

2ej.
2



Universidad Nacional Autónoma de México

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO DE LA
FACULTAD DE INGENIERIA

01173

**ESTUDIO TEORICO DE UN ALMACEN TERMICO
INTEGRADO A UN GENERADOR SOLAR**

01173

T E S I S

Que para obtener el grado de:

MAESTRO EN INGENIERIA MECANICA

P r e s e n t a :

ALEJANDRO RODRIGUEZ VALDES

70



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.

NOMENCLATURA

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	Fración, 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

- Φ Función de disipación
- Γ Función gamma
- ϵ Error
- λ $\Delta t/\Delta z^2$
- μ Viscosidad
- ϕ Diámetro
- ρ Densidad

Subíndices

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

I N D I C E

	Pág.
NOMENCLATURA	
1. INTRODUCCION	1
2. MODELO MATEMATICO DEL SISTEMA GENERADOR SOLAR	2
3. CORRELACION TEORICO-EXPERIMENTAL	37
4. ANALISIS DE RESULTADOS	54
5. CONCLUSIONES	76
REFERENCIAS	

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. Un parámetro fundamental en la predicción del fenómeno es la difusividad térmica, razón por la cual se llevó a cabo una investigación teórico-experimental que permitiese determinar la relación del coeficiente de difusión con las variables en consideración. En este estudio se especifica lo referente a la parte teórica.

En las figuras 1 y 2 se muestra un isométrico y un esquema del prototipo del sistema generador solar en desarrollo en el Instituto de Ingeniería de

la UNAM. El prototipo podrá operar aún cuando no se disponga de radiación solar gracias a la caldera que podrá calentar el aceite mediante la combustión de gas propano-butano. La descripción detallada del equipo se encuentra en la referencia 1.

Las fotografías de las figuras 3 y 4 describen el modelo experimental que se implantó en el laboratorio de procesos del Instituto y cuya operación se describe en la ref 2.

En el capítulo 2 se desarrolla la obtención de los modelos matemáticos de los componentes del sistema, así como su integración en un programa de cálculo desarrollado para un microcomputador HP-9825. El capítulo 3 describe la correlación teórico-experimental que es parte común al trabajo de Palacio². Finalmente, se efectúa un análisis de los resultados de la simulación y se enuncian las conclusiones relevantes al trabajo.

No se pretende ahondar en el conocimiento de la difusión térmica durante el proceso de transferencia de calor en cuestión, sino establecer un método de trabajo que permita resolver el problema de operación del generador solar.

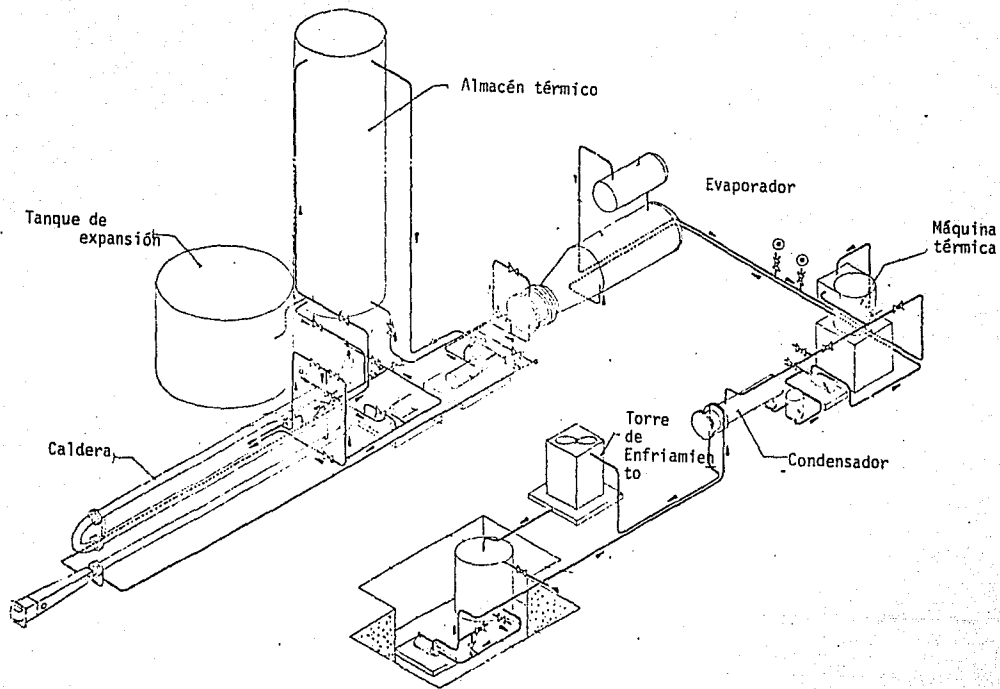


fig 1 Isométrico del prototipo de la planta generadora solar

Campo
de
espejos

Caldera

Almacén térmico

Máquina térmica

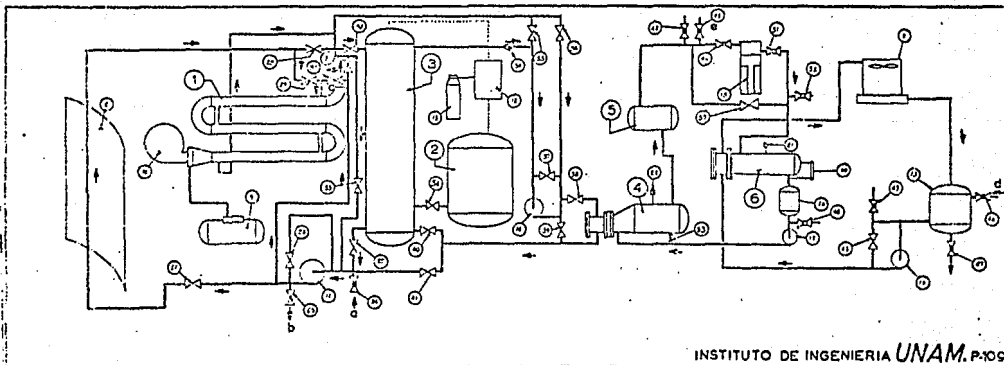


fig 2 Esquema operacional del prototipo

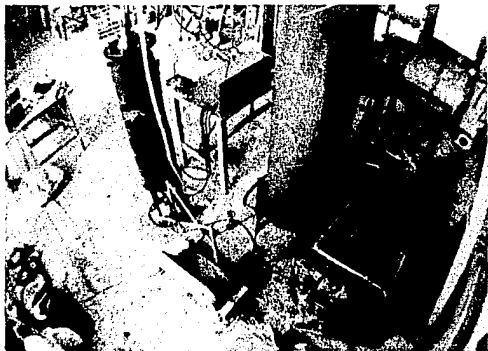
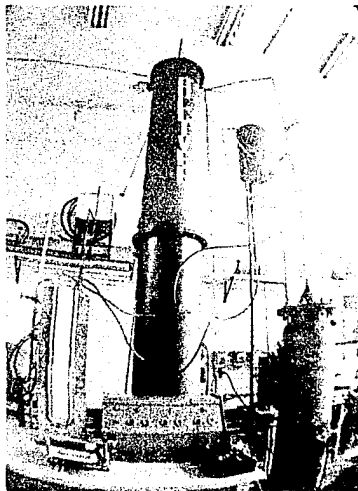


fig 3 Vista general del dispositivo experimental. Se aprecian los dos circuitos que van a la parte superior del tanque. Se distingue el tanque de expansión, el enfriador, el calentador y las bombas.

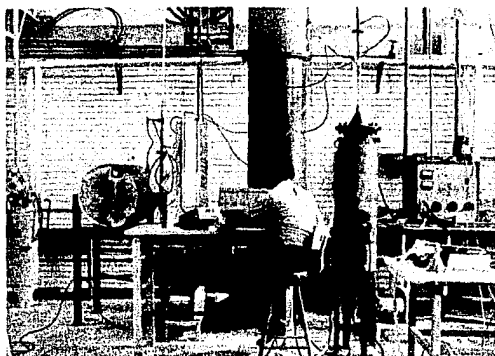


fig 4 Tablero de control y manómetro diferencial para medir los gastos de los dos circuitos. A la izquierda del manómetro se nota la placa de orificio del circuito enfriador. El tablero de control permite todas las combinaciones de operación del circuito eléctrico de siete resistencias.

2. MODELO MATEMATICO DEL SISTEMA GENERADOR SOLAR

Los sistemas térmicos operan generalmente dentro de un intervalo aceptablemente amplio de presiones, temperaturas y flujos alrededor de los parámetros de diseño. Este intervalo es función, entre otras cosas, de la capacidad del equipo. Para investigar el comportamiento del sistema bajo condiciones críticas, para estudios de optimización, para evaluar estrategias de control, definir procedimientos de arranque y paro, y para el estudio dinámico del sistema, la simulación numérica es más versátil y económica que la construcción de prototipos, la recopilación de datos experimentales y el procedimiento de prueba y error en la planta real. Debido a que la radiación solar es variable e intermitente, es necesario definir la variación de otros parámetros de operación de manera que se obtenga una generación de potencia constante.

Para simular un sistema termodinámico es necesario disponer de modelos matemáticos de los diferentes componentes del sistema que describan adecuada

mente su comportamiento real.

Tomando en cuenta las características propias del equipo, las propiedades del fluido de trabajo y aplicando las leyes de conservación de masa y energía se establece un conjunto de ecuaciones que relacionan las variables de operación del sistema. El resultado más valioso que se obtiene de la simulación es indudablemente el entendimiento de la interrelación entre las variables, lo que permite realizar simplificaciones en el modelo matemático que disminuyan el tiempo de cómputo.

A continuación se detallan los modelos matemáticos de los componentes del sistema generador solar, que son: el campo de espejos concentradores, el tanque de almacenamiento térmico y el evaporador. Debido a que el funcionamiento de la máquina térmica requiere de condiciones en estado permanente, se excluye su análisis de la simulación. Se considera entonces que el evaporador entrega cierto gasto de vapor a una determinada entalpía al expansor, y recibe del condensador un gasto de agua a una temperatura fijada por el diseño.

2.1 Modelo del tanque de almacenamiento térmico

El tanque de almacenamiento constituye sin duda el elemento significativo para la generación de potencia constante a partir de la energía solar. El tanque amortigua las perturbaciones inherentes a la radiación solar y transforma la característica variable de la energía solar en una disponibilidad de energía constante para el evaporador. El sistema generador opera con un ciclo binario aceite-agua que se describe en el trabajo de Fernández et al³,

donde se determinan los valores nominales de las variables de operación para el equipo diseñado. La esbeltez del tanque aunada a la configuración de los circuitos primario y secundario propicia una estratificación del fluido de trabajo, aceite ESSO Therm GL450. El objetivo es siempre disponer de aceite con alto nivel de energía para el evaporador y de aceite con capacidad de absorber la energía solar en los concentradores eficientemente. Para ello, siempre se debe mantener una estratificación de temperatura dentro del tanque.

La hipótesis de que siempre se mantiene una estratificación permite no considerar las distribuciones de presión y velocidad dentro del tanque; por lo tanto no se analiza la ecuación de conservación de momentum. Las ecuaciones que gobiernan el flujo del fluido Newtoniano son las ecuaciones de conservación de masa y energía:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla) e = \nabla \cdot (k \nabla T) - p \nabla \cdot \vec{u} + \phi \quad (2)$$

El lado izquierdo de la ecuación 2 representa el cambio de energía interna; el primer término es el cambio temporal y el segundo es el cambio convectivo debido al movimiento del fluido. El lado derecho representa las causas del cambio en la energía interna; el primer término es la transferencia de calor por conducción, y los últimos dos términos representan la conversión reversible e irreversible de energía mecánica en térmica debida a los esfuerzos de superficie. La hipótesis arriba mencionada y la incompresibilidad del fluido reduce la ec. 1 a: $\nabla \cdot \vec{u} = 0$ (1')

Considerando que la temperatura del fluido no se ve afectada por la disipación de energía por efectos viscosos y por 1', se reduce la ecuación 2 a:

$$\rho c \frac{\partial e}{\partial t} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla) e = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (2')$$

Introduciendo la definición de la entalpía y considerando la hipótesis que la presión y la densidad son constantes para el elemento de fluido considerado,

$$\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \rho(\vec{u} \cdot \nabla) h = \nabla \cdot (k \nabla T)$$

De la ecuación calórica de estado $h = cT$,

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c(\vec{u} \cdot \nabla) T = \nabla \cdot (k \nabla T)$$

Al no haber movimiento convectivos debido a fuerzas de flotación, se considera unidimensional el movimiento del fluido. Además de ser de más fácil manejo que uno bidimensional las discrepancias con este último son menores que un quince por ciento en todos los casos⁴. En consecuencia se tiene,

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c u \frac{\partial T}{\partial z} = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

Para la geometría considerada se debe incluir una condición en la frontera que es el flujo de calor al ambiente por unidad de volumen $\frac{UP}{A} (T - T_{\infty})$.

Esto es,

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c u \frac{\partial T}{\partial z} = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{UP}{A} (T - T_{\infty}) \quad (3)$$

Dividiendo entre $\rho c A$,

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{UP}{\rho c A} (T - T_{\infty}) \quad (4)$$

La ecuación diferencial en derivadas parciales en z y t (4), se puede resolver por medio de transformadas de Laplace con las condiciones de frontera apropiadas^{4, 5}.

Siendo $\sigma = d^2/D$, se definen las expresiones adimensionales:

$$T' = \frac{T - T_o}{T_c - T_o}, \quad z' = \frac{z}{d}, \quad t' = \frac{t}{\sigma}, \quad u' = u \frac{\sigma}{d}$$

donde T_o es la temperatura de referencia ($T_o = T_\infty$) y T_c es la temperatura del fluido caliente que entra al tanque. Reemplazando en la ecuación 4 se obtiene:

$$\frac{\partial T'}{\partial t'} + u' \frac{\partial T'}{\partial z'} = \frac{\partial^2 T'}{\partial z'^2} - XT' \quad (5)$$

donde $X = \frac{UPd^2}{Ak}$; X representa la razón de conductancias entre estratos y al ambiente.

Para la simetría cilíndrica $X = \frac{4Ud}{k}$.

Imponiendo las condiciones en la frontera:

$$T'(z', 0) = 0 \quad \text{y} \quad T'(0, t') = 1$$

y considerando que existe un límite para T' cuando z' tiende a infinito, se obtiene la solución analítica:

$$T'(z', t') = \exp\left(\frac{u'z'}{2}\right) \left[\exp\left(-\frac{pz'}{2}\right) \operatorname{fcer}\left(\frac{z'}{2\sqrt{t'}} - \frac{p\sqrt{t'}}{2}\right) + \exp\left(\frac{pz'}{2}\right) \operatorname{fcer}\left(\frac{z'}{\sqrt{t'}} + \frac{p\sqrt{t'}}{2}\right) \right] \quad (6)$$

donde, $p = \sqrt{u'^2 + 4X}$.

