



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

GENERACION DE ENERGIA MECANICA A PARTIR DEL
EFECTO TERMOSIFONICO CON ENERGIA SOLAR

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO

P R E S E N T A:

Martín Cázares Robles

MEXICO, D. F.

1983



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

Créditos	1
Nomenclatura	2
1. Introducción	5
2. Modelo Matemático del Sistema	8
2.1 Aspectos Generales	8
2.2 Ecuaciones Constitutivas del Modelo	12
2.3 Modelo Matemático	20
2.4 Resultados del Modelo Matemático	24
2.5 Observaciones	38
3. Diseño, Instalación e Instrumentación del Modelo Experimental	39
3.1 Descripción General	39
3.1.1 Intercambiadores de Calor	40
3.1.2 Cálculo Matemático del Enfriador	43
3.1.3 Calentador	56
3.2 Instalación	59
3.3 Control de Gasto y Temperatura	67
4. Resultados Experimentales	69
4.1 Método Experimental	69
4.2 Resultados	71
4.3 Discusión de Resultados	71
5. Conclusiones y Recomendaciones	80

CREDITOS

Se agradece al Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México, la colaboración prestada para la elaboración de esta tesis profesional, que fue dirigida por el Dr. José Luis Fernández Zayas y asesorada por el M. en I. Filiberto Gutiérrez Martínez.

NOMENCLATURA

(En el orden de su presentación en el texto)

η	Eficiencia	adimensional
β	Coefficiente de expansión	$1/^\circ\text{C}$
ρ	Densidad	kg/m^3
T	Temperatura	$^\circ\text{C}$
C_p	Calor específico	$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
k	Conductividad térmica	$\text{kW/m}^\circ\text{C}$
μ	Viscosidad dinámica	$\text{Ns/m}^2 = \text{kg/ms}$
q	Flujo de calor, energía	kw
h	Entalpía	kJ/kg
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
x	Abscisa, eje de distancia	m
D	Diámetro de la tubería	m
U	Coef. global de transmisión de calor	$\text{kw/m}^2^\circ\text{C}$
u	Velocidad de circulación	m/s
h_i, h_e	Coef. de película interior y exterior	$\text{kw/m}^2^\circ\text{C}$
r	Radio de la tubería	m
A	Area seccional de tubería	m^2
p	Presión estática	$\text{N/m}^2 = \text{Pa}$
f	Factor de fricción de Fanning	adimensional

Otras variables, usadas con poca frecuencia, se definen en el texto cuando se introducen por vez primera.

NOMENCLATURA DEL MODELO MATEMATICO

C_H	Coefficiente hidráulico del tubo
$C_{\text{promedio}}(I)$	Calor específico a presión constante en el elemento de control (kJ/kg°C)
D	Diámetro interno de la tubería (m)
DIST	Longitud total del circuito (perímetro), (m)
E	Fracción del calor suministrado "Q", que se pierde en el enfriador (%)
e	Base de los logaritmos naturales (2.30259)
f(J)	Factor de fricción de la tubería
g	Constante gravitacional (9.8 m/seg ²)
H	Altura del sistema (m)
h_1	Coefficiente de transferencia de calor por convección en la pared interna del tubo (kW/m ² °C)
h_3	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la pared externa del aislante y el aire ambiente (kW/m ² °C)
k_1, k_2	Constantes adimensionales
$k_{1,2}$	Conductividad térmica del material del tubo (kW/m°C)
$k_{2,3}$	Conductividad térmica del aislante (kW/m°C)
L	Longitud medida desde un punto de referencia que define la posición del elemento con que se trabaja (m)
M	Número de vueltas completas en el circuito <u>te</u> mosifónico
\dot{m}	Flujo másico (kg/seg)
N	Número de elementos en que se divide la tubería
Q	Calor suministrado al elemento de control (kW)

R_1	Radio interior del tubo (m)
R_2	Radio exterior del tubo (m)
R_3	Radio exterior del tubo con aislante (m)
Re	Número de Reynolds promedio en todo el sistema
TOL	Tolerancia máxima aceptable entre una cantidad inicial y calculada
T_1 (I)	Temperatura a la entrada del elemento de control "I" (°C)
T_2 (I)	Temperatura a la salida del elemento de control "I" (°C)
T_∞	Temperatura del aire ambiente (°C)
T_{prom_1} (J)	Temperatura promedio de la columna caliente (°C)
T_{prom_2} (J)	Temperatura promedio de la columna fría (°C)
V, V_1 (J)	Velocidad del líquido en el sistema (m/seg)
Δx	Longitud del elemento de control (m)
ρ_1 (J)	Densidad promedio de la columna caliente (kg/m ³)
ρ_2 (J)	Densidad promedio de la columna fría (kg/m ³)
ρ_{medio} (I)	Densidad media en el elemento de control (kg/m ³)
$\rho_{medio prom}$ (J)	Densidad del líquido en todo el sistema (kg/m ³)
$\mu_{medio prom}$ (J)	Viscosidad dinámica del líquido en todo el sistema (kg/m-seg)

1. INTRODUCCION

Este trabajo describe la investigación encaminada a conocer la factibilidad técnica y la viabilidad económica del uso de un sistema termosifónico en líquidos para la conversión de energía térmica proveniente del sol, o de desperdicios industriales, en energía mecánica útil.

