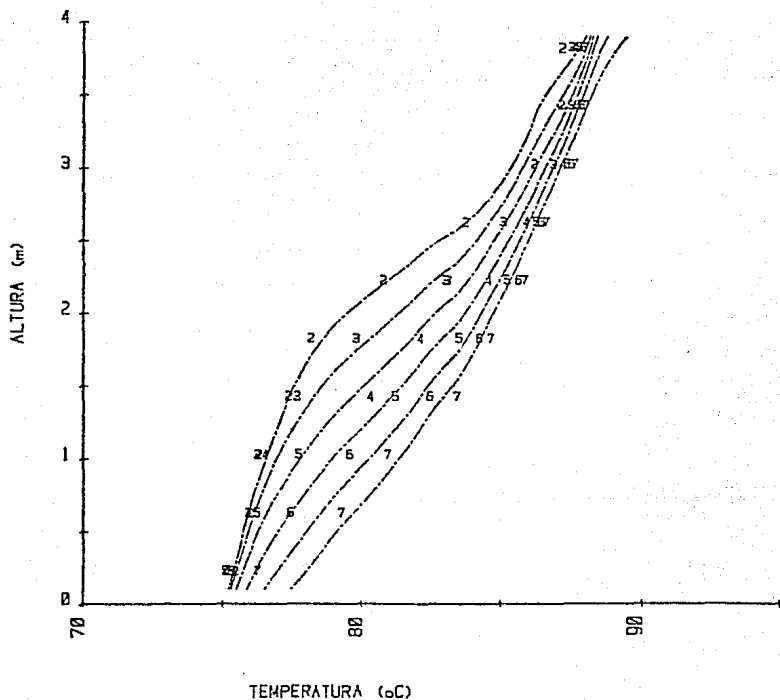


fig 18 Evolución de los perfiles de temperatura a través del tiempo. Cada serie de números representa los resultados experimentales registrados en un instante. En el texto se especifican los intervalos de tiempo entre lecturas para cada una de las pruebas.

$$V = 12.1 \text{ l/min}$$

$$Q = 7.5 \text{ kW}$$

$$\text{Difusividad} = [1.5 + 0.18 \Delta T / \Delta z] \cdot 10^{-4} \text{ [ m}^2/\text{hr ]}$$

53

Intervalos de calculo :

$$\Delta t = 1 \text{ minuto}$$

$$\Delta z = .05 \text{ metros } \text{-----}$$

$$\Delta z = .10 \text{ metros } \text{.....}$$

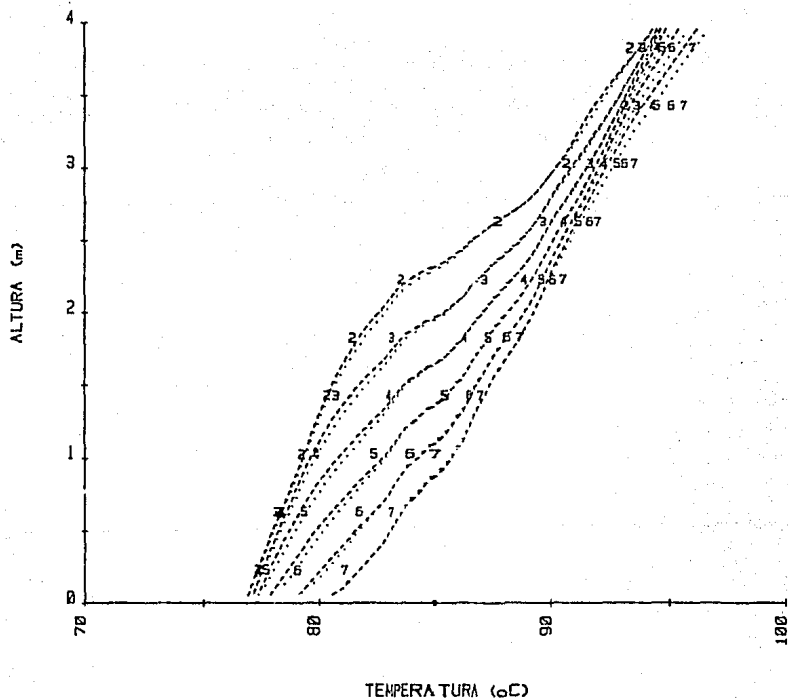


fig 19 A medida que se reduce el espesor de los estratos, la predicción a partir del modelo teórico es más precisa.