La solución analítica supone constantes las propiedades del fluido y las condiciones en la frontera deben permanecer invariantes. Debido a estas limitantes, se propone una solución numérica de la ecuación 4 por medio de una representación por diferencias finitas¹⁷.

Siendo $T(n, t)$ la temperatura del estrato n al tiempo t , la ecuación en diferencias finitas haciendo uso del método explícito es:

$$\begin{aligned} \frac{T(n, t+1) - T(n, t)}{\Delta t} + u \frac{T(n, t) - T(n-1, t)}{\Delta z} = \\ = \frac{k}{\rho c} \frac{T(n-1, t) - T(n, t) + T(n+1, t) - T(n, t)}{\Delta z^2} \\ - \frac{UP}{\rho c A} \left| T(n, t) - T_{\infty} \right| \end{aligned} \quad (7)$$

De donde despejando $T(n, t+1)$ y considerando que $D = \frac{k}{\rho c}$ es la difusividad térmica en m^2/hr ,

$$\begin{aligned} T(n, t+1) = T(n, t) \left[1 - \left(\frac{\Delta t u}{\Delta z} + \frac{2\Delta t D}{\Delta z^2} + \frac{4(U\Delta t D)}{dk} \right) \right] + \\ + T(n-1, t) \left(\frac{\Delta t u}{\Delta z} + \frac{\Delta t D}{\Delta z^2} \right) + T(n+1, t) \frac{\Delta t D}{\Delta z^2} + \\ T_{\infty} \frac{4U\Delta t D}{dk} \end{aligned} \quad (8)$$

Para que la solución sea estable, se deben escoger Δt y Δz de manera que se satisfaga la condición:

$$\Delta t \left(\frac{u}{\Delta z} + \frac{2D}{\Delta z^2} + \frac{4UD}{dk} \right) \leq 1 \quad (9)$$

Inicialmente se trabajó con este modelo para la correlación con los datos experimentales, pero la condición de estabilidad imponía un intervalo de tiempo muy pequeño y de valor fraccionario. Además se consideraba una mezcla perfecta entre el primer estrato y el flujo másico que entra al tanque. Por ello se recurrió al método implícito ya que éste es inherentemente estable para cualquier intervalo de tiempo, y resulta ser más preciso que el explícito⁶ puesto que se considera toda la malla de nodos espacio-tiempo para la solución.

Siendo $\nu = \frac{UP}{\rho cA} = \frac{4UD}{kd}$, la ecuación 4 queda representada por:

$$\begin{aligned} \frac{T(n, t+1) - T(n, t)}{\Delta t} + u \frac{T(n, t+1) - T(n-1, t+1)}{\Delta z} = \\ D \frac{T(n-1, t+1) - 2T(n, t+1) + T(n+1, t+1)}{\Delta z^2} \\ - \nu [T(n, t+1) - T_{\infty}] \end{aligned} \quad (9)$$

De donde se obtiene definiendo $\lambda = \frac{\Delta t}{\Delta z^2}$:

$$\begin{aligned} - (D\lambda + u\Delta z\lambda)T(n-1, t+1) + (1 + 2\lambda D + u\Delta z\lambda + \nu\Delta t)T(n, t+1) - \\ - D\lambda T(n+1, t+1) = T(n, t) + \nu\Delta t T_{\infty} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned}
 \text{Definiendo} \quad & - \lambda(D + u\Delta z) = a \\
 & 1 + \lambda(2D + u\Delta z) + 4D \frac{u\Delta t}{kd} = b \\
 & - D\lambda = c
 \end{aligned}$$

$$aT(n-1, t+1) + bT(n, t+1) + cT(n+1, t+1) = T(n, t) + \frac{4Du\Delta t}{kd} T_{\infty} \quad (11)$$

Realizando los balances energéticos para los estratos en la frontera, se obtiene para el primer estrato:

$$\begin{aligned}
 \rho c A \Delta z (T(1, t+1) - T(1, t)) = & \left[uA'(T_{\infty} - T(1, t+1)) + \right. \\
 & \left. + \frac{kA}{\Delta z} (T(2, t+1) - T(1, t+1)) + q_{\ell} \right] \Delta t \quad (12)
 \end{aligned}$$

$$\text{donde } q_{\ell} = \dot{m}c(T_c - T(1, t+1)).$$

Se obtiene entonces,

$$\begin{aligned}
 \left[1 + D\lambda + u\Delta z\lambda + D \frac{u\Delta t}{kd} \left(4 + \frac{d}{\Delta z} \right) \right] T(1, t+1) - D\lambda T(2, t+1) = \\
 = T(1, t) + u\Delta z\lambda T_c + D \frac{u\Delta t}{kd} \left(4 + \frac{d}{\Delta z} \right) T_{\infty} \quad (13)
 \end{aligned}$$

De manera análoga se obtiene para el último estrato, reemplazando q_{ℓ} por

$$q_0, \quad q_0 = \dot{m}c \left[T(N-1, t+1) - T(N, t+1) \right]$$

$$\begin{aligned}
 & (D\lambda + u\Delta z\lambda) T(N-1, t+1) + \\
 & + \left| 1 + D\lambda + u\Delta z\lambda + D \frac{U\Delta t}{k\alpha} \left(4 + \frac{d}{\Delta z} \right) \right| T(N, t+1) = \\
 & = T(N, t) + D \frac{U\Delta t}{k\alpha} \left(4 + \frac{d}{\Delta z} \right) T_{\infty} \quad (14)
 \end{aligned}$$

De las expresiones 11, 13 y 14 se obtiene un sistema de ecuaciones para los N estratos considerados:

$$\begin{aligned}
 b_1 T_1 + C_1 T_2 & = d_1 \\
 a_2 T_1 + b_2 T_2 + C_2 T_3 & = d_2 \\
 \dots \dots \dots & \vdots \\
 a_i T_{i-1} + b_i T_i + C_i T_{i+1} & = d_i \\
 \dots \dots \dots & \vdots \\
 a_{N-1} T_{N-2} + b_{N-1} T_{N-1} + C_{N-1} T_N & = d_{N-1} \\
 a_N T_{N-1} + b_N T_N & = d_N
 \end{aligned}$$

Se debe resolver entonces el sistema descrito para cada intervalo de tiempo, determinando la variación de la temperatura de los estratos en función del tiempo, ec 4. El sistema se representa matricialmente por $\underline{MT} = \underline{d}$. Puesto que \underline{M} es una matriz tridiagonal, la solución para \underline{T} se facilita por el algoritmo:

$$T_N = \gamma_N, \quad T_i = \gamma_i - \frac{C_i T_{i+1}}{B_i} \quad i = N-1, N-2, \dots, 1$$

donde $\beta_1 = b_1$, $\gamma_1 = d_1/\beta_1$

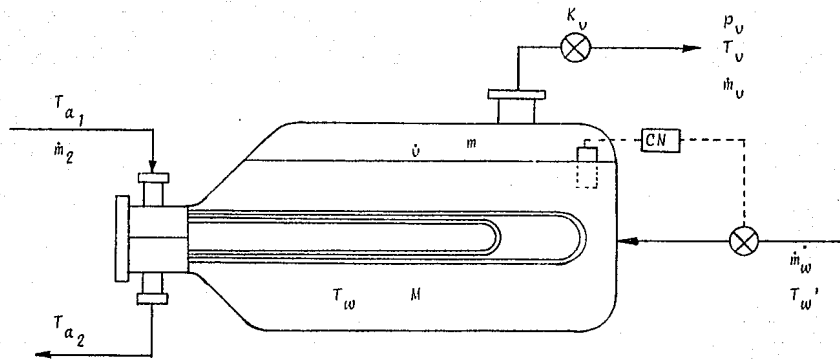
$$\beta_i = b_i - \frac{a_i c_{i-1}}{\beta_{i-1}}, \quad i = 2, 3, \dots, N$$

$$\gamma_i = \frac{d_i - a_i \gamma_{i-1}}{\beta_i}, \quad i = 2, 3, \dots, N$$

2.2 Modelo del evaporador

Los equipos donde se efectúa la ebullición de un fluido son difíciles de modelar ya que se deben realizar los balances de masa y energía para las dos fases del fluido. El problema principal es determinar el flujo de vapor generado que depende directamente de la transferencia de calor. Las investigaciones realizadas sobre la transferencia de calor durante el cambio de fase no son definitivas⁷ puesto que aún no se ha podido explicar el fenómeno por medio de una correlación general. Por ello, se estipulan ciertas simplificaciones que facilitan modelar el evaporador.

Cuando se escriben las relaciones matemáticas que gobiernan el comportamiento del evaporador, se tienen tantas ecuaciones como incógnitas. Sin embargo la secuencia en que se resuelven influye considerablemente en la convergencia y estabilidad de la solución⁹. Para obtener un modelo manejable, se estipulan las siguientes simplificaciones: Durante la ebullición siempre existe un equilibrio termodinámico entre las dos fases, y las variables termodinámicas se relacionan por la ecuación de Clausius-Clapeyron. Dada la alta transferencia de calor y la agitación de la fase líquida por las burbujas de vapor, la temperatura de la masa de agua es unifor-



ESQUEMA DEL EVAPORADOR

me. Se considera que la temperatura del agua y la temperatura de los tubos son prácticamente iguales^{3 10}. No se consideran las pérdidas al ambiente. Finalmente se considera un controlador de nivel de líquido en el evaporador de suerte que la masa de vapor generado \dot{v} es igual al flujo másico de agua de repuesto proveniente del condensador \dot{m}_w . Esta última suposición reduce a cero la ecuación de conservación de masa para la fase líquida

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_w - \dot{v} = 0 \quad (15)$$

Quedando entonces la ecuación de continuidad para la fase vapor:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{v} - \dot{m}_v \quad (16)$$

La ecuación de la energía para la masa de agua es,

$$\frac{dM c_p T_w}{dt} = \dot{q} + \dot{m}_w c_p T_w' - (C_p T_w + h_{fg}) \dot{v} \quad (17)$$

El equilibrio termodinámico entre las fases implica que $T_w = T_v = T_\delta$. Se considera entonces una capacitancia térmica equivalente para la masa de agua y la masa de hierro del evaporador ($\Sigma M_i c_{pi} = 6970 \text{ kJ/K}$).

El diseño del condensador establece la temperatura del agua de repuesto igual a 40°C . Las incógnitas son p , T , m , \dot{m}_v y \dot{v} , por lo tanto las dos ecuaciones suplementarias a 16, 17 y la relación de equilibrio termodinámico entre fases son: La ecuación de los gases perfectos considerando

un factor de corrección en función de la temperatura para ajustar los valores de las tablas de vapor,¹¹

$$pV = mRT / (1 + \epsilon) \quad (18)$$

Se determinó una expresión cuadrática para ϵ con tres valores de las tablas, resultando:

$$\epsilon = 1.213266 - 6.433 \times 10^{-3} T + 8.64 \times 10^{-6} T^2 \quad (19)$$

La ecuación de la válvula de extracción de vapor,

$$\dot{m}_V = K_V \sqrt{p - p_o} \quad (20)$$

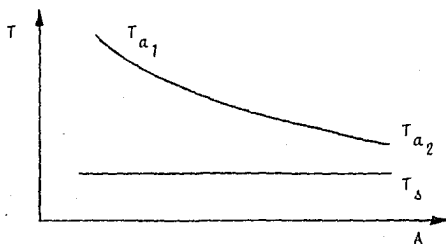
donde $K_V = C_V \delta(x)$ siendo $\delta(x)$ una función de la abertura de la válvula de control. Existen diferentes funciones para cada tipo de válvula de control⁹ siendo el objetivo mantener condiciones estables del flujo. Para fines de simulación se considera una relación lineal de K_V con la presión la cual se obtuvo con el modelo en la computadora:

$$K_V = 4.4 \times 10^{-3} p - .02 \quad (21)$$

La presión de trabajo para la máquina térmica se fija por el diseño de la misma, $p_o = .5$ MPa

Para determinar la transferencia de calor entre el aceite proveniente del tanque y el agua en el evaporador se consideran los perfiles de temperatu-

ra descritos por el esquema siguiente:



El potencial efectivo para la transferencia de calor es la diferencia de temperaturas logarítmicas medias, ΔTLM . En el presente análisis se considera un coeficiente global de transferencia h el cual se evalúa a la temperatura representativa de la masa de fluido en los tubos, $T_b = T_s + \Delta TLM$. El calor transferido será entonces^{1,2}

$$\dot{q} = hA \frac{(T_{a_1} - T_s) - (T_{a_2} - T_s)}{\ln \left| \frac{T_{a_1} - T_s}{T_{a_2} - T_s} \right|} \quad (22)$$

$$\dot{q} = \dot{m}_2 c (T_{a_1} - T_{a_2}) \quad (23)$$

De las expresiones anteriores se podrá evaluar la temperatura de salida del aceite T_{a_2} en función de las temperaturas T_{a_1} y T_s

$$T_{a_2} = T_{a_1} - (T_{a_1} - T_s) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{hA}{\dot{m}_2 c} \right] \right\}.$$

Dicha evaluación se efectúa iterativamente para que converjan los valores de las temperaturas para el cálculo de h .