Un termosifón es un circuito cerrado, ocupado totalmente por un fluido homogéneo a este se le imprime un movimiento circulatorio mediante variaciones espaciales en su densidad. Estas variaciones densimétricas se obtienen inyectando calor en la parte inferior (calentador) del circuito y removiéndolo en la parte superior (enfriador). Se establece así un equilibrio inestable que obedece a la ley de Bernoulli; el movimiento resultante es producto de una conversión de energía

térmica del fluido en energía cinética. Parte de esta energía es aprovechada por medio de una turbina axial que la transforma en energía mecánica útil.

Las pruebas experimentales efectuadas con el prototipo indican que la eficiencia de conversión termomecánica del termosifón es sumamente baja, del orden de 10^{-6} o sea cuatro órdenes de magnitud abajo del valor esperado. Suponiendo que el total del calor rechazado en el enfriador es recuperable la cifra anterior mejoraría apenas por un factor de 5 aproximadamente. Se sospecha que las causas de los bajos resultados residen fundamentalmente en las altas pérdidas de fricción en la circulación termosifónica del fluido de trabajo (keroseno), en las elevadas pérdidas térmicas del termosifón al ambiente, en la ineficiencia de la turbina axial y en un problema inesperado de histéresis.

Estas experiencias, aún no concluidas, revelan que la eficiencia del termosifón puede llegar a ser similar a la de otros convertidores solar-mecánicos, teniendo que mejorar el rendimiento del conjunto.

Por otra parte la ventaja singular más importante del termosifón sobre estos convertidores de energía solar en mecánica, es su enorme sencillez de operación; su mantenimiento también es sencillo y económico.

Durante el desarrollo de este trabajo, se afinó un modelo matemático para simular numéricamente la operación de un termo-

sifón; junto a este, se encuentra una descripción de las bases analíticas del modelo de computadora y sus resultados en el capítulo 2.

El capítulo 3 contiene una descripción del diseño instalación e instrumentación del modelo experimental; así también, se muestra en la figura (9) a la (19) cómo quedó instalado el prototipo.

El análisis de los resultados experimentales se incluye en el capítulo 4. En este capítulo se dan a conocer cuáles fueron los resultados más sobresalientes del experimento.

En el capítulo 5 se presentan las conclusiones y recomendaciones de este trabajo.

2. MODELO MATEMATICO DEL SISTEMA

2.1 Aspectos Generales

El propósito de elaborar un modelo matemático es para poder obtener información particular del sistema, ya que ésta no se tendría tan solo de cálculos globales o de datos obtenidos de laboratorio. En este caso se busca obtener información sobre la velocidad del fluido y las pérdidas de fricción en el sistema según parámetros de diseño ya conocidos.

En este caso particular, las ecuaciones de flujo son complejas (flujo turbulento inducido por convección natural en estado no permanente) y no es posible obtener una solución analítica de las mismas. De esta forma se plantea un modelo matemático, cuyas ecuaciones se presentan adelante, que combina las ecua-

ciones exactas integrales de conservación de momentum y de energía con ecuaciones semiempíricos para describir la cantidad de transferencia de energía; el método numérico adoptado integra la solución por medio de diferencias finitas unidimensionales, formada espacialmente a lo largo del eje del circuito termosifónico, y por medio de diferencias finitas de tiempo. Se puede simular así, numéricamente, la operación en estado permanentemente, representado por la relación:

Energía térmica	Pérdidas	Pérdidas	Energía
suministrada por las	= de energía	+ por fric-	+ mecánica
resistencias eléctricas	calorífica	ción	útil

y las condiciones normales de operación termosifónica que en estado no permanente serían.

Energía térmica	Pérdidas de	Pérdidas	Cambio de	Energía
suministrada por	= energía calo-	+ por fric-	+ energía	+ mecánica
las resistencias	rífica	ción	interna	útil

Los dos balances térmicos anteriores son aplicables tanto al caso en que el calor removido por el cambiador se desecha, como al caso en que este calor, o parte de él, se reusa. En el primer caso, la eficiencia de conversión del termosifón es

$$\eta_1 = \frac{\text{Energía mecánica útil}}{\text{Energía térmica de las resistencias eléctricas}}$$

y en el segundo caso

$$\eta_2 = \frac{\text{Energía mecánica Útil}}{\text{Energía térmica de las resistencias eléctricas} - \frac{\text{Pérdidas de calor}}{F}}$$

donde el factor $F < 1$ representa la porción de calor reusable en el sistema. Es de considerarse que F es la eficiencia de diseño del sistema de reuso de energía. Ya que las pérdidas térmicas, son solo una porción de la energía alimentada al sistema por medio de las resistencias eléctricas, la eficiencia η está obligada a ser solo una fracción de la unidad en todos los casos.

La energía suministrada por las resistencias eléctricas simula la ganancia térmica de un termosifón solar, o la alimentación de calor a un termosifón empleado en la conversión termomecánica de calor de desecho.

El modelo matemático calcula, para cada valor de incremento de distancia ΔL y para cada tiempo θ , los siguientes parámetros:

temperatura media, inicial y final en longitud, °C

Densidad, kg/m^3

Viscosidad, kg/m s

Calor específico, $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$

Coefficiente de expansión térmica, $1/^\circ\text{C}$

Conductividad térmica, $\text{kW/m}^\circ\text{C}$

Factor de fricción, adimensional

Coefficiente de transmisión de Calor, o de película, $\text{kW/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$

Numeros adimensionales P_r , N_u , R_e , adimensional

Velocidad Media, m/s

Dada la mutua dependencia de los parámetros, la solución no es cerrada y debe obtenerse por medio de iteraciones. Para esto se obtuvieron las ecuaciones empíricas para cada una de las propiedades físicas del fluido (Keroseno) relevantes en los problemas de transporte, que son: densidad, viscosidad, calor específico, coeficiente de expansión térmica y conductividad del calor, en función de la temperatura.