$$V = 12.1 \text{ lt/min}$$

$$Q = 7.5 \text{ kW}$$

$$\text{Difusividad} = [ 1.5 + 0.18 \cdot Q/Dz ] \times 10^{-4} \text{ [ m}^2/\text{hr ]} \dots\dots\dots 54$$

$$\text{Difusividad} = 3.0 \times 10^{-4} \text{ [ m}^2/\text{hr ]} \text{ ---}$$

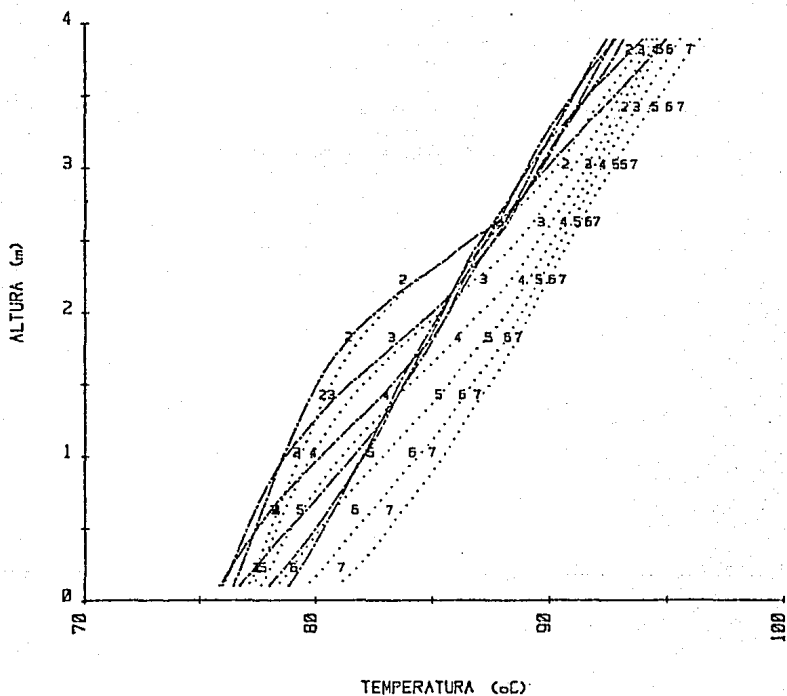


fig 20 Comparación de los perfiles obtenidos utilizando un valor constante de la difusividad térmica y la ecuación representativa.

V = 7.28 lt/min

Q = 7.5 kW

55

$$\text{Difusividad} = [ 1.5 + 0.145 \cdot DT/Dz ] \cdot 10^{-4} [ \text{m}^2/\text{hr} ]$$