El diseño de los tubos del evaporador se especifica en la ref 1 donde se definen los parámetros:

$$\phi_e = 1.27 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\phi_i = 1.09 \times 10^{-2} \text{ m}$$

$$\ell = 6.2 \text{ m}$$

$$N_x = 311$$

$$A = 76.93 \text{ m}^2$$

Evaluando las propiedades del aceite con las ecuaciones del fabricante se determina el número de Reynolds para los siguientes valores de T_b : 150, 200 y 250; considerando un gasto másico de 5 kg/s.

$$R_e = u\phi_e\rho/\mu = \dot{m}_2\phi_e/A\mu = 116.58 \frac{\dot{m}_2}{\mu}$$

Resultando los valores de 866.7, 1622 y 2002.8 respectivamente, lo cual implica que el régimen del flujo siempre será laminar ($R_e < 2100$). Se recurre entonces a la ecuación empírica de Sieder y Tate⁷ :

$$N_{u_\phi} = 1.86 [R_e P_h \frac{\phi_1}{\ell}]^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (24)$$

De donde se obtiene:

$$h = 1.86 \frac{k}{\phi} \left[\frac{4c}{\pi \ell \dot{m}_2} \right]^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (25)$$

Puesto que k y c no varían significativamente dentro del intervalo de temperaturas de interés, se especifican los valores para $T_b = 150^\circ\text{C}$:

$$k = 1.25 \times 10^{-4} \text{ kW/mK}$$

$$c = 2.35 \text{ kJ/kg K}$$

En (25):

$$h = 0.4266(0.4826 \dot{m}_2)^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_\delta} \right)^{0.14} \quad (26)$$

El factor de corrección empírico de la relación de las viscosidades se incluye para tomar en cuenta la variación de las propiedades del fluido. En la fig 5, el factor se grafica en función de $\Delta T = T_b - T_\delta$ para varios valores de T_δ , empleando la función de la viscosidad obtenida a partir de datos del fabricante:

$$\mu = 65.57 T^{-2.037} - 46.7 \times 10^{-3} T^{-1.037}$$

Puesto que dicho factor es sólo una aproximación para correlacionar datos experimentales y su validéz es dudosa para altos gradientes de temperaturas ⁷, se aproximó por medio de una relación lineal:

$$\left(\frac{\mu_b}{\mu_\delta} \right)^{0.14} = 1 - 1.167 \times 10^{-3} (T_b - T_\delta) \quad (27)$$

Resultando,

$$U = Ah = 32.86(0.4826 \dot{m}_2)^{0.33} \left[1 - 1.167 \times 10^{-3} (T_b - T_\delta) \right]$$

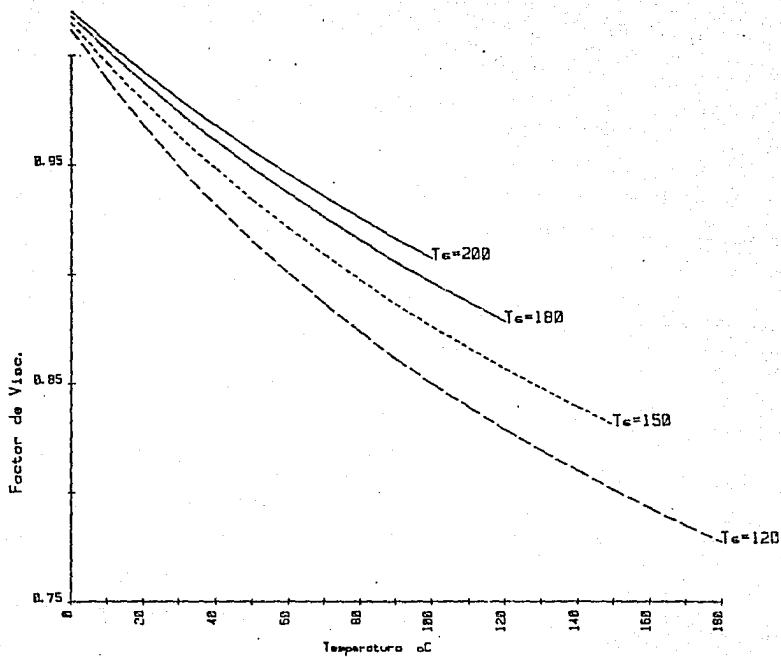


fig 5 Factor de corrección en función de la viscosidad para el régimen laminar.

Una comparación entre el coeficiente calculado con la aproximación lineal y el coeficiente calculado con la función del fabricante se muestra en la fig 6 .

Para determinar la ecuación de equilibrio termodinámico entre fases¹³, se integra la ecuación de Clausius-Clapeyron como sigue:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h_f}{T v_g} \quad (v_g \gg v_f) \quad (28)$$

Considerando el vapor como un gas perfecto y el calor latente como función de la temperatura, se obtiene la expresión:

$$\ln p = K_1 + K_2/T + K_3 \ln T \quad (29)$$

Siendo los valores de las constantes,

$$K_1 = 48.9198$$

$$K_2 = -6833.959$$

$$K_3 = -5.16923$$

cundo los valores de referencia para la integración son $T_0 = 0^\circ\text{C}$., $p_0 = 6.104 \times 10^{-4}$ MPa. Con la ec 29 se evalúan los valores de p y T con buena precisión, pero sólo para $T \leq 100^\circ\text{C}$. Para valores superiores de T es necesario realizar una regresión por mínimos cuadrados¹⁴ con los valores de las tablas de vapor¹¹. Se obtienen entonces los valores de las constantes: $K_1 = 24.55304$, $K_2 = -5483.43$ y $K_3 = -1.659447$. La ecuación 29 re-

$$\dots\dots\dots h = 0.4266(0.4826 \cdot M)^{0.33} [1 - 1.167e^{-3(T - T_e)}]$$

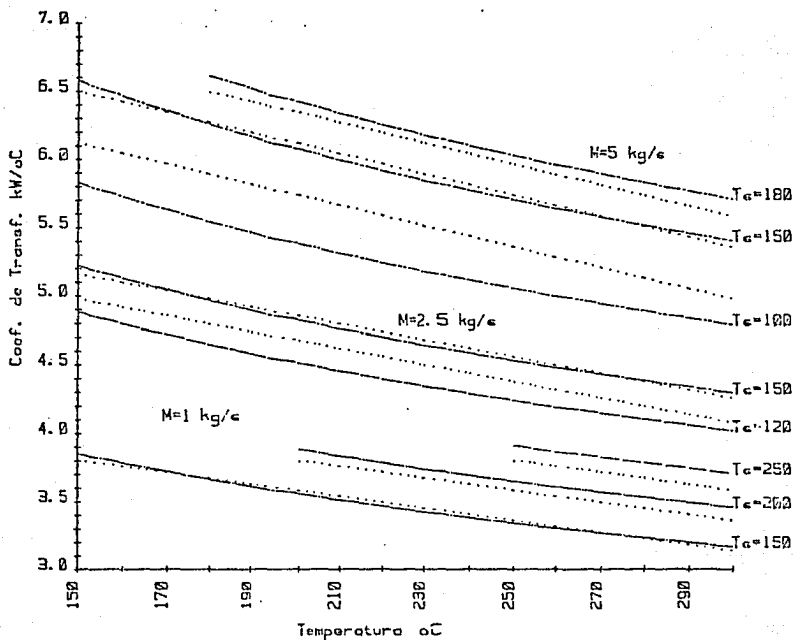


fig 6 Coeficiente de Transferencia Simplificado para Flujo Laminar

sulta válida para $120^{\circ}\text{C} < T < 300^{\circ}\text{C}$ con un error promedio menor de 0.17 por ciento.

De igual manera, se obtiene una correlación cuadrática del calor latente en función de la temperatura que arroja un error menor de 0.5 por ciento para el rango de temperaturas comprendido entre 110°C y 280°C .

$$h_{\text{fg}} = 1594.35 + 5.6089 T - 1.0302 \times 10^{-2} T^2 \quad (T \text{ en K}) \quad (30)$$

El funcionamiento del evaporador se simula en dos etapas. La primera comprende el calentamiento de la masa de agua hasta llegar a la temperatura de saturación correspondiente a la presión barométrica. La ecuación 17 se reduce entonces a,

$$\frac{d(\Sigma M_i c_i) T_w}{dt} = \dot{q} \quad (31)$$

Durante la segunda etapa de evaporación la ecuación 17 es equivalente a,

$$\frac{d(\Sigma M_i c_i) T}{dt} = \dot{q} - \dot{v} \left[\bar{c} (T - T_w') + h_{\text{fg}} \right] \quad (32)$$

Para la integración numérica de las ecuaciones diferenciales 31 y 32 se emplea el método de Runge-Kutta de segundo orden descrito por el algoritmo:

$$y_{i+1} = y_i + \frac{h}{2} \left\{ f(x_i, y_i) + f(x_{i+1}, \bar{y}_{i+1}) \right\}$$

donde

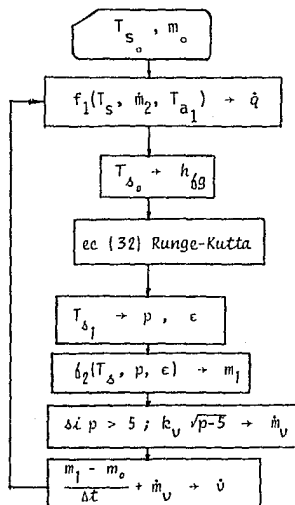
$$f(x, y) = \frac{dy}{dx}$$

$$x_{i+1} = x_i + h$$

$$\bar{y}_{i+1} = y_i + h f(x_i, y_i)$$

Dicho algoritmo se implantó en una subrutina del programa de simulación.

La secuencia de cálculo es como sigue:



En condiciones de estado permanente, la potencia cedida por el aceite al vapor es

$$\dot{q} = \dot{m}_2 c (T_{a_1} - T_{a_2}) = \dot{v} \left[c_p (T_{\Delta} - T_{w'}) + h_{fg} \right] \quad (33)$$

Para mantener una producción constante de vapor es necesario que la potencia que entrega el aceite sea constante. Por lo tanto al disminuir la temperatura del aceite de entrada, el gasto deberá aumentar. Para las condiciones nominales de operación se tiene: $\dot{v} = 190 \text{ kg/hr}$, $p = 1 \text{ MPa}$,

$$T_{\Delta} = 180^{\circ}\text{C}; \text{ de donde } \dot{v} \left[\bar{c}_p (T - T_{w'}) + h_{fg} \right] = 0.05277(4.285(140) + 2015) = 138 \text{ kW}.$$

De 33,

$$\dot{m}_2 = \frac{138}{c(T_{a_1} - T_{a_2})} \quad (34)$$

Por medio de este control anticipativo se regula el gasto másico al evaporador para compensar las variaciones de $(T_{a_1} - T_{a_2})$.

2.3 modelo para el campo de espejos concentradores

Los modelos matemáticos que gobiernan el comportamiento termodinámico del absorbedor de un espejo concentrador de tipo canal parabólica ya han sido desarrollados y evaluados por investigadores del Instituto de Ingeniería^{3, 15}. De los resultados obtenidos en dichos trabajos se establece que la

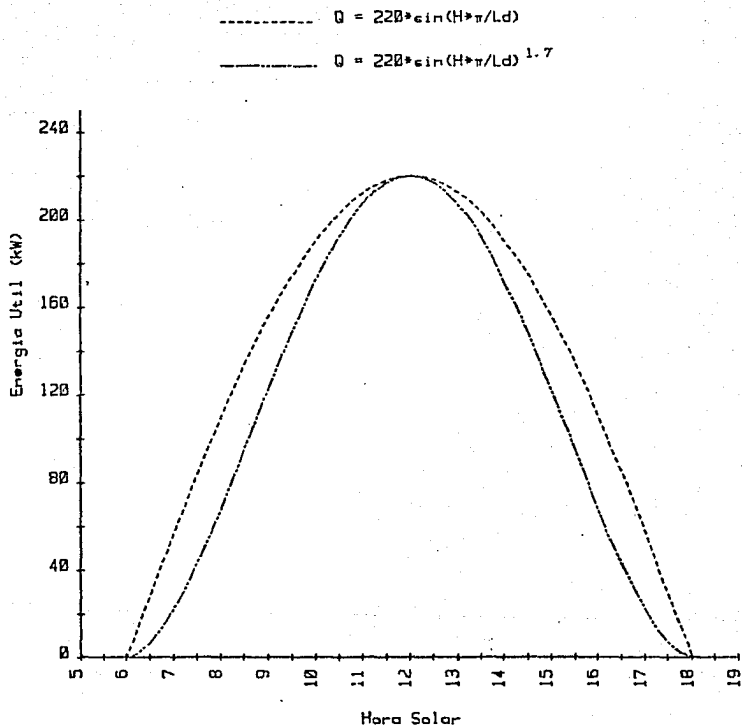


fig 7 Variación de la potencia útil disponible del campo de espejos concentradores

energía útil captada por los concentradores tendrá una variación similar a la radiación solar. Considerando que esta última es de tipo senoidal, la variación de la energía útil será la de una senoide elevada a una potencia fraccionaria menor o mayor que uno según sea la orientación del eje de los concentradores, norte-sur o bien este-oeste. Se considera entonces una variación de la energía útil del tipo:

$$Q_u = Q_{max} \text{sen}^{1.7}(\theta\pi/Ld) \quad (35)$$

donde θ es la hora solar y Ld la longitud del día solar determinada según el método descrito por Duffie-Beckman¹⁶. Una comparación entre la senoide normal y la ecuación 35 se observa en la fig. 7. Dicha representación gráfica se utiliza en las simulaciones de la planta para determinar la energía útil disponible a lo largo del día. Para el fluido que circula por el campo de espejos se cumple la relación,

$$Q_u = \dot{m}_1 c (T_{c_2} - T_{c_1}) \quad (36)$$

Para mantener la estratificación del aceite en la parte superior del tanque, T_{c_2} siempre deberá ser mayor que la temperatura del primer estrato. En consecuencia, el flujo másico \dot{m}_1 se regula de acuerdo con la energía útil disponible y la temperatura de entrada al campo de espejos, T_{c_1} ; es decir,

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_u}{c(T_{c_2} - T_{c_1})} \quad (37)$$

2.4 Modelo del sistema generador solar

Para simular el sistema generador se efectúa la interconexión de los modelos descritos en las páginas precedentes. Esquemáticamente la inter-

relación entre los componentes del sistema se representa en la fig 8. Puesto que las entradas a un componente dependen de las salidas de otro, rigurosamente se debe resolver un sistema de ecuaciones diferenciales lineales en forma simultánea para todas las variables. Con las funciones de transferencia de cada componente obtenidas por el método de transformadas de Laplace se determinan las salidas en función de las entradas. Dada la no linealidad de las ecuaciones que describen el comportamiento del tanque y el evaporador, y la solución numérica implementada para dichos modelos, se optó por un método de solución secuencial considerando cambios pequeños de las variables de control en intervalos de tiempo de un minuto. En la fig 9, se muestran las variables de control que son los gastos gobernados por las válvulas V_1 y V_2 ; y la mezcla de flujos que determinan los valores de temperaturas. Los modelos de los componentes se implementaron en subrutinas dependientes del programa fuente que determina los parámetros, regula los flujos y establece las prioridades de control. Además de la subrutina de integración, se desarrollaron subrutinas para graficar e imprimir resultados. El listado del programa se presenta en las páginas 34-36.