Con el propósito de mejorar la exactitud en el cálculo de las fuerzas de flotación, se calculó el coeficiente de expansión térmica, β , de su definición, esto es,

$$\beta = \frac{\Delta\rho}{\rho\Delta T}$$

donde β es el valor medio del coeficiente de expansión correspondiente a una temperatura donde la densidad es ρ .

El modelo matemático programado, proporciona una solución para cada juego de datos de entrada, los datos fundamentales son los geométricos del termosifón la cantidad de calor alimentada por las resistencias, la pérdida en el enfriador y la obstrucción presentada por la turbina. Los valores triviales de las soluciones se obtienen directamente haciendo que la obstrucción sea nula así que toda la energía de entrada se disipe al ambiente se transforme en energía interna, y se pierda en fricción, proporcionando la velocidad máxima teórica del fluido;

o bien haciendo que la velocidad sea cero (haciendo la obstrucción infinita) en cuyo caso la diferencia de presiones entre ambas piernas del termosifón sea máxima. Obviamente la velocidad del fluido es también nula si no se alimenta calor por medio de las resistencias eléctricas.

2.2 Ecuaciones Constitutivas del Modelo

Tomando en cuenta las características propias del equipo, las propiedades del fluido de trabajo y aplicando las leyes de conservación del momentum y de energía se establece un conjunto de ecuaciones que relacionan las variables de operación del sistema.

A continuación se dan a conocer las características físicas del Keroseno (el fluido empleado en el termosifón) las cuales son función de la temperatura.

$$\rho = 150.36 (352.55 - T) \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1.8613 + (3.747) (10^{-3} T) \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$k = 0.1431 - (7.7265) (10^{-5} T) \text{ w/m}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1.918 (273+T)^{-5.247} 10^{10} \text{ kg/m s}$$

$$\beta = 0.04314 (352.55 - T)^{-0.641} 1/^\circ\text{C}$$

donde T está siempre en $^{\circ}\text{C}$

Balance de energía

Considerando un elemento de termosifón como el mostrado en el esquema

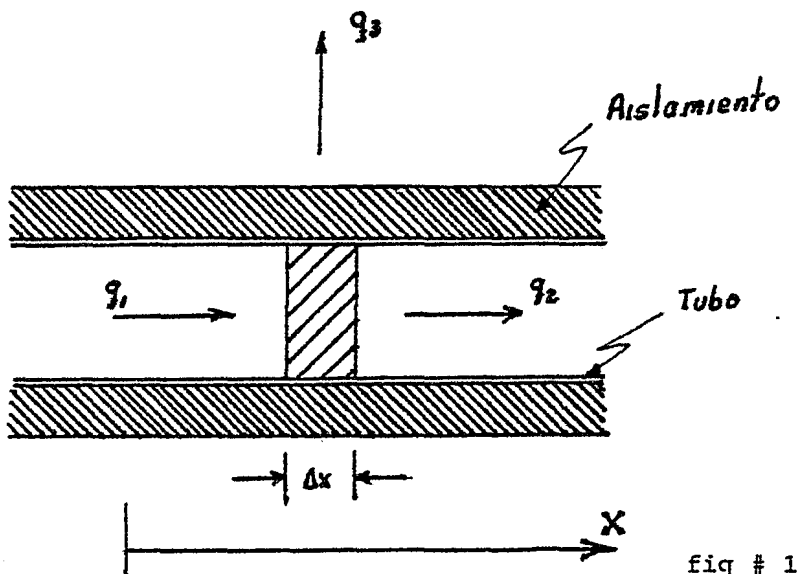


fig # 1

El flujo de energía debido al flujo de masa y a su entalpía, h , evaluado en x es:

$$q_1 = \dot{m} h/x \quad (1)$$

donde $\dot{m} = \rho \bar{u} A$ con \bar{u} , la velocidad media del fluido, evaluado en x y $A = \pi D^2/4$, el área seccional (constante) de flujo similarmente,

$$q_2 = \dot{m} h/x + \Delta x \quad (2)$$

que puede describirse en términos del teorema del valor medio como:

$$q_2 = \dot{m} h/x + \Delta x = m h/x + \frac{d(\dot{m}h)}{dx} \Delta x \quad (3)$$

Definiendo q' como el flujo del calor perdido al exterior, por unidad de área, se tiene que:

$$q_3 = q' (\pi D \Delta x) \quad (4)$$

y el balance térmico del elemento de longitud Δx queda

$$q_1 = q_2 + q_3 \quad (5)$$

en condiciones de flujo permanente

Sustituyendo los valores en la ecuación (5) queda

$$\dot{m} h/x = m h/x + \frac{d(m h)}{dx} \Delta x + q' (\pi D \Delta x)$$

Simplificando y dividiendo entre Δx , nos queda

$$\frac{d}{dx} = \dot{m}h = - q' \pi D \quad (6)$$

Por la ley de continuidad de masa $d\dot{m}/dx = 0$.