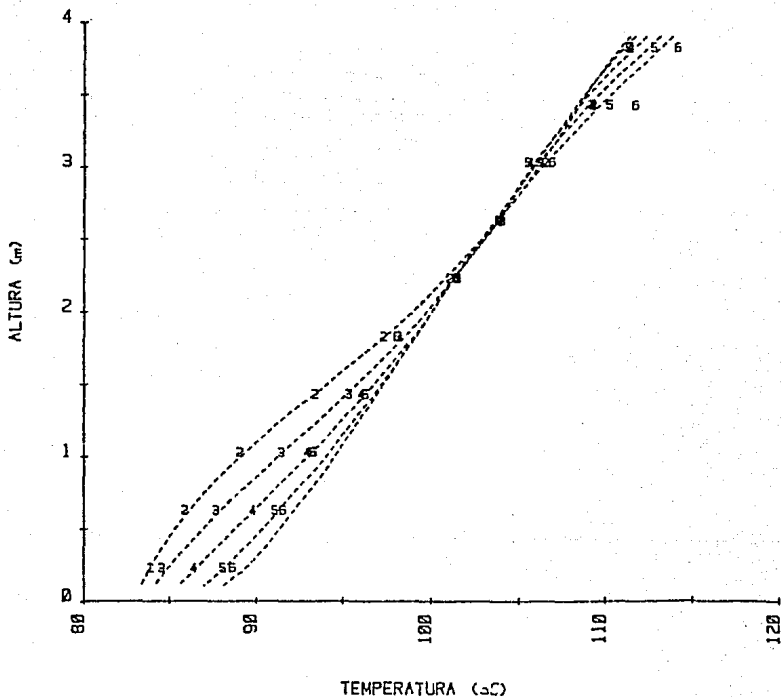


fig 21 Cuando la temperatura de un estrato permanece constante, las termoclinas toman la forma mostrada en la gráfica.

V = 6.88 lt/min

Q = 7.5 kW

56

Difusividad = [ 1.5 + 0.08\*DT/Dz ] \* 10<sup>-4</sup> [ m<sup>2</sup>/hr ]

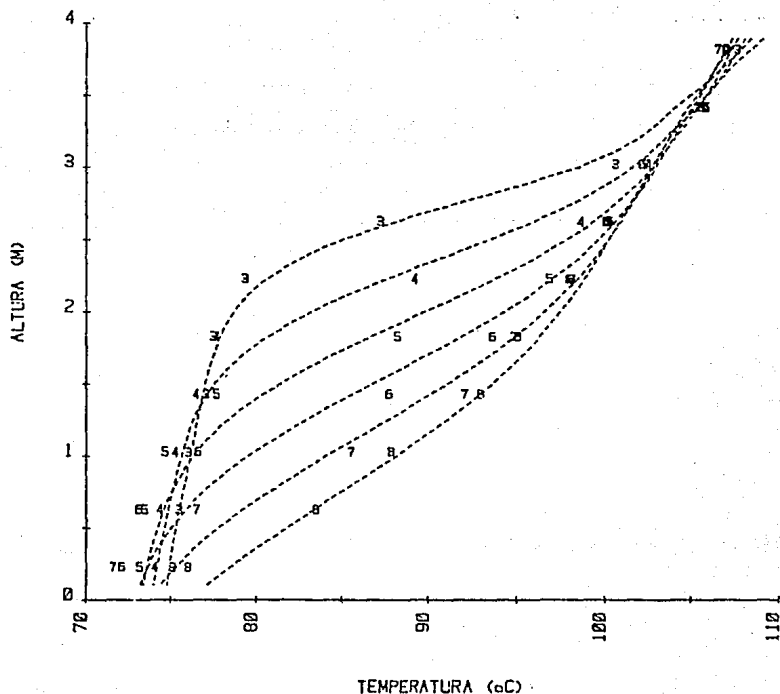


fig 22 Al ser mayores las pérdidas de calor que las ganancias, tiene lugar el enfriamiento que provoca el cruce de las termoclinas.

$V = 6.63 \text{ lit/min}$

$Q = 7.5 \text{ kW}$

$\text{Difusividad} = [ 1.5 + 0.08 \cdot DT/Dz ] \times 10^{-4} \text{ [ m}^2/\text{hr ]}$

57

Intervalos de calculo :

$\Delta t = 1 \text{ minuto}$  -----

$\Delta t = 5 \text{ minutos}$  .....