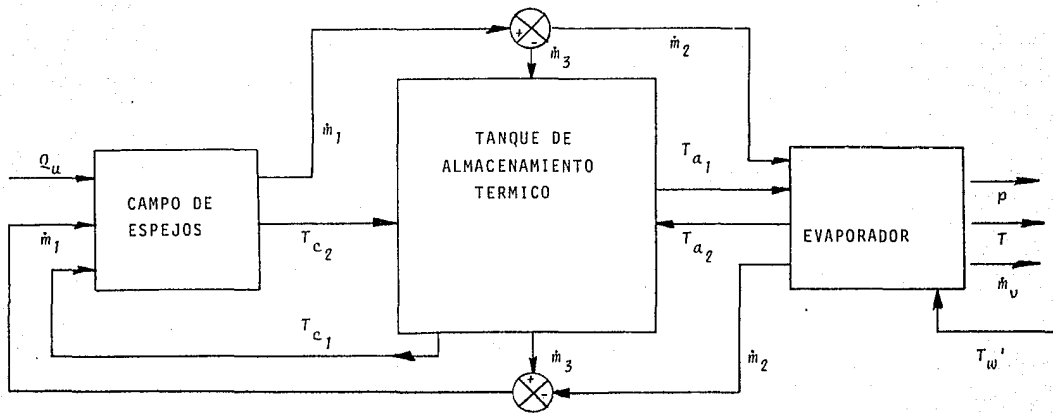


fig 8 DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA
GENERADOR SOLAR

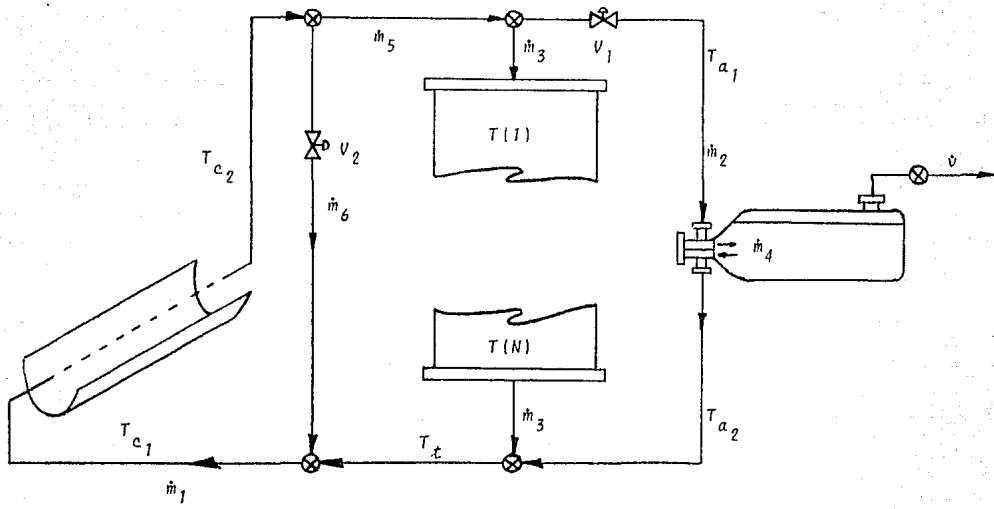


fig 9 ESQUEMA DE LA PLANTA GENERADORA Y VARIABLES DE CONTROL

```

0: *Simulacion Tanque-Evaporador*
1: dim T(42),A(40),R(40),C(40),E(40),F(40),G(40),K(3),M(6),Z(40),X(40)
2: cll 'Craf'
3: ,0001r5;121r6;1.5)r7;.3)r9;17;6;1.25e-4)r10
4: ,317;1)r12;1E00;r13;15)r21;r16;20)r29
5: 2500;6;Y;61R
6: 24.55304)K(1;1;-5483.43)K(2;1;-1.659;47)K(3)
7: ent 'Ot en hr?',r6)ent 'frec pri?',r4
8: r6/r9)r1r0/r9*2);L
9: r5wr0k((7/r9+4)/(r10wr7))r2;4wr5wr0/(r7wr10))r3
10: for i=1 to H;(230-I)T(i);next I
11: 5206.9/(10.8-1n(100P));r11;r21*273.15)T
12: 1.213266-6.437e-3wr11*3.64e-6wr11^2)r12
13: 100Pwr12*(r13)/(r46155*4T;1E
14: }J
15: ent M(1),M(2)
16: Jwr0)H
17: RwrM(1)M(6);(1-R)wrM(1)M(5)
18: 0)V-if T(1)>=r31;1)V
19: 240)r31;if f1g2;220)r31
20: 1/60)r9;if M(1)=0 and V=0;r0;dsp 'No operan bombas';isp
21: M(5)-VwrM(2)M(3)
22: if V=1;c11 'Exp'(M(2))
23: if M(1)=0;gto *4
24: if M(2)<0;T(H))r15;gto *2
25: (M(3)+T(H)+VwrM(2)wr16;/M(5))r15
26: M(5)wr15+M(6);C);M(1))r17
27: cll 'Sol'(M(1),r17,R)
28: cll 'Tae'
29: J/r4)r14
30: if 1st(r14)=J/r4;c11 'P11'
31: J*1)J
32: if J<=100;gto 16
33: end
34: *Sol*
35: V=r0)V;Y-6)H
36: if V;12;g 2
37: if V<7 or V>=17;C;M(1);ret
38: 220wr1n(kwr180/12)^1.7)Q
39: if abs(Q-p2)<5;D=5)D
40: Q/2.36(D-r2);p1
41: if .25(p1 and 01<5;0)P;ret
42: if p1>5;0=5)D;gto 40
43: .25)p1;D=C/D.36p1;p2
44: (p2-r15)/(D-r15);p3
45: ret
46: end
47: *Tae*
48: 0)r30;if abs(M(3))\1.5>=.0333+.0652*abs(M(3))-3.774e-3*abs(M(3))^2)r30
49: 4*3600wrM(3);('Rho'((T(1)+T(H)/2)+T(H))/3)-(wr7^2)U
50: if U=0;D)D;gto 54
51: nfg 1;-1wrU);r16;D
52: for i=1 to N;T(i);M(i+1);next I
53: for i=1 to N;X(i);T(i);next I
54: U=9*U);r1
55: for i=1 to N
56: -(Dif'(Z(i))wrLr1))A(i)
57: 1+r1*(Dif'(Z(i)))wr3r2L)B(i)
58: -(Dif'(Z(i))wrL);C(i)
59: next I

```

```

60: 0)A(1))C(1)
61: B(1)-D(1)*(Z(1))*(r3-L-r2):B(1)
62: B(N)-D(N)*C(2(N))*(r3-L-r2):B(N)
63: T(1)+140*D(1)*C(1)*(r2+r3):B(1)
64: T(N)+D(N)*C(2(N))*r3:B(N)
65: for l=2 to N-1:T(l)-D(l)*C(l)*r3+B(1):next l
66: B(1):E(1):F(1):E(1):G(1)
67: for l=2 to N
68: B(l)-A(l)*C(l-1):E(l-1):E(1)
69: (F(l)-A(l)*G(l-1)):E(l):G(1)
70: next l
71: G(N):T(N):T(N)+1
72: for l=N-1 to 1 by -1
73: G(l)-C(l)*T(l-1):E(l):T(l)
74: next l
75: for l=1 to Nabs(T(1)-T(l+1))/r9):E(l):next l
76: if flg1gto +2
77: ret
78: for l=1 to N1:T(l):T(N-1):next l
79: for l=1 to N1X(l):T(l):next l
80: cfg 1:ret
81: end
82: *Evp*
83: 0):pi/311)M(4)
84: T(1):Z1 if M(3)=0:(M(5)+0-M(3))*T(1)/M(2):Z
85: if T>1:1gto 94
86: 32.824*(.4826*M(4))^333:0
87: pi*Gp'(Z)(2)-(T-273.15))<1-exp(-C/2.25p1))):A
88: *KUT*(T,D(1),X,r29)):k
89: if K<1:1gto +2
90: A/7200):D(1):1gto -2
91: Z-A/pi*Gp'(Z):r16
92: if X>3600:r0:ret
93: if T<1:1gto 87
94: if 0:abs(D(2):r2) and ebr(D(2):r2/3)(5.140/2.55(Z-r16)):pi/311)M(4)
95: T-273.15):r21
96: (Z+r21)/2):r20
97: *Gp'(r20):r19
98: 32.324*(.4826*M(4))^333*(1-1.167e-7*(r20-r21)):0
99: Z-(Z+r21)<1-exp(-C/(r19p1))):r16
100: (Z-r15)/ln((Z-r21)/(r16-r21)):r23
101: r21+r23):r24
102: if abs(r23-r24)/r20>.005:r24:r20:1gto 97
103: pi*r19*(Z-r16):A
104: 1594.35*5.6388AT-1.0302e-2*T^2):r22
105: *KUT*(T,D(2),Y,r29)):k
106: if K<1:1gto +3
107: r25(4.2*(T-313.15)+r22):r27
108: (A-r27)/637):D(2):1gto -3
109: if X>3600:r0:ret
110: exp(K(1)-K(2)/T-K(3)*ln(T)):P
111: 1.213266-6.433e-3AT-6.64e-6*T^2):r18
112: 100P*r12*(1-16)/(.43155*T)):M
113: if K<5:0):r26:1gto +3
114: 1.4e-3*P-.02):r28
115: r28*(P-5):r26
116: (M-E)/r29+r26):r25
117: M):1gto 85
118: end
119: *KUT*
120: F(1):F
121: gto 122:if F>1:1gto 123:if F>2:1gto 126
122: 1X):ret l

```



```

123: p115,p210
124: S+p4*p2)p1;p3*p4)p5
125: 1/K1ret K
126: S*(B+p2)*p4,2)p1
127: 0/F,0/K1ret K
128: end
129: *W1*:
130: fal 0,/,*Hora:*,f6.2,2x,*Gastos:*,3f7.2,2x,*r=*,ff.2
131: fal 1,*Temperaturas en el Tanque:
132: fal 2,f7.2,2x,
133: fal 3,*Condiciones en el Evaporador:
134: fal 4,*F=*,f6.2,2x,*T=*,f7.2,2x,*Gastos de Vapor:*,2f8.2
135: fal 5,*0=*,f6.2,2x,*Temp. Esp.:*,2f9.2,2x,*Temp. Evp.:*,2f9.2
136: wrt 706,V,M11,VANI2),M13),R
137: wrt 706.1
138: for I=1 to N t,1/10,wrt 706.2,T11),next I
139: wrt 706.5,0,0,r17.2,.15
140: if V=1,wrt 706.3,wrt 706.4,P,T-273.15,r25*G600,r26*G600
141: ret
142: end
143: *Graf*:
144: wrt 705,*I1),IP 1600,3000,7000,8000*
145: wrt 705,*CS1)*csiz 2,2
146: scl 180,250,0,12
147: fxd 0
148: xex 0,i0,180,280,2
149: plt 215,0,1,cplt 0,-4,1:bi *TEMPERATURA (°C)*
150: yax 180,1,0,12,2
151: plt 180,5,1,cplt -5,0,csiz 2,2,1,90,1:bi *ALTURA (m)*
152: csiz 2,2
153: ret
154: end
155: *P11*:
156: plt T11),11.7,1
157: wrt 705,*VA*),line 6,3
158: for I=1 to N-1,plt T11),12-.3*I,2,next I
159: ret
160: end
161: *Dif*:
162: 1.5*r30*p1)p2
163: ret p2*w1e-4
164: end
165: *Rho*:
166: ret 983.7-.629*p1
167: end
168: *Cp*:
169: ret 1.81+.00363*p1
170: end
171: *F1a*:
172: wrt 705,*I1),IP 1600,3000,7000,6000*
173: wrt 705,*CS1)*csiz 2,2
174: scl 6.20,0,3
175: fxd 0;xax 0..5,6,20,2
176: plt 12,0,1,cplt 0,-4,1:bi *Hora Solar*
177: fxd 2;vax 6..25,0,3,2
178: plt 6.1,3,1,cplt -5,0,csiz 2,2,1,90,1:bi *Gasto (kg/s)*
179: csiz 2,2,ret
180: end
99069

```

3. 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, -

tenfa 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 α 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 10 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 termoclima se invierte (parte baja del tanque), resultando menores los valores reales que los predichos teóricamente.

Aunado a ésto 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 11 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 m^2/hr por ser las unidades más comunes para comparación con otras referencias.

V = 17.12 lt/min

Q = 7.5 kW

39

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

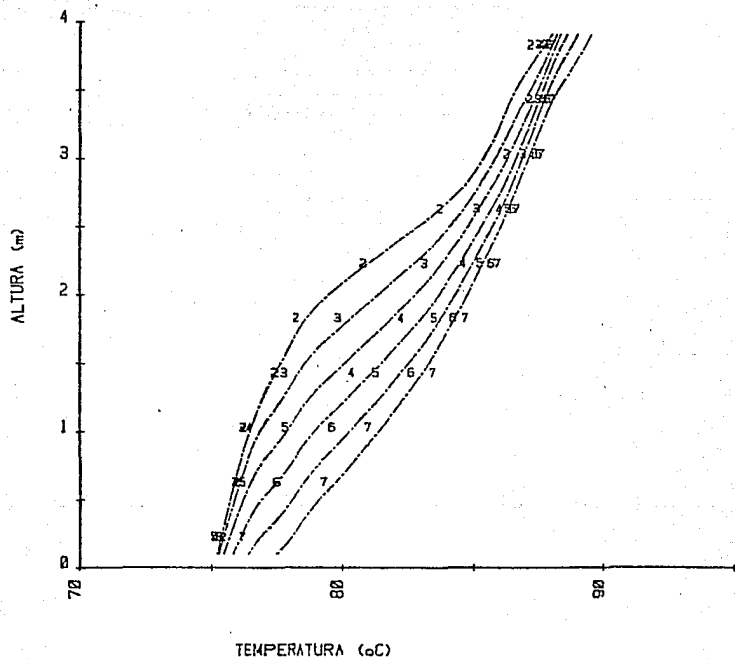


fig 10 Evolución de los perfiles de temperatura a través del tiempo. Cada serie de números representa los resultados experimentales

V = 7.28 lt/min

Q = 7.5 kW

40

Difusividad = [1.5 + 0.145 DT/Dz] $\times 10^{-4}$ [m²/hr]

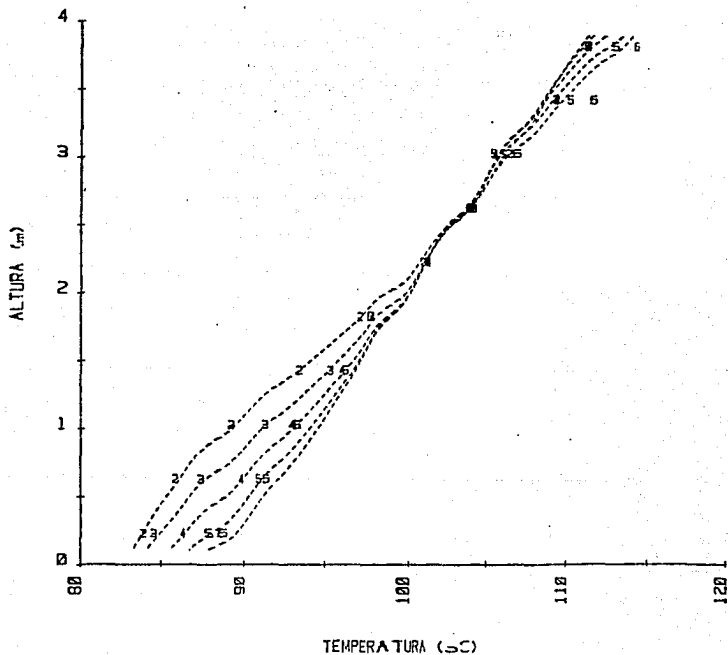


fig 11 Idem

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 12, 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 0.18, 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 13, 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 11, 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

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

$Q = 7.5 \text{ kW}$

Difusividad = $[1.5 + 0.18 \times (DT/Dz)] \times 10^{-4} \text{ [m}^2/\text{hr]}$

42

Intervalos de calculo :