Además, haciendo que T represente la temperatura del fluido tenemos

$$\frac{dh}{dx} = \frac{d(C_p T)}{dx} = C_p \frac{dT}{dx} \quad (7)$$

Ya que C_p es independiente de x pero función de la temperatura. Con estas ecuaciones, la ecuación (6) queda

$$\frac{dT}{dx} + \frac{UD}{h C_p} q' = 0 \quad (8)$$

Por definición, $q' = U(T_f - T_\infty)$ donde T_f es la temperatura media del fluido en el elemento estudiado, T_∞ es la temperatura ambiente y el coeficiente global de transmisión de calor, U , queda definido como *

$$U = \frac{1}{\frac{r_3}{r_1 h_i} + \frac{r_3 \ln(r_2/r_1)}{k_1} + \frac{r_3 \ln(r_3/r_2)}{k_2} + \frac{1}{h_e}} \quad (9)$$

donde h_i es el coeficiente convectivo interno y h_e el externo, k_1 , la conductividad del tubo k_2 la del aislante, r_1 el radio interno del tubo, r_2 el externo y r_3 el radio externo del aislamiento. Dejando implícito el calor del coeficiente global de transmisión de calor, U , la ecuación (8) queda

* Kreith, F., "Principles of Heat Transfer", 3a edición, Intext Series in Mechanical Engineering.

$$\frac{dT}{dx} + \frac{\pi DU}{\dot{m} C_p} (T_f - T_\infty) = 0 \quad (10)$$

Haciendo $(T - T_\infty) = \theta$ se tiene $dT = d(T - T_\infty) = d(\theta)$. se advierte que la ecuación

$$\frac{d(\theta)}{dx} + K_1 \theta = 0$$

tiene la solución estándar $\theta = C_1 e^{-k_1 x}$ donde C es la constante de integración. La constante k_1 representa aquí el valor $\pi DU / \dot{m} C_p$. Para la condición de frontera inicial $T = T_\infty$ cuando $x = 0$, se tiene que $C_1 = \theta_0$. Así, la forma de la ecuación es

$$\theta = \theta_0 e^{-K_1 x}$$

que, expandida con el valor de θ , θ_0 y k_1 queda

$$T_f = T_\infty + (T_0 - T_\infty) e^{-\frac{\pi DU}{\dot{m} C_p} x} \quad (11)$$

donde la constante $\frac{\pi DU}{\dot{m} C_p}$, aumenta para valores decrecientes de la efectividad del aislamiento dada por el coeficiente $R = U^{-1}$. La ecuación anterior permite el tratamiento de la temperatura por diferencias finitas, espaciales, si se divide el termosifón en elementos iguales se determina en función del elemento i con

$$T_{i+1} = T_\infty + (T_i - T_\infty) e^{-\frac{\pi DU}{\dot{m} C_p} x} \quad (12)$$

Haciendo variar el valor de U con x se pueden tomar en cuenta variaciones espaciales de h_i , h_e y de la conductancia del aislamiento

Transferencia de momentum

Considerarse nuevamente el esquema de la fig # 1. De acuerdo con la ley de continuidad de masa se tiene:

$$\dot{m}/_x = \rho_x A u_x = \dot{m}/_{x+\Delta x}$$

y también (13)

$$\dot{m}/_{x+\Delta x} = \rho_{x+\Delta x} A u_{x+\Delta x}$$

Ya que el area A es constante, la variación de la velocidad como resultado de la variación de densidades, puesto que es función de la temperatura, se despeja para dar

$$\frac{u_x}{u_{x+\Delta x}} = \frac{\rho_{x+\Delta x}}{\rho_x} \quad (14)$$

Dado que la función de la temperatura se expresa como

$$\rho_x = M T_x^n$$

la ecuación (14) puede reescribirse como

$$\frac{u_x}{u_{x+\Delta x}} = \frac{T_{x+\Delta x}^n}{T_x^n} \quad (15)$$

Para que el flujo circule desde x hasta $x + \Delta x$ se requiere que $P_x > P_{x+\Delta x}$ de modo que *

$$P_x - P_{x+\Delta x} = f \frac{x}{D} \rho \frac{u^2}{2} \quad (16)$$

donde, cuando $\Delta x \rightarrow 0$, $\rho = \frac{\rho_x + \rho_{x+\Delta x}}{2}$ y $u = \frac{u_x + u_{x+\Delta x}}{2}$, f es el factor de fricción adimensional y Δx es como siempre la distancia recorrida para el fluido.

El termosifón completo puede representarse con el esquema siguiente

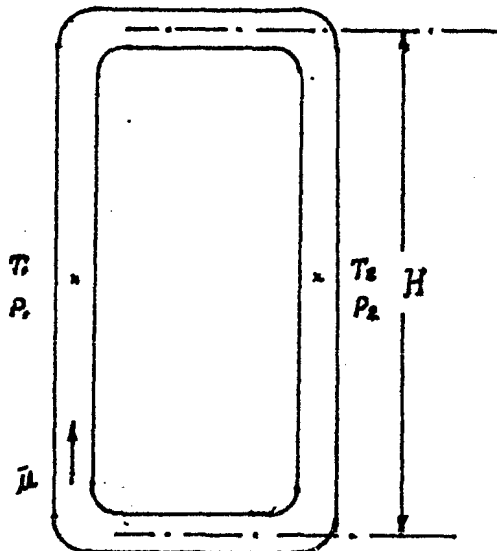


fig # 2

donde $\bar{u} > 0$ si $T_1 > T_2$, las temperaturas medias del fluido de la "pierna" caliente y de la "pierna" fría respectivamente. La fuerza motriz que origina la velocidad \bar{u} es debido a la diferencia de presiones debido a la diferencia de pesos entre