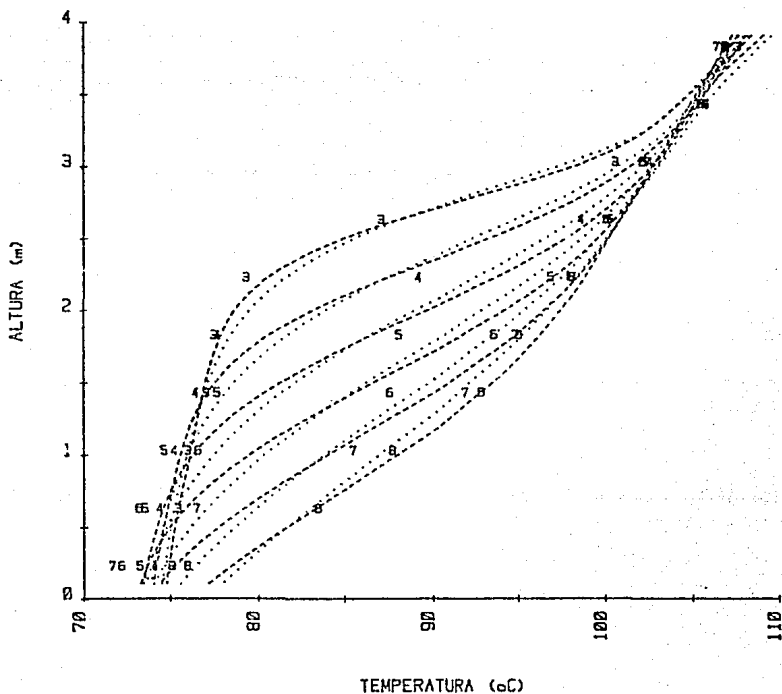


fig 23 La disminución en el intervalo de cálculo permite un mejor ajuste del modelo.

$$V = 5.42 \text{ lt/min}$$

$$Q = 7.5 \text{ kW}$$

$$\text{Difusividad} = [2.2 + 0.06 \cdot DT/Dz] \times 10^{-4} [ \text{m}^2/\text{hr} ] \quad 58$$

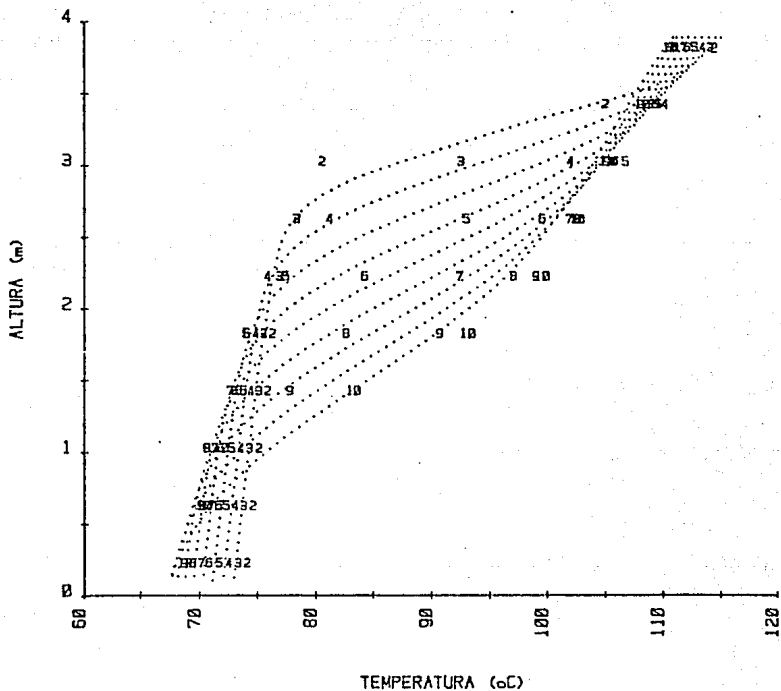


fig 24 Gastos pequeños dan lugar a incrementos grandes de temperatura, lo cual favorece aún más el cruce de los perfiles.