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

$Dz = .05 \text{ metros}$ -----

$Dz = .10 \text{ metros}$

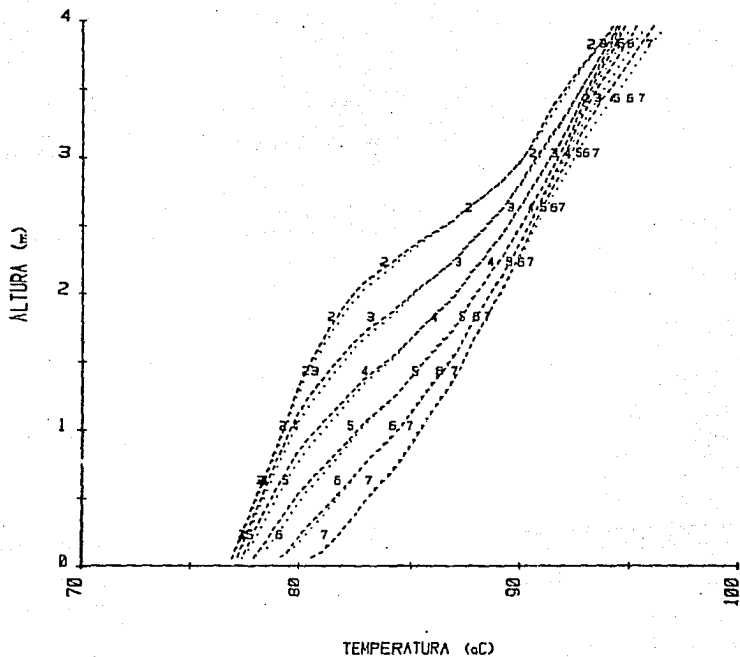


fig 12 Idem

V = 12.1 lt/min

Q = 7.5 kW

43

Difusividad = $[1.5 + 0.18 \Delta T / \Delta z] \times 10^{-4}$ [m²/hr]

Difusividad = 3.0×10^{-4} [m²/hr] - - - - -

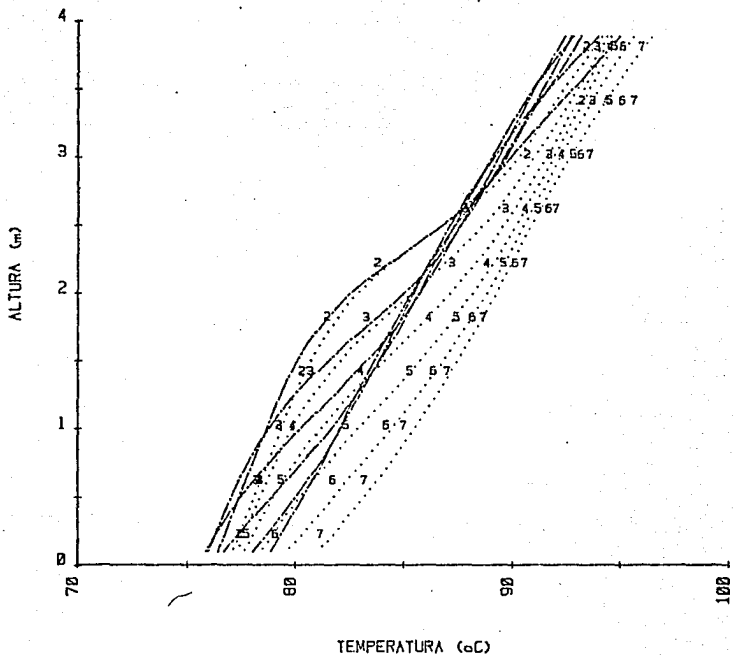


fig 13 Idem

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 $t = \frac{v \times N}{\dot{v}} = \frac{78.5 \times 8}{6.88} = 91.2$ 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,

V = 6.88 lt/min

Q = 7.5 kW

45

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

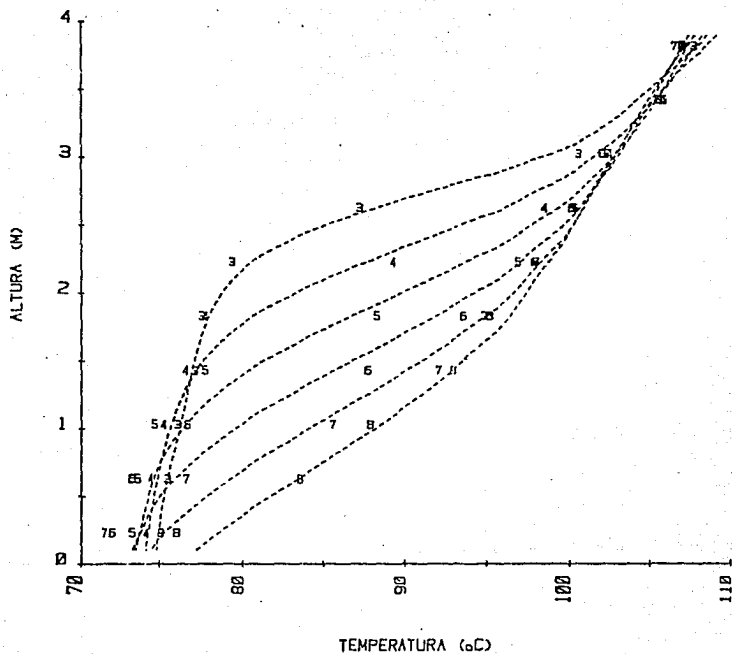


fig 14 Idem

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 15 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 16, 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 17, 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 18 se muestran graficadas las expresiones obtenidas para la difusividad en función del gradiente de temperatura para diferentes gastos.

V = 6.68 lt/min

Q = 7.5 kW

Difusividad = $[1.5 + 0.008 \cdot DT / D_z] \times 10^{-4}$ [m²/hr]

47

Intervalos de calculo :

Dt = 1 minuto -----

Dt = 5 minutos

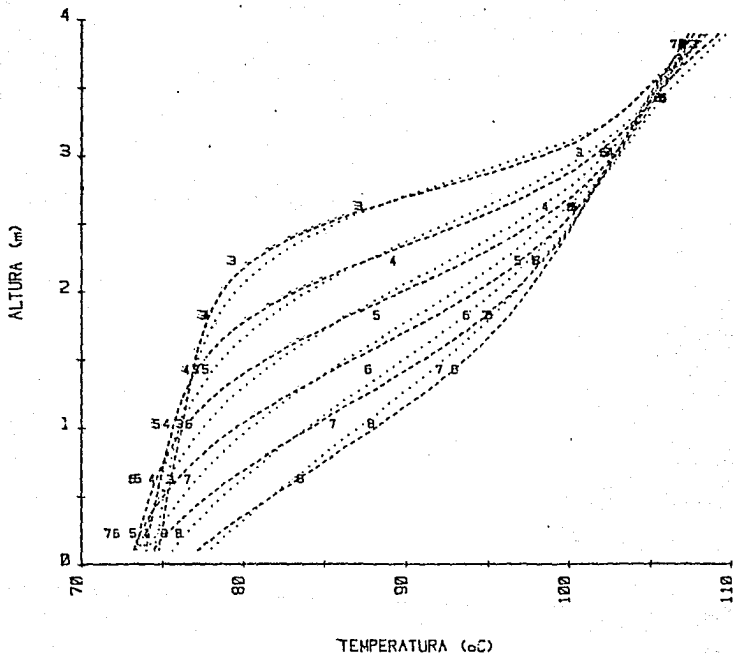


fig 15 Idem

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

$Q = 7.5 \text{ kW}$

$\text{Difusividad} = [2.2 + 0.006 \cdot DT/Dz] \cdot 10^{-4} [\text{m}^2/\text{hr}] \quad 48$

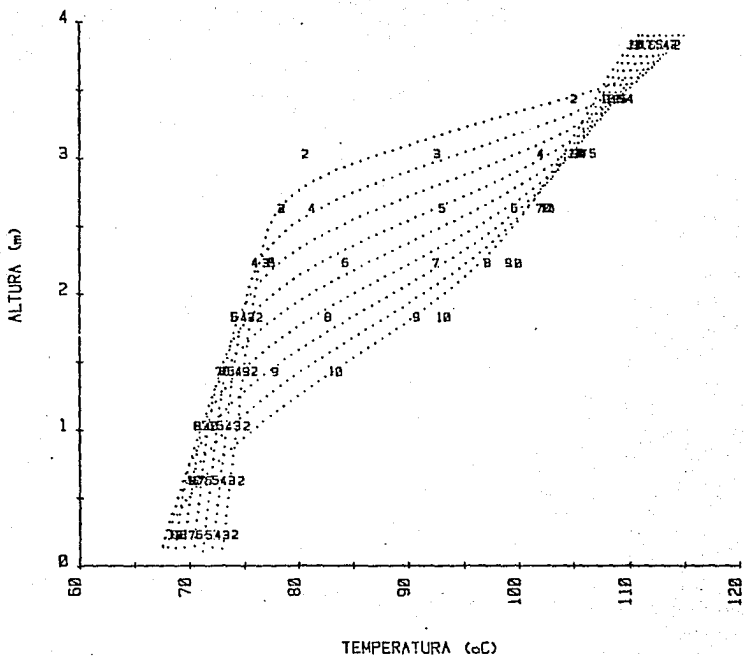


fig 16 Idem

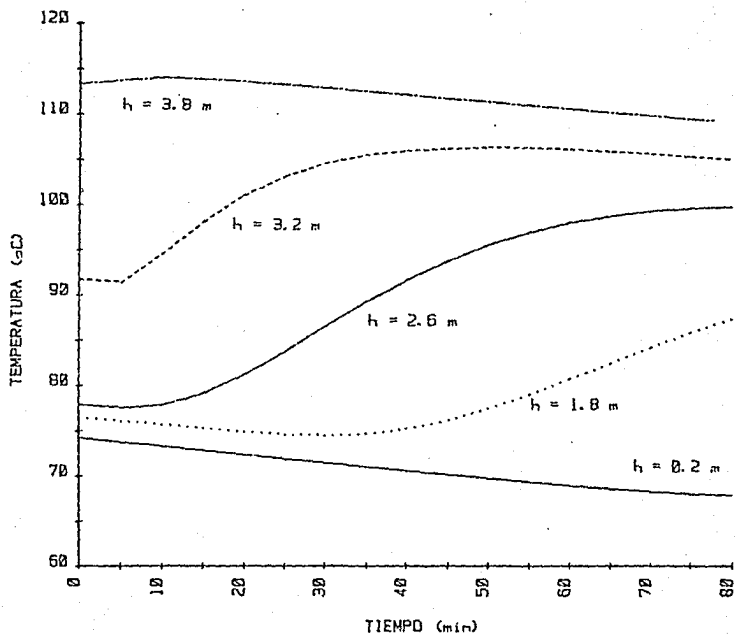
$V = 5.42 \text{ lt/min}$ $Q = 7.5 \text{ kW}$ 

fig 17 Variación de la temperatura del aceite con el tiempo para diferentes profundidades del tanque

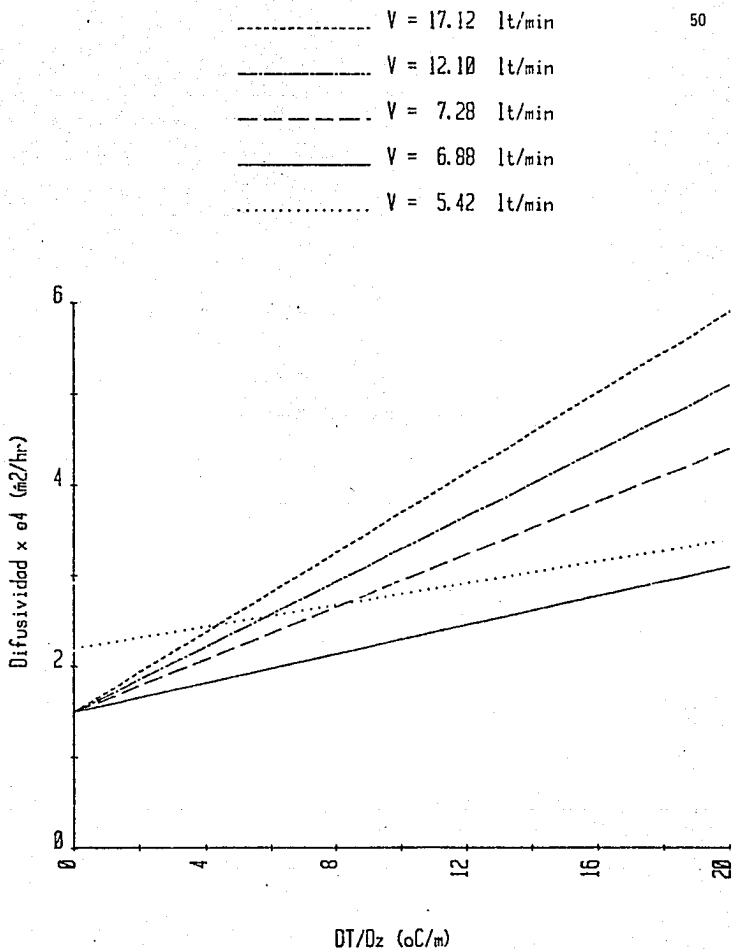


fig 18 Relación entre la difusividad térmica y el gradiente de temperaturas para los diferentes gastos del modelo experimental

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:

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

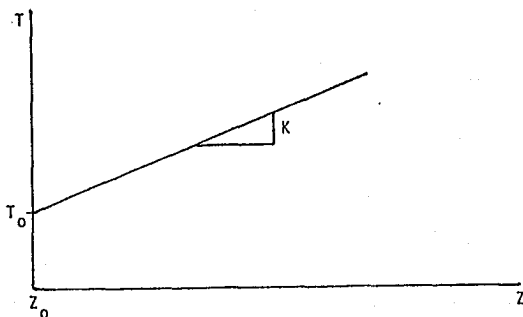
En la relación anterior se observa que dT/dz se puede considerar constante en los intervalos donde la propia difusividad no varía. De esta forma es posible efectuar la integración:

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

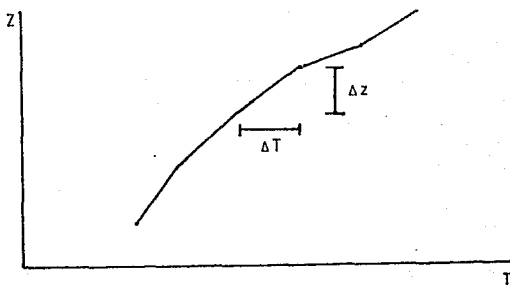
dando por resultado:

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

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.