* Kreith, F.,

ambas columnas. Representando con $\bar{\rho}_1$ y $\bar{\rho}_2$ las densidades medias correspondientes, la presión total disponible para circulación, Δp_T , resulta

$$\Delta p_T = (\bar{\rho}_2 - \bar{\rho}_1) gH \quad (17)$$

Cuando toda la energía potencial del fluido se disipa por fricción en las paredes del ducto, se tiene igualando 16 y 17,

$$(\bar{\rho}_2 - \bar{\rho}_1) g H = \sum_{i=1}^h f \frac{\Delta x}{D} \left(\rho \frac{u^2}{2} \right) \quad (18)$$

Este caso corresponde a las condiciones donde la velocidad de circulación es máxima. La energía potencial disponible para mover la turbina es nula. Si se toma una fracción F de esa energía cinética para mover la turbina, la energía potencial disponible para trabajo útil será

$$E_{PD} = \frac{\Delta \rho g H}{\sum_{i=1}^h f \frac{\Delta x}{D}} F \quad (19)$$

donde $\Delta \rho = \bar{\rho}_2 - \bar{\rho}_1$

Por tanto la velocidad de circulación es:

$$u = \left| \frac{\Delta \rho g H}{\sum_{i=1}^h f \frac{\Delta x}{D}} (1 - F) \frac{2}{\rho} \right|^{1/2} \quad (20)$$

la necesidad de evaluar el factor de fricción, la densidad

y la velocidad promedio \bar{u} , hacen impráctica la solución cerrada del problema y se impone un método iterativo de solución, que como se verá adelante, se hace con el mismo programa de computadora.

2.3 Modelo Matemático

El diagrama de bloques del programa de computadora para el modelo matemático se presenta en la fig 3 . Las variables del programa se designan de acuerdo con la nomenclatura listada al principio. En seguida se describe en forma sucinta la operación del modelo.

Se advierte en la parte central superior del diagrama el inicio de la secuencia de cálculo, con la asignación de los valores iniciales, las características geométricas del termosifón, las propiedades y dimensiones del aislamiento, la magnitud de los coeficientes de convección interna y externa y las magnitudes de las "tolerancias" para los procesos iterativos. Las condiciones iniciales incluyen la temperatura media supuesta del líquido al inicio del proceso, la temperatura del ambiente y la velocidad (supuesta) del líquido circulante.

Con estos datos el programa calcula primero las resistencias térmicas a la conducción y a la convección, ω_1 a ω_4 . En seguida se hace $J = 1$, o sea, se inicializa el número de vueltas que da el líquido. Ya que la temperatura y la velocidad se desconocen, después de un número determinado de vueltas se alcanzarán condiciones de estado permanente. Así, por necesidad, se

calcula primero el número de vueltas y, por tanto, el tiempo necesario para eliminar el transitorio, antes de conocer el funcionamiento estable del termosifón. El programa se suspende cuando el valor de J alcanza un valor predeterminado M .

De aquí, se inicializa un segmento (típicamente 0.10 metro de longitud axial) de longitud constante de los cuales se integra el termosifón. Esta posición, dada por el segmento inicial, se designa con $L = 0$. Los segmentos, al incrementarse, determinan la posición del programa; esto es, se recorre la longitud total del termosifón (representada por $DIST$) en pasos de longitud $L(I)$ tal que $0 < L < DIST$.

Luego se inicializa la temperatura $T(I)$ donde la temperatura de principio del segmento es $T_1(I)$ y la del final es $T_2(I)$. Con la temperatura media del segmento se calculan para el líquido su densidad y su calor específico. Con estas propiedades se determina \dot{m} , el flujo de masa del segmento, utilizando la velocidad media supuesta, V . Nótese que hasta aquí, las temperaturas inicial, final y media del segmento son arbitrarias.

Se advierten en la parte media del diagrama, tres proposiciones lógicas: $L < 1.5$, $L < 12$ y $L < 13.5$. Estas corresponden respectivamente a la terminación de la zona de calefacción que abarca $0 < L < 1.5$, a la "pierna" caliente $1.5 < L < 12$, a la zona del enfriador $12 < L < 13.5$ y a la pierna fría $13.5 < L < DIST$. Para estas cifras, $DIST = 27$, la longitud total (en metros) del circuito.

Si el valor de L corresponde a la zona de calentamiento, que

mide 1.5m (equivalente a 15 segmentos), la temperatura de cada segmento es $Q/15$ veces más alta a la salida que a la entrada del segmento. Q es la cantidad de calor total (dato) neta proporcionada al líquido en el calentador. El programa itera hasta comprobar que la temperatura de salida de cada segmento restada de la temperatura supuesta, $T_2(F)$, es menor que la tolerancia (típicamente 0.001°C) asignada. Luego se pasa el segmento siguiente.

Si el valor de L corresponde a la pierna caliente, se calcula el coeficiente K_2 de temperatura (ver sección anterior) y se sigue la rutina de cálculo de temperaturas de salida del segmento, comprobación de la tolerancia e incremento de segmento descrita antes. En forma similar se calculan el coeficiente K_1 y la temperatura final de los segmento de la pierna fría.