$V = 5.42 \text{ lt/min}$

$Q = 7.5 \text{ kW}$

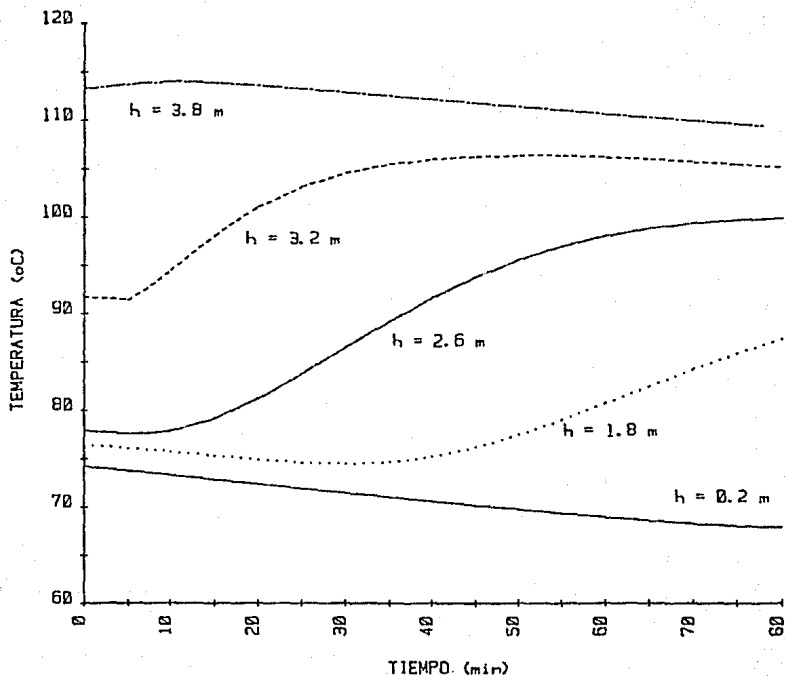


fig 25 Variación de la temperatura del aceite con el tiempo para diferentes profundidades del tanque.



- V = 17.12 lt/min
- \_\_\_\_\_ V = 12.10 lt/min
- V = 7.28 lt/min
- \_\_\_\_\_ V = 6.88 lt/min
- ..... V = 5.42 lt/min

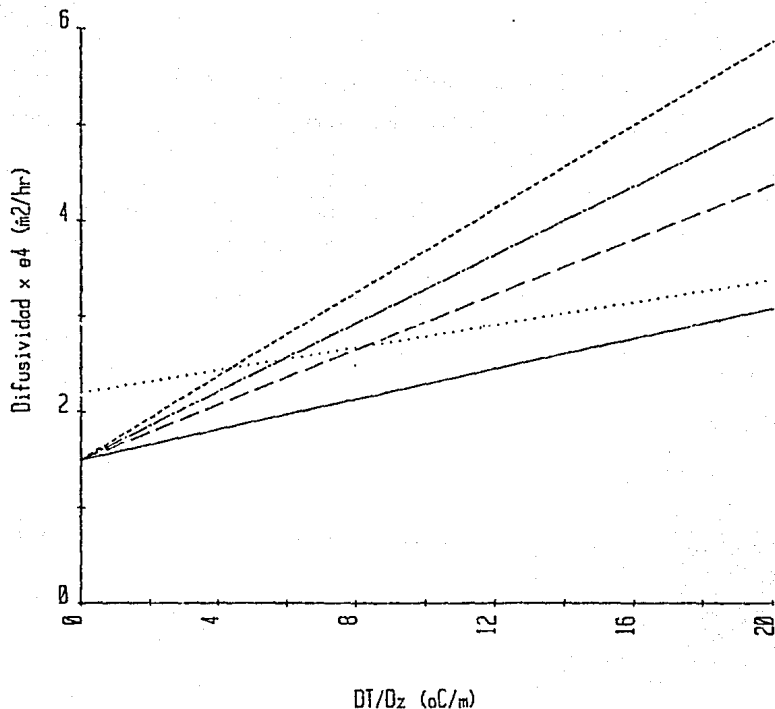


fig 26 Relación de la difusividad térmica con el gradiente de temperaturas, para los diferentes gastos en el modelo experimental. Para el gasto de 5.42 lt/min la pendiente disminuye según lo previsto, pero el ajuste resultó mejor considerando  $D_0$  un poco mayor que en los demás casos.

## APENDICE

### PRECISION DE LAS MEDICIONES EXPERIMENTALES

Las mediciones realizadas durante las pruebas experimentales fueron gasto y temperatura del fluido de almacenamiento (aceite) y del fluido de enfriamiento (agua), temperatura ambiente e intervalos de tiempo. Para registrar la temperatura de entrada y salida en los componentes, así como la temperatura ambiente, se utilizaron termómetros de mercurio. En el primer caso éstos fueron sumergidos en temperaturas manejadas durante las pruebas (15°C a 120°C), su precisión se considera de  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ . Los termopares de cobre- constantán colocados en el interior del tanque tienen una precisión de  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ .

Para la determinación del gasto se realizaron mediciones de tiempo y volumen mediante un cronómetro y un recipiente graduado. Se registraron tiempos de 1 minuto en los cuales no se considera error de lectura. La imprecisión en la lectura de volumen fue de  $\pm 250\text{ ml}$ , por lo cual la

precisión en la medida del gasto varía en  $\pm 0.25$  l t/min, esto es, 5% del flujo máximo. Dichas lecturas se comprobaron mediante un balance de energía en el calentador en cada prueba.

La incertidumbre en la determinación de la difusividad térmica en función de la incertidumbre en la medida del gasto y del gradiente de temperatura, se puede calcular a partir de la ecuación  $D = D_0 + \alpha \frac{\Delta T}{\Delta Z}$  como sigue:

$$\text{Haciendo } \tau = \frac{\Delta T}{\Delta Z}$$

$$\left(\frac{\delta D}{D}\right)^2 = \left(\frac{\delta \alpha}{\alpha}\right)^2 + \left(\frac{\delta \tau}{\tau}\right)^2$$

donde  $\delta$  representa dicha incertidumbre.

En las pruebas el valor de  $\Delta z$  fue fijo e igual a 0.4 m. La diferencia de temperatura entre estratos varió de 0.1 a 25°C, por lo cual  $\tau$  varió de 0.25 a 62.5. De la definición de  $\tau$  tenemos

$$\delta \tau = \frac{\Delta T' \Delta z - \Delta T \Delta z'}{\Delta z^2} = \frac{(0.5)(0.4)}{0.4^2} = 1.25$$

por lo que:

$$\delta \tau / \tau \text{ comprende el intervalo de } 0.02 \text{ a } 5.$$

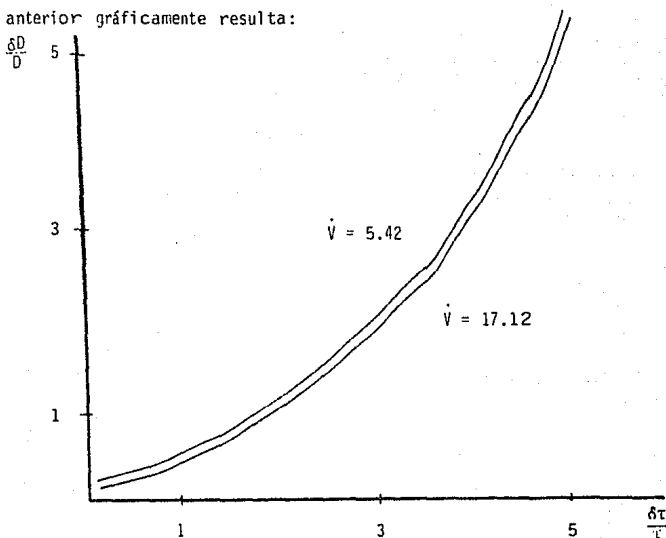
La incertidumbre en la pendiente  $\alpha$ , por ser función del gasto se calcula como:  $\alpha = -0.093 + 0.0329 \dot{V} - 8.5 \times 10^{-4} \dot{V}^2$

por tanto:  $\frac{\delta\alpha}{\alpha} = .0329 \frac{d\dot{V}}{\dot{V}} - \frac{1.7 \times 10^{-3}}{\alpha} \dot{V} d\dot{V}$

Para  $\dot{V}_1 = 5.42$  lt/min,  $\frac{\delta\alpha}{\alpha} = 0.128$

Para  $\dot{V}_2 = 17.12$  lt/min,  $\frac{\delta\alpha}{\alpha} = 0.011$

Lo anterior gráficamente resulta:



Para valores pequeños de  $\tau$  se tienen altas incertidumbres relativas en el cálculo de la difusividad. De lo anterior se concluye que para dichos valores se ajusta mejor a la realidad un coeficiente de difusividad constante,  $D_0$ , como se describió en el capítulo 4.