4. ANALISIS DE RESULTADOS

Una vez determinada la expresión de la difusividad térmica que permite predecir el avance de la termoclina en el tanque de almacenamiento para el modelo experimental, se propone una expresión similar para el prototipo cuya operación se desea simular. Dicha expresión resultó ser:

$$D \times 10^4 = 1.5 + (-0.0932 + 0.069m_3 - 0.00377m_3^2) \frac{dT}{dz}$$

Esta extrapolación de los resultados teórico-experimentales se detalla en el trabajo de Palacio². En la simulación del prototipo, se considera el mismo número de estratos que para el modelo; en consecuencia el espesor de los estratos es de 0.3 m para $H = 12$ m y $d = 1.5$ m. Puesto que el tanque estará aislado, el coeficiente global de pérdidas para fines de la simulación tiene un valor de $0.1 \text{ W/m}^2\text{K}$. Debido a los cambios de dirección del flujo en el tanque, se añadieron las líneas al programa que permite la inversión del flujo. Para determinar la duración de los transi-

torios en el evaporador que a diferencia del tanque inicia su operación a partir de condiciones de temperatura y presión lejos de las condiciones nominales, se efectuaron simulaciones de arranque con valores constantes de T_{a_1} y \dot{m}_2 (250 °C y 1 kg/s respectivamente). En la fig 19 se muestra la variación de la temperatura de la masa de agua hasta llegar a las condiciones de saturación. La capacitancia térmica tiene un valor de 7200 kJ/K. Transcurren 25 minutos para alcanzar la temperatura de saturación de 97°C a partir de una temperatura inicial de 15 °C. En las fig 20 y 21, se grafica la evolución de la temperatura y la presión durante el periodo de ebullición. El transitorio tiene una duración aproximada de una hora. El crecimiento de las dos variables es monótono ya que las condiciones de aporte de energía permanecen constantes. En la fig 22 se muestran los gastos de vapor generado y extraído del evaporador. Durante un periodo de 23 minutos sólo se genera vapor. En ese momento se alcanza una presión mayor de 5 bar en el evaporador y se empieza a extraer vapor por la válvula de control. En consecuencia la presión se incrementa más lentamente lo cual se observa en el cambio de curvatura de la variación de la presión en la fig 21. Cuando el vapor extraído es igual al generado se establece un estado permanente para todas las variables ya que,

$$\dot{q} = \dot{v} (\bar{c}_p (T_s - T_w') + h_{fg})$$

Para determinar la capacidad de operación continua de la máquina térmica se debe conocer la reserva de presión disponible en el evaporador al disminuir la temperatura del aceite proveniente del tanque de almacenamiento. En la fig 23 se observa que cuando la temperatura T_{a_1} disminuye 30 °C, la presión en el evaporador sólo disminuye poco más de 1 bar en una hora.

Temperatura del aceite 250 oC
Gasto 1 kg/s
Masa de agua 1600kg
Presion atmosferica 0.91 bar

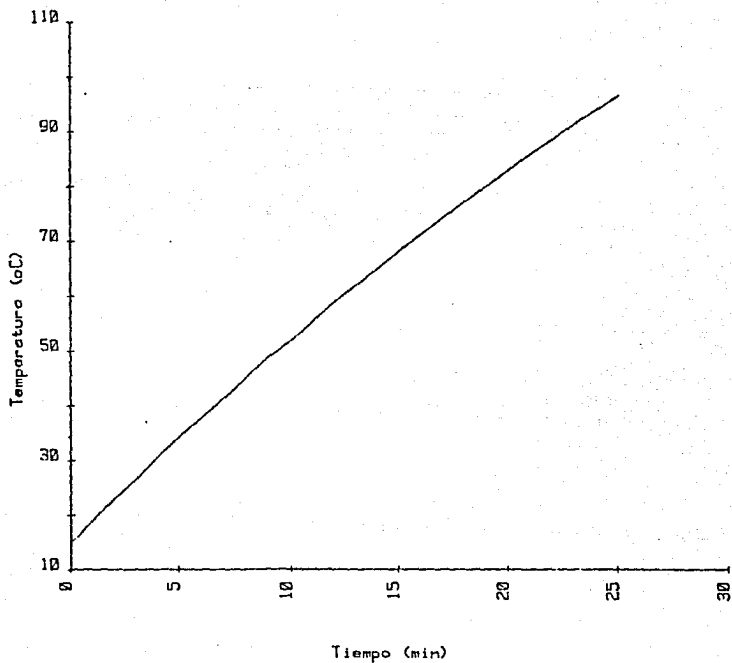


fig 19 Variación de la temperatura durante el periodo inicial del calentamiento en el evaporador.

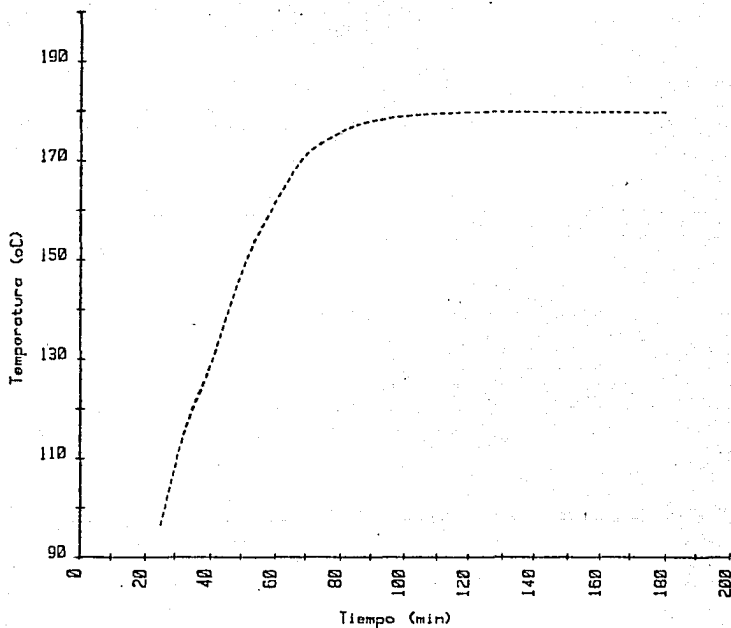


fig 20 Variación de la temperatura en el evaporador durante la etapa de ebullición. El transitorio dura aproximadamente una hora.

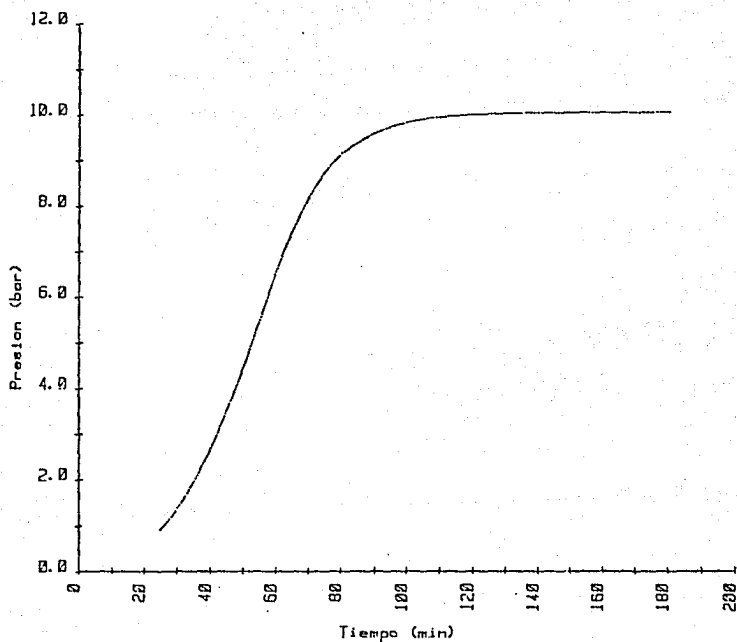


fig 21 Variación de la presión en el evaporador durante la etapa de ebullición. Se nota el punto de inflexión cuando la presión alcanza 5 bar en el momento en que se inicia la extracción de vapor.

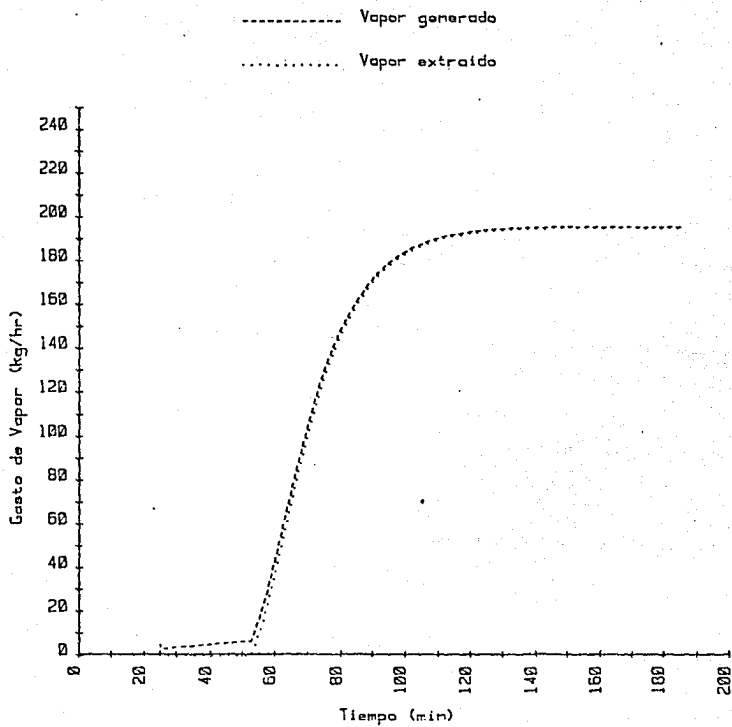


fig 22 Gasto de vapor generador y extraído del evaporador.

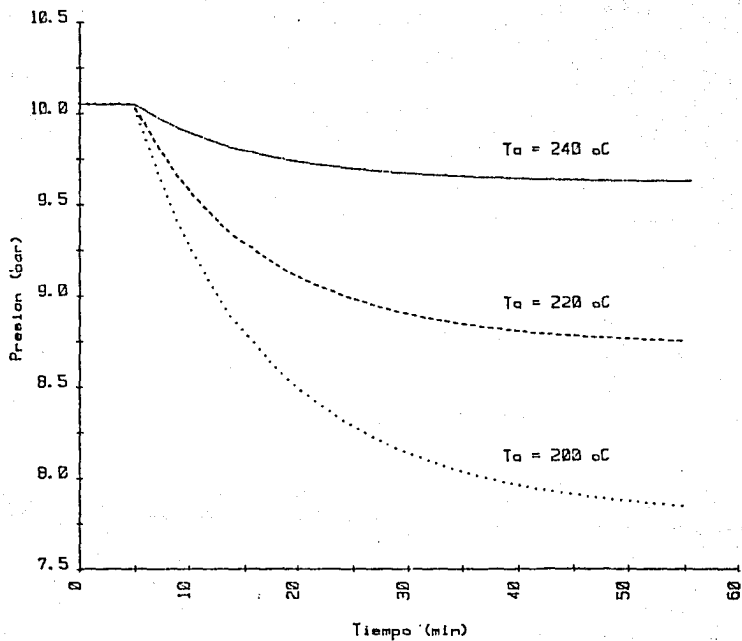


fig 23 Disminución de la presión en el evaporador cuando existe un decre₁mento en escalón de la temperatura T_a .

Temperatura inicial del aceite: 250 °C
Decrementos de 10 °C cada 10 minutos

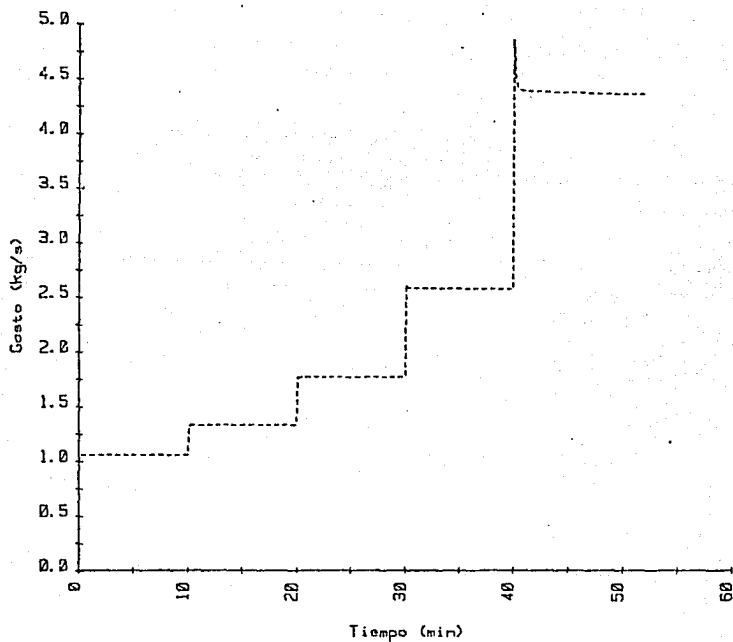


fig 24 Efecto de la acción de control para mantener constante las condiciones de presión y de temperatura cuando existe un decremento T_{a1} .

Si se dispone del control de gasto descrito por la ecuación 34, se obtienen variaciones de tipo escalón en el gasto para el mismo tipo de variación en la temperatura T_{a_1} , fig 24. El sobrepaso que se obtiene en los dos últimos decrementos se debe al cambio de T_{a_2} ya que ésta disminuye después del escalón, aumentando $(T_{a_1} - T_{a_2})$. lo que implica la estabilización de m_2 . De las dos figuras anteriores se puede avanzar un límite de operación durante la descarga del tanque. Siendo dicho límite $T_{a_1} \geq 220^\circ\text{C}$.

Se procedió a simular el prototipo de la planta generadora. Las condiciones iniciales son: $T_w = 17^\circ\text{C}$, $T_w = 15^\circ\text{C}$, $p_o = p_b = 0.91 \text{ bar}$. Se considera un perfil inicial de temperaturas dentro del tanque que varía linealmente de 190°C a 230°C . La energía útil a lo largo del día tiene la característica presentada en la fig 7. La variable que se investiga es la hora de arranque del evaporador. Para las diferentes horas se observa el avance de las termoclinas en el tanque así como los gastos y las temperaturas para el campo de espejos y para el evaporador. Puesto que la energía útil es muy pequeña entre las horas 6 y 7 y entre las horas 17 y 18, no se opera el circuito tanque-espejos. Para dicho circuito se establece un gasto mínimo de 0.25 kg/s y un gasto máximo de 5 kg/s . Se estipula una temperatura fija de salida del campo de espejos $T_{c_2} = 250^\circ\text{C}$. Si $(T_{c_2} - T_{c_1}) < 5^\circ\text{C}$ o si el gasto definido por 37 es mayor de 5 kg/s , se incrementa el valor de T_{c_2} en 5°C . Si el gasto requerido es menor de 0.25 kg/s , se abre la válvula V_2 y se establece una recirculación

$$r = \frac{T_{c_1} - T_t}{T_{c_2} - T_t}$$

de manera que la mezcla de los flujos \dot{m}_5 y \dot{m}_6 incrementan T_{c_1} , lo que permite alcanzar el valor de T_{c_2} requerido, para el Q_u disponible. En las gráficas que a continuación se describen, el intervalo de tiempo entre las termoclinas es de 0.5 hr. El intervalo de cálculo es de 1 minuto en todos los casos.