Una vez calculadas las temperaturas $T_1(I)$ y $T_2(I)$ para todos los segmentos (con la velocidad supuesta V), se obtienen las temperaturas promedios de la pierna fría y de la pierna caliente $T_{\text{prom}_1}(J)$, $T_{\text{prom}_2}(J)$. Con estas se calculan las propiedades físicas de densidad y viscosidad necesarias para el cálculo de la velocidad. De aquí se obtiene el factor laminar ($Re \leq 2300$) y otra para flujo en transición y turbulento ($Re > 2300$), esta última tomando en cuenta el coeficiente hidráulico C_H de la tubería (típicamente, $C_H = 100$). Con estos factores de fricción se determina, en función del gradiente de presión dis-

ponible como resultado de la diferencia en temperaturas $T_{\text{prom}}(J)$, la velocidad de circulación termosifónica. Si esta velocidad es igual a la considerada inicialmente, se imprimen los resultados y se calculan las mismas condiciones, ahora para dar la vuelta siguiente (J+1). Si no se satisface esta condición (ver proposición lógica de la cuarta línea desde arriba) se corrige la suposición de la velocidad V con el valor calculado VI(J) y se inicia nuevamente la subrutina de cálculo de temperaturas. El programa termina cuando se alcanza el número de vueltas del líquido $J = M$.

2.4 RESULTADOS DEL MODELO MATEMATICO

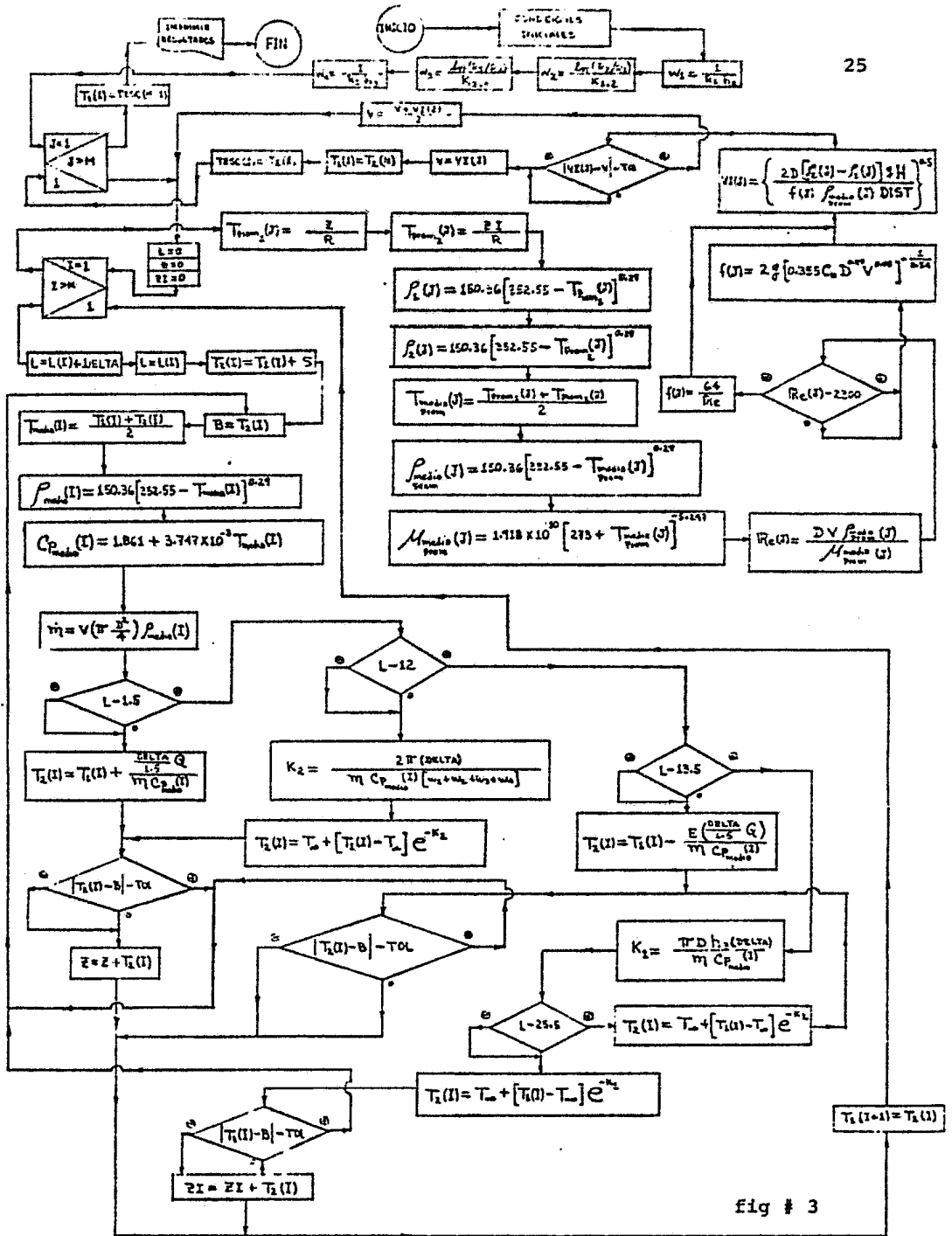


fig # 3

WORKFILE: TERHOSIFON (11/10/78)

25
55
100
150
200
250
300
350
400
450
500
550
600
650
700
750
800
850
900
950
1000
1050
1100
1150
1200
1250
1300
1350
1400
1450
1500
1550
1600
1650
1700
1750
1800
1850
1900
1950
2000
2050
2100
2150
2200
2250
2300
2350
2400
2450
2500

```
$SPD FREE
FILE 43 TELEPA,UNIT=PEMOTE,RECORD=22
DIMENSION T1(300),T2(300),ELED(300),TH(300),CP(300),PM(300),
*TP1(300),TP2(300),PM1(300),PM2(300),TMR(300),PMP(300),
*UMP(300),RE(300),VI(300),F(300),TESC(300)
T1(I)=20.0
TIMEI=20.0
DELTA=0.50
DIST=27.0
R=(DIST-5.0)/(2.0*DELTA)
S=0.003
V=0.15
CH=100.0
N=100
N=V*ST/DELTA
TOL=0.001
RI=0.10
RP=0.1019
R3=0.17
AL=12.0
DELTA=0.50
F=0.50
ACH1=0.050
ACH2=0.010
ACH3=0.010
300 FORMAT(///,40,'TEMPERATURA AMBIENTE { C } =',F5.1:///
*40,'TEMPERATURA INICIAL DEL LICUIDO { C } =',F5.1:///
*40,'CALOR SUMINISTRADO Q, (KW) =',F5.1:///
*40,'CALOR EXTRAIDO EN EL ENFRIADOR Qs DE Q =',F5.2:///
*40,'LONGITUD DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL (M) =',F5.2:///
CK12=0.000
CK13=0.000
W1=1.0/2*(P1*ACH1)
W2=1.0/2*(P2*P1)/CK12
W3=1.0/2*(R3/R2)/CK13
W4=1.0/2*(P3*ACH3)
DO 20 J=1,N
888 CLP=0.00
Z1=0.00
DU=10.0
CLP(I)=CLP+DELTA
Z1(I)=Z1(I)+S
4 TRM(I)=(T1(I)+T2(I))/2
CP(I)=(1.012*(T1(I)+T2(I)+4)/(1.03)*TH(I)
PM(I)=(1.036*(152.55-TM(I)))+0.29
ENF=V*(1.1416*PM(I)-(0.2*0.2)/4.0
IF (LE=1) T1(I)=T1(I)+S*DELTA/(CME*CP(I))
IF (APS(T2(I)-N)-TOL)11,11,4
IF (LE=1) T2(I)=T2(I)+S*DELTA/(CME*CP(I))*(W1+W2+W3+W4)
T2(I)=TMR*(1+T1(I)-TIMEI)*EXP(-C2)
GU TO 7
6 IF (LE=13.5)9.8.9
8 T2(I)=T1(I)-(E*0/1.5*DELTA)/(EME*CP(I))
```

0000025
0000050
0000083
0000120
0000160
0000200
0000250
0000300
0000350
0000400
0000450
0000500
0000550
0000600
0000650
0000700
0000750
0000800
0000850
0000900
0000950
0001000
0001050
0001100
0001150
0001200
0001250
0001300
0001350
0001400
0001450
0001500
0001550
0001600
0001650
0001700
0001750
0001800
0001850
0001900
0001950
0002000
0002050
0002100
0002150
0002200
0002250
0002300
0002350
0002400
0002450
0002500