Arrancando el evaporador a las 8:00, el tanque alcanza temperaturas mayores de 230 °C en los últimos dos metros, fig 25. El calor del tanque empieza a descargarse en ese momento y las temperaturas de los últimos estratos disminuyen considerablemente puesto que T_{a_2} es bastante baja. Transcurrida una hora, T_{a_2} alcanza su valor nominal de 198.6 °C, y puesto que \dot{m}_1 no se ha incrementado lo suficiente, el tanque sigue descargando y la temperatura de los últimos estratos se incrementa resultando el último perfil de la figura; rompiéndose entonces la estratificación.

Iniciando la operación del evaporador a las 9:30 hrs., la mitad superior del tanque ya ha alcanzado temperaturas mayores de 230 °C. Debido al retorno frío del evaporador, disminuye \dot{m}_1 y el tanque descarga durante 1.5 hrs. Después de ese lapso, el tanque reinicia su carga. A las 15:00 hrs, $\{T_{c_2} - T_{c_1}\} < 5$ °C resultando un incremento de T_{c_2} de 10 °C. A las 16:18 se invierte el flujo en el tanque e inicia su descarga hasta las 20:30 hrs. Alrededor de las 15:00 hrs, se tiene un gasto mayor para el campo de conductores, incrementándose su eficiencia; pero cuando se inicia el período de descarga se producirán grandes fluctuaciones de \dot{m}_1 ya que T_t varía entre 198°C y 240°C en períodos muy cortos de tiempo debido a los cambios de dirección del flujo de \dot{m}_3 .

Arranque del evaporador a las 8:00 hrs.

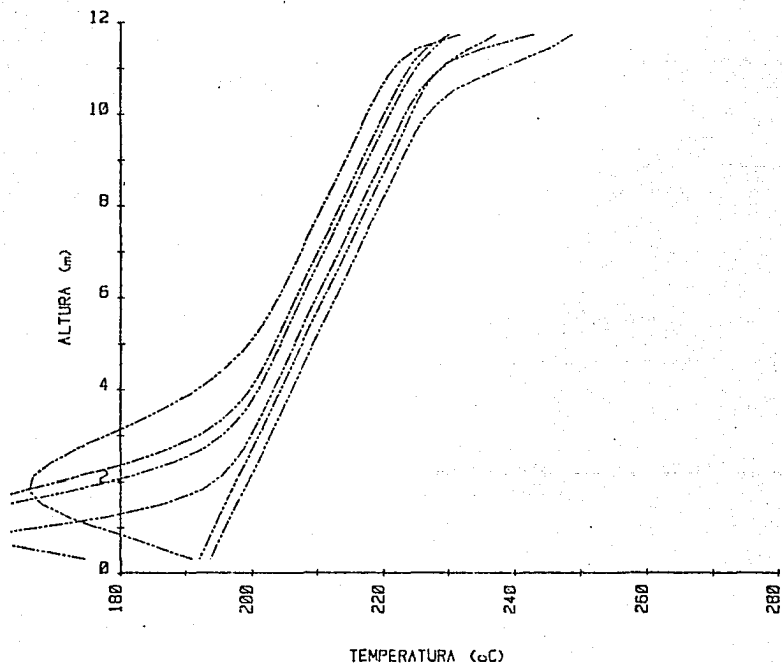


fig 25 Periodos de carga y descarga del tanque de almacenamiento térmico cuando se arranca el evaporador a las 8:00.

Arranque del evaporador a las 9:30 hrs.

- Carga del tanque, inicio 7:05
- Descarga e tanque, inicio 16:18
- Perfil de temperaturas Final, hora 20:30

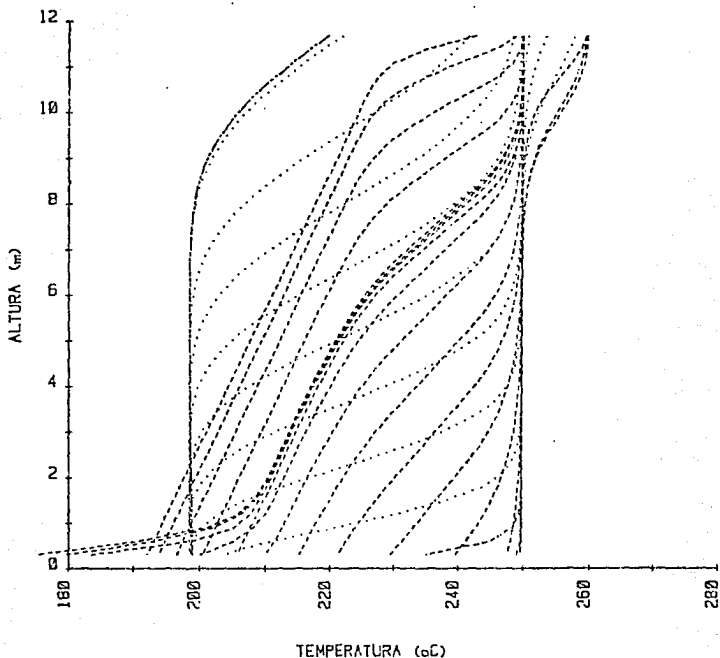


fig 26 Periodos de carga y descarga del tanque de almacenamiento térmico cuando se arranca el evaporador a las 9:30 .

Arranque del evaporador a las 10:30 hrs.

- Carga del tanque, inicia 7:10
- Descarga del tanque, inicia 16:30
- Perfil de temperaturas final, hora 22:18

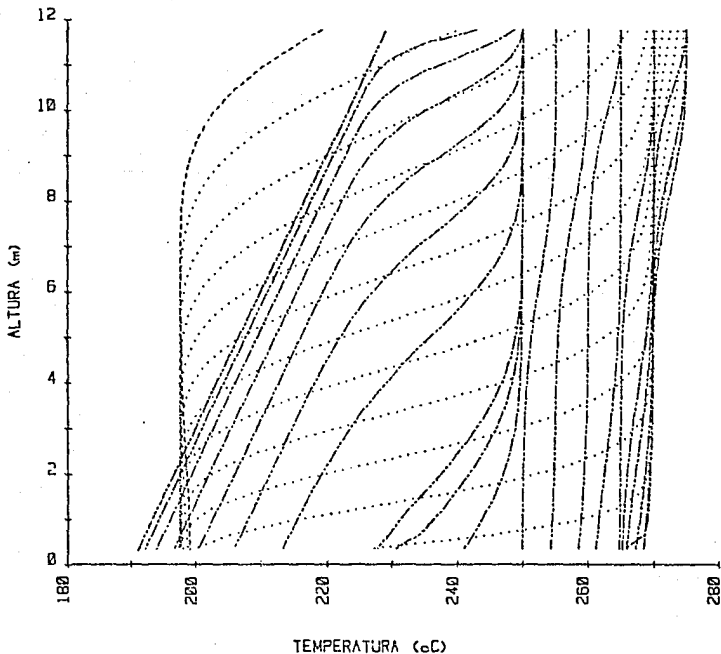


fig 27 Periodos de carga y descarga del tanque de almacenamiento térmico cuando se arranca el evaporador a las 10:30.

Si el arranque del evaporador se efectúa una hora más tarde, se alcanzan temperaturas de 275 °C a las 16:00 hrs, como se observa en la fig 27, pero las variaciones de T_t son todavía mayores lo que implica fluctuaciones mayores en \dot{m}_1 al iniciarse la descarga.

Si se arranca el evaporador a las 9:00, fig 28, el último tercio del tanque ha alcanzado temperaturas mayores de 230 °C. El tanque descarga durante un intervalo de hora y media después del cual se invierte otra vez el flujo. Estas fluctuaciones se aprecian en la fig 29. El gasto \dot{m}_1 aumenta al aumentar la energía útil Q_u ; incluso continúa aumentando después de las 12:00 ya que T_{c1} sigue aumentando. Cuando \dot{m}_1 decrece y es igual a \dot{m}_2 , que permanece constante, el flujo del tanque se detiene o bien se invierte. En consecuencia, la temperatura T_t varía entre 198.6 °C y 210 °C lo que implica las fuertes variaciones en \dot{m}_1 que se observan en la gráfica.

A las 16:50, \dot{m}_1 alcanza su valor mínimo y se abre la válvula V_2 iniciando una recirculación que permite aprovechar la energía solar disponible durante 10 minutos más. En la fig 30, se representa la fracción de recirculación que resulta ser prácticamente una función lineal del tiempo.

Cuando se anula el flujo \dot{m}_1 , el control del evaporador provoca el aumento observado en la fig 29 que disminuye al aumentar T_{a2} . Este ligero aumento se observa en la fig 28 en el perfil final de temperaturas. Después de las 18:30, cuando menos de la mitad del tanque tiene una temperatura de 220 °C, el gasto \dot{m}_2 aumenta en forma creciente ya que la termoclina se inicia en la parte superior del tanque. Se suspende la operación cuando la temperatura del primer estrato es menor de 220 °C.

Arranque del evaporador a las 9:00 hrs.

- Carga del tanque, inicia 7:05
- Descarga del tanque, inicia 16:00
- Perfil de temperaturas final, hora 19:38

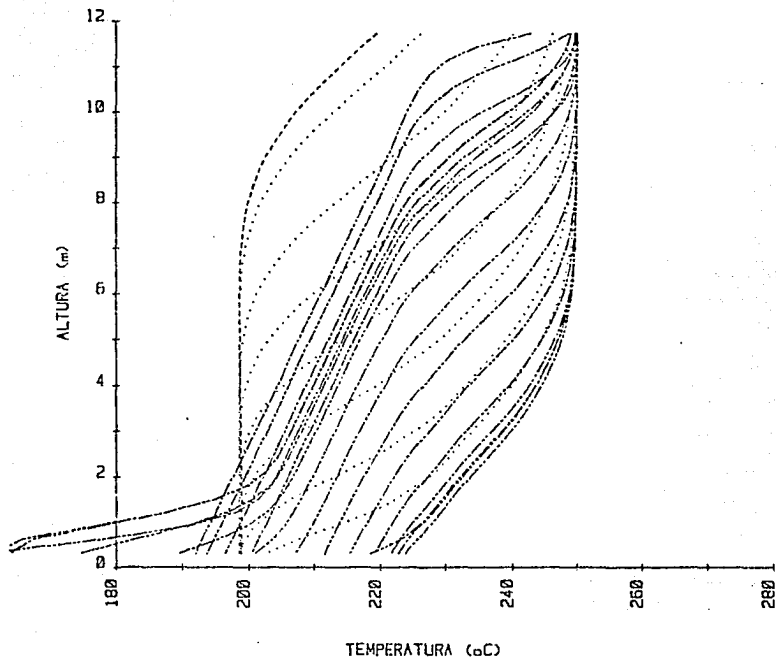


fig 28 Periodos de carga y descarga del tanque de almacenamiento térmico cuando se arranca el evaporador a las 9:00.

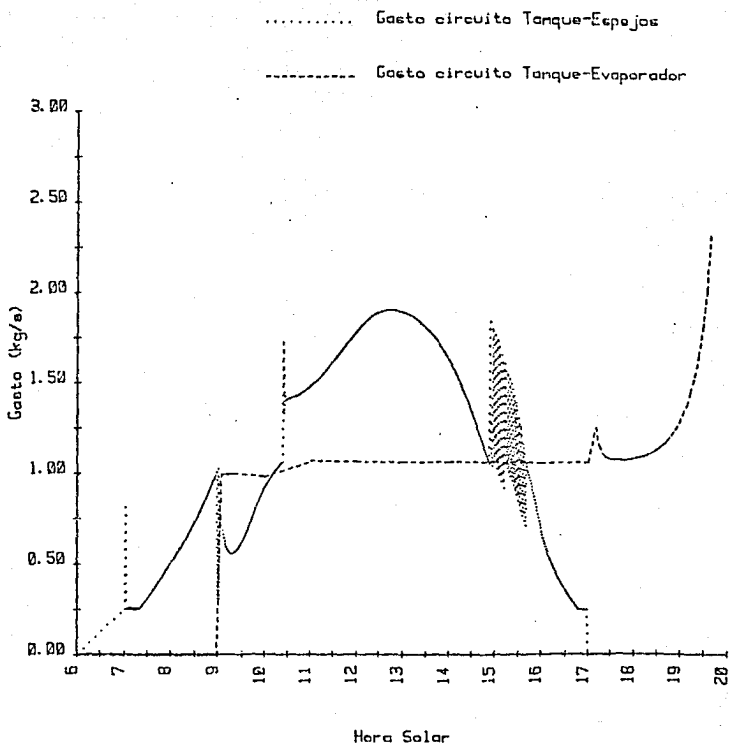


fig 29 Variación de los gastos en ambos circuitos como respuesta a un aporte de energía útil de tipo senoidal. Se puede observar que existen transitorios cuando los gastos tiende a igualarse.

ESTA TESIS NO DEBE
 SALIR DE LA BIBLIOTECA

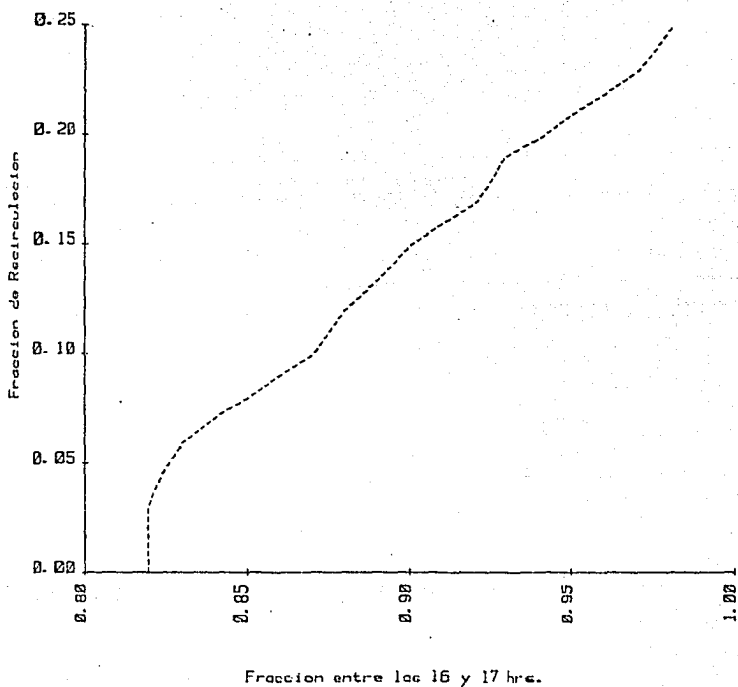


fig 30 Fracción de recirculación del gasto m_1 , durante la etapa final de operación del circuito primario.

En las páginas 73-75 se presenta un listado de resultados que corresponden a la fig 28. Se imprimen la hora, los tres gastos m_1 , m_2 y m_3 , la fracción de recirculación κ , las temperaturas en el tanque cada 1.2 m, el calor útil disponible, las temperaturas de entrada y salida en el campo de espejos y en el evaporador, finalmente se imprime la presión y la temperatura en el evaporador, así como los gastos de vapor generado y extraído.

Con el diagrama de Mollier se puede determinar la energía obtenida de la máquina térmica durante el tiempo de operación. Suponiendo que el vapor extraído tiene 100 por ciento de calidad, después de la válvula de control existe un ligero sobrecalentamiento. Considerando una expansión isoentropica en la máquina térmica y la presión de 0.074 bar en el condensador, la variación de entalpía es de 625 kJ/kg. Se advierte que la humedad alcanzada en la máquina térmica es entonces de 17.6 por ciento. Para el caso de interés, la producción de vapor en condiciones de estado permanente se lleva a cabo entre las 10:00 y las 20:00 hrs.

La potencia en la máquina es,

$$P = \dot{Q} \Delta t = \frac{197.24}{3600} 625 = 34.24 \text{ kW}$$

Durante las diez horas de operación se producen 1224 MJ. Para determinar la energía útil aportada por el campo de espejos, se integra la ecuación de la senoide, resultando,

$$E = Q_{\max} \frac{Ld}{\sqrt{n}} \frac{\Gamma\left(\frac{\alpha+1}{2}\right)}{\Gamma\left(\frac{\alpha+2}{2}\right)} \quad (38)$$

donde α es el exponente de la senoide, en este caso 1.7. El factor dado por la función gamma es 0.9424. Se tiene entonces $E = 5053 \text{ MJ}$, resultando una eficiencia de conversión de 24.2 por ciento.

Hora: 7.48 Gastos: 0.30 0.00 0.30 r = 0.01 73
 Temperaturas en el Tanque:
 242.76 225.20 227.06 219.06 214.06 219.06 206.07 202.07 198.07 194.37
 Q= 42.21 Temp. Esp.: 250.00 191.00 Temp. Evp.: 229.00 60.63

Hora: 7.33 Gastos: 0.49 0.00 0.49 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 248.60 231.07 223.83 219.81 215.01 211.02 207.92 203.82 199.82 195.82
 Q= 66.84 Temp. Esp.: 250.00 192.73 Temp. Evp.: 229.00 60.63

Hora: 8.48 Gastos: 0.73 0.00 0.73 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.86 242.30 238.68 221.67 218.53 214.53 210.53 206.53 202.54 198.54
 Q= 93.71 Temp. Esp.: 250.00 195.42 Temp. Evp.: 229.60 60.63

Hora: 8.38 Gastos: 1.01 0.00 1.00 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.98 248.94 240.97 229.63 222.87 218.45 214.42 210.42 206.43 202.43
 Q= 121.15 Temp. Esp.: 250.00 199.27 Temp. Evp.: 229.00 60.63

Hora: 9.48 Gastos: 0.61 1.00 -0.39 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.69 246.49 236.61 226.09 221.15 216.93 212.92 208.92 204.85 198.22
 Q= 147.53 Temp. Esp.: 250.00 147.94 Temp. Evp.: 249.99 160.53
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 2.32 T= 132.02 Gastos de Vapor: 4.44 0.50

Hora: 9.38 Gastos: 0.91 0.99 -0.10 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.12 244.09 235.65 225.09 216.93 215.79 211.79 207.79 202.92 177.64
 Q= 171.54 Temp. Esp.: 250.00 170.29 Temp. Evp.: 249.92 134.24
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 9.19 T= 176.47 Gastos de Vapor: 152.19 150.79

Hora: 10.48 Gastos: 1.41 1.08 0.35 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.10 244.02 233.69 225.13 219.92 215.78 211.79 207.77 202.76 177.74
 Q= 191.70 Temp. Esp.: 250.00 192.25 Temp. Evp.: 249.66 193.43
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.03 T= 180.11 Gastos de Vapor: 194.73 194.65

Hora: 10.38 Gastos: 1.48 1.07 0.41 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.78 246.54 236.61 226.35 221.50 217.43 213.33 209.33 205.04 190.54
 Q= 226.99 Temp. Esp.: 250.00 190.87 Temp. Evp.: 249.77 199.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.67 T= 183.50 Gastos de Vapor: 197.10 197.05

Hora: 11.45 Gastos: 1.62 1.07 0.55 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.94 243.49 232.78 233.31 225.16 219.77 215.53 211.51 207.47 199.95
 Q= 216.59 Temp. Esp.: 250.00 193.37 Temp. Evp.: 249.94 199.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.23 197.20

Hora: 11.38 Gastos: 1.80 1.07 0.72 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.97 249.58 246.94 240.02 230.97 223.78 219.51 214.40 210.37 205.68
 Q= 226.00 Temp. Esp.: 250.00 198.13 Temp. Evp.: 249.57 198.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.67 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.24 197.24

74

Hora: 12.48 Gastos: 1.91 1.07 0.84 r = 0.03
 Temperaturas en el Tanque:
 249.95 249.99 249.15 245.08 236.87 230.37 223.38 218.27 214.01 209.59
 Q=217.92 Temp. Esp.: 250.36 201.75 Temp. Evp.: 249.99 199.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.24 197.24

Hora: 12.98 Gastos: 1.91 1.07 0.64 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.95 249.93 249.77 248.74 245.13 238.57 230.32 223.46 218.24 213.90
 Q=207.82 Temp. Esp.: 250.30 203.89 Temp. Evp.: 249.99 198.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.24 197.24

Hora: 13.48 Gastos: 1.93 1.07 0.76 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.98 249.94 249.88 249.60 248.24 244.54 237.62 229.91 223.24 218.01
 Q=192.88 Temp. Esp.: 250.00 205.23 Temp. Evp.: 249.90 198.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.24 137.24

Hora: 13.98 Gastos: 1.65 1.07 0.59 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.97 249.93 249.88 249.79 249.29 247.32 242.75 235.86 228.46 222.13
 Q=173.41 Temp. Esp.: 250.00 205.53 Temp. Evp.: 249.97 198.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.24 197.24

Hora: 14.48 Gastos: 1.36 1.07 0.30 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.96 249.92 249.87 249.91 249.56 248.43 245.26 239.49 232.23 225.31
 Q=149.27 Temp. Esp.: 250.00 203.53 Temp. Evp.: 249.96 198.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.24 197.24

Hora: 14.98 Gastos: 1.26 1.07 0.20 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.93 249.89 249.65 249.79 249.60 248.72 246.05 240.81 233.77 226.70
 Q=122.96 Temp. Esp.: 250.00 208.71 Temp. Evp.: 249.92 198.62
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.24 197.24

Hora: 15.48 Gastos: 0.89 1.07 0.37 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.92 249.86 249.82 249.77 249.62 248.45 246.76 242.15 235.46 228.31
 Q=95.53 Temp. Esp.: 250.00 204.52 Temp. Evp.: 249.92 198.62
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 137.24 197.24

Hora: 15.98 Gastos: 0.73 1.07 -0.32 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.95 249.92 249.78 249.72 249.52 248.66 246.14 241.18 234.37 227.65
 Q=69.56 Temp. Esp.: 250.00 210.23 Temp. Evp.: 249.96 198.61
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.24 197.24

Hora: 16.48 Gastos: 0.37 1.07 -0.70 r = 0.00
 Temperaturas en el Tanque:
 249.78 249.75 249.70 249.56 248.96 247.10 245.03 238.92 229.30 213.87
 Q=43.75 Temp. Esp.: 250.00 138.69 Temp. Evp.: 249.86 198.62
 Condiciones en el Evaporador:
 P= 10.07 T= 180.31 Gastos de Vapor: 197.23 197.23

Hora: 16.96 Gastos: 0.25 1.07 -0.88 r = 0.25
 Temperaturas en el Tanque:
 249.71 249.66 249.43 245.84 247.01 243.19 237.26 229.11 215.35 200.94
 Q = 22.72 Temp. Esp.: 250.00 211.49 Temp. Evp.: 249.76 198.62
 Condiciones en el Evaporador:
 P = 10.07 T = 180.31 Gastos de Vapor: 197.23 197.23

Hora: 17.48 Gastos: 0.60 1.08 -1.08 r = 3.25
 Temperaturas en el Tanque:
 249.55 249.24 243.26 245.52 241.60 235.10 225.55 212.18 201.39 198.53
 Q = 21.72 Temp. Esp.: 250.00 211.49 Temp. Evp.: 249.56 198.63
 Condiciones en el Evaporador:
 P = 10.07 T = 180.31 Gastos de Vapor: 197.21 197.21

Hora: 17.96 Gastos: 0.30 1.09 -1.00 r = 0.25
 Temperaturas en el Tanque:
 249.85 247.52 244.66 239.79 232.48 222.10 209.91 201.35 190.79 198.61
 Q = 22.72 Temp. Esp.: 250.00 211.49 Temp. Evp.: 249.92 198.66
 Condiciones en el Evaporador:
 P = 10.07 T = 180.30 Gastos de Vapor: 197.17 197.17

Hora: 18.48 Gastos: 0.00 1.10 -1.14 r = 0.25
 Temperaturas en el Tanque:
 246.56 243.12 237.55 229.43 219.77 207.96 201.07 190.85 190.60 198.65
 Q = 22.72 Temp. Esp.: 250.00 211.49 Temp. Evp.: 246.69 198.76
 Condiciones en el Evaporador:
 P = 10.07 T = 160.29 Gastos de vapor: 197.03 197.03

Hora: 18.93 Gastos: 0.00 1.30 -1.20 r = 3.25
 Temperaturas en el Tanque:
 240.81 234.29 225.00 214.89 205.74 200.51 193.93 190.60 190.66 198.78
 Q = 22.72 Temp. Esp.: 250.00 211.49 Temp. Evp.: 241.09 198.96
 Condiciones en el Evaporador:
 P = 10.06 T = 180.26 Gastos de Vapor: 198.74 198.64

Hora: 19.48 Gastos: 0.00 1.87 -1.84 r = 0.25
 Temperaturas en el Tanque:
 227.72 213.13 206.98 202.55 199.54 198.70 198.63 190.73 190.37 198.02
 Q = 22.72 Temp. Esp.: 250.00 211.49 Temp. Evp.: 228.36 199.07
 Condiciones en el Evaporador:
 P = 10.05 T = 180.19 Gastos de Vapor: 195.63 195.70

Hora: 19.67 Gastos: 0.30 0.09 -2.47 r = 0.25
 Temperaturas en el Tanque:
 219.24 210.34 203.61 200.65 199.84 198.64 198.71 198.84 198.58 198.01
 Q = 22.72 Temp. Esp.: 250.00 211.49 Temp. Evp.: 220.21 198.72

5. CONCLUSIONES

Basándose en modelos matemáticos relativamente simples de los componentes del sistema generador solar, se ha integrado un programa de cálculo que simula el comportamiento dinámico de las variables termodinámicas de la planta. Con el modelo del tanque de almacenamiento térmico, se logró determinar una función de la difusión térmica que permite predecir el avance de la termoclina durante el periodo de carga, correlacionando los datos experimentales obtenidos en la fase experimental de la investigación. El conocimiento del fenómeno de transferencia de calor en el tanque permite definir el mejor diseño para satisfacer ciertas condiciones de operación.

No obstante las aproximaciones hechas, las correlaciones teórico-experimentales presentan un buen ajuste. Sin embargo, existen muchas incógnitas en lo referente a lo que realmente sucede dentro del tanque. Debido a ello, no se puede afirmar que la extrapolación propuesta para la función

de la difusividad térmica permita obtener resultados con la misma precisión del modelo experimental.

De las simulaciones realizadas sobre el prototipo, se determina la hora alrededor de la cual se debe iniciar la operación del evaporador para mantener una termoclina en el tanque. El control anticipativo en el evaporador y para el campo de espejos, cumple con el requisito de mantener la estratificación. Para el campo de espejos, dicho control requiere de un cierto refinamiento, ya que la prioridad establecida para el evaporador provoca las fluctuaciones observadas para m_j cuando los gastos de los dos circuitos tienden a ser iguales. Es necesario entonces disponer de un control con retroalimentación para el gasto en los espejos de manera que amortigüe las fluctuaciones; o bien recircular abriendo la válvula V_2 para compensar la pérdida del aporte de energía proveniente del tanque. El estudio de dichos controles constituye la siguiente etapa en la presente investigación, así como el estudio de la respuesta del sistema para diferentes entradas de energía útil.

REFERENCIAS

1. Fernández, Z.J.L., et al, Agosto 1980, Sistema Generador Solar, Subsistema Termodinámico, Informe Interno del Instituto de Ingeniería, UNAM.
2. Palacio, P.A., Junio 1981, Estudio de un Almacén Térmico Integrado a un Generador Solar, Trabajo conjunto al presente, I. de I., UNAM
3. Fernández, Z.J.L., et al, 1979, Sistema Generador Solar, Subsistema Termodinámico, Informe Interno de I. de I., UNAM.
4. Cabelli, A., 1977, Storage Tanks - A Numerical Experiment, Solar Energy, Vol. 19(1) 45-54.
5. Riaz, M., 1978, Transient Analysis of Pack-bed Thermal Storage Systems, Solar Energy, Vol 21 (2), 123-128.
6. Lynn, L.L., Meyer, J.E., 1963, A Numerical Comparison of the Implicit and Explicit Techniques for the Convective Boundary Condition, J. of Heat Transfer, Vol. 85 (3), Sec. C.
7. Kreith, F., 1973, Principles of Heat Transfer, 3th Edition, Intex Press Co., New York.
8. Afgan, N., Shlúnder, E.U., 1974, Heat Exchangers: Design and Theory Sourcebook, Mc Graw-Hill Book Co., N.Y.
9. Luyben, W.L., 1973, Process Modeling, Simulation and Control for Chemical Engineers, Mc Graw-Hill Book Col., Tokyo.
10. España, M.D., Marzo 1980, Sistema Generador Solar: Subsistema de Control, Reporte Interno del I. de I., UNAM.
11. Keenan, J.H., Keyes, F.G. et al, 1978, Steam Tables, Wiley-Interscience, N.Y.
12. Stoecker, W.F., 1980, Design of Thermal Systems, 2nd Edition, Mc Graw-Hill, Tokyo.

13. Sears, F.W., Salinger, G.L., 1978, Thermodynamics, Kinetic Theory and Statistical Thermodynamics, Addison - Wesley, N.Y.
14. Hurlburt, H.Z., August 1980, Curve Fitting by Computer, Hydrocarbon Processing, pp. 107-110.
15. Alonso, C.A., Rodríguez, V.L. et al, Feb. 1981, Sistema Generador Solar: Subsistema de Control, Reporte Interno del I. de I., UNAM.
16. Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1974, Solar Energy Thermal Processes, J. Wiley & Sons, N.Y.
17. Carnahan, B., Luther, H.A., Wilkes, J.O., 1969, Applied Numerical Methods, J. Wiley & Sons, N.Y.