3500
3600
3700
3800
3900
4000
4100
4200
4300
4400
4500
4600
4700
4800
4900
5000
5100
5200
5300
5400
5500
5600
5700
5800
5900
6000
6100
6200
6300
6400
6500
6600
6700
6800

```
55 IF(ABS(T2(I)-B)-TOL)14,14,4  
C1=(3.1416*0.20*ACHE3*DELTA)/(ENE*CP(I))  
IF(CLE-25.5)13,13,15  
13 T2(I)=TINFI+(T1(I)-TINFI)*EXP(-C1)  
IF(ABS(T2(I)-B)-TOL)16,16,4  
18 ZI=Z1+T2(I)  
GO TO 14  
15 T2(I)=TINFI+(T1(I)-TINFI)*EXP(-C1)  
GO TO 55  
11 Z=Z+T2(I)  
14 T1(I+1)=T2(I)  
10 CONTINUE  
TP1(J)=Z/R  
TP2(J)=Z1/R  
PM1(J)=150.36*((352.55-TP1(J))*0.29)  
PM2(J)=150.36*((352.55-TP2(J))*0.29)  
TMP(J)=(TP1(J)+TP2(J))/2.0  
PMP(J)=150.36*((352.55-TMP(J))*0.29)  
RE(J)=(1.91*RE+10)*((273+TMP(J))*(-5.247))  
UM(J)=(0.30*V+PMP(J))/UMP(J)  
IF(FC(J)-2*10)22,21,21  
22 F(J)=64.0/PE(J)  
GO TO 23  
21 F(J)=2*9.8*(0.355*CH*(0.20*0.09)*(V*0.08))**(-1.9/0.54))**0.5  
23 VI(J)=(2.9*0.20*(PM2(J)-PM1(J))+ALT*9.8/F(J)*PMP(J)*DIST)**0.5  
V=VI(J)  
24 T1(I)=T2(I)  
TFSC(J)=T2(I)  
20 CONTINUE  
T1(I)=TFSC(I-1)  
GO TO 26  
25 V=(V+VI(J))/2.0  
GO TO 26  
26 WRITE(6,400)  
400 FORMAT(//,14X,"NUMERO",5X,"TEMPERATURA",5X,"TEMPERATURA",6X,  
* "VELOCIDAD",5X,"NUMERO",9X,"DENSIDAD",6X,"DENSIDAD",6X,  
* "DESBIDA",7.16X,"DE",8X,"COLUMNA",9X,"COLUMNA",12X,"DEL",  
* "10X",6X,"11X",6X,"COL. CAL.",7X,"COL. FRIA",6X,"PROMEDIO",7X,  
* "14X",6X,"VUL.TAS",4X,"CALIENTE",10X,"FRIA",12X,"LIQUIDO",6X,  
* "REYNOLDS")  
WRITE(6,425)  
425 FORMAT(//,27X,"- C =" ,11X,"- C =" ,13X,"M/S",  
* "25X",6X,"11X",6X,"KG/M3",9X,"KG/M3",6X,  
* "PM1(J)",6X,"PM2(J)",6X,"VI(J)",6X,"RE(J)",6X,"PM1(J)",6X,"PM2(J)",  
* "J=",1X,  
450 FORMAT(//,15X,13,8X,F6.2,10X,F6.2,11X,F7.5,6X,F7.1,9X,F7.3,9X,  
* "F7.3,7X,F7.3,7X,  
WRITE(6,475)  
475 FORMAT(//,1X,  
WRITE(6,480)  
480 FORMAT(//,25X,"TEMPERATURAS DE CADA TRAMO DE CONTROL EN LA ULTIMA  
* VUELTA",77,29X,"NUMERO",8X,"TEMPERATURA",4X,"TEMPERATURA",  
* "4X",6X,"TEMPERATURA",7,31X,"DE",10X,"DE ENTRADA",6X,"DE SALIDA",7X,  
* "PROMEDIO",7,28X,"TRAMO (I)",77,45X,"- C =" ,10X,"- C =" ,10X,  
* "C =" ,7X,  
WRITE(6,500)(J,T1(J),T2(J),TM(J),J=1,N)  
500 FORMAT(//,29X,13,6X,3F15.6)  
STOP  
END
```

60003500
60003600
60003700
60003800
60003900
60004000
60004100
60004200
60004300
60004310
60004320
60004330
60004400
60004500
60004600
60004700
60004800
60004900
60005000
60005100
60005200
60005300
60005400
60005500
60005600
60005700
60005800
60005900
60005950
60006000
60006050
60006100
60006200
60006300
60006350
60006360
60006362
60006364
60006366
60006368
60006370
60006372
60006374
60006376
60006400
60006401
60006500
60006501
60006510
60006511
60006515
60006516
60006517
60006518
60006519
60006520
60006525
60006530
60006700
60006800

TEMPERATURA AMBIENTE (C) = 20.0
 TEMPERATURA INICIAL DEL LIQUIDO (C) = 20.0
 CALOR SUMINISTRADO Q, (KH) = 10.0
 CALOR EXTRAIDO EN EL ENFRIADOR (% DE Q) = 0.50
 LONGITUD DE LOS ELEMENTOS DE CONTROL (M) = 0.50

NUMERO DE VUELTAS	TEMPERATURA COLUMNA CALIENTE - C -	TEMPERATURA COLUMNA FRIA - C -	VELOCIDAD DEL LIQUIDO M/S.	NUMERO DE REVOLUCIONES	DENSIDAD COL. CAL. KG/M3	DENSIDAD COL. FRIA KG/M3	DENSIDAD PROFUNDO KG/M3
1	21.33	20.69	0.14579	11038.4	809.034	809.487	809.260
2	22.02	21.37	0.14656	11130.5	808.547	809.004	808.776
3	22.66	22.04	0.14678	11316.5	808.072	808.530	808.101
4	23.35	22.70	0.14723	11460.7	807.602	808.063	807.832
5	24.00	23.35	0.14757	11621.9	807.139	807.602	807.371
6	24.64	23.98	0.14795	11774.6	806.683	807.148	806.916
7	25.26	24.61	0.14831	11929.8	806.234	806.700	806.467
8	25.80	25.23	0.14867	12082.7	805.791	806.259	806.025
9	26.49	25.84	0.14901	12235.4	805.354	805.824	805.589
10	27.10	26.44	0.14936	12387.0	804.923	805.395	805.159
11	27.69	27.03	0.14969	12537.9	804.498	804.972	804.735
12	28.27	27.61	0.15002	12687.9	804.080	804.555	804.317
13	28.84	28.18	0.15035	12837.0	803.667	804.144	803.905
14	29.41	28.75	0.15067	12985.2	803.260	803.730	803.499
15	29.97	29.30	0.15099	13132.5	802.850	803.330	803.098
16	30.51	29.85	0.15130	13279.0	802.462	802.943	802.703
17	31.06	30.39	0.15160	13424.6	802.071	802.554	802.313

18	31.59	30.92	0.15190	13569.3	801.685	802.170	801.928
19	32.11	31.44	0.15220	13713.1	801.305	801.791	801.548
20	32.63	31.96	0.15249	13856.0	800.930	801.418	801.174
21	33.14	32.47	0.15278	13998.0	800.560	801.049	800.804
22	33.64	32.97	0.15306	14139.1	800.194	800.685	800.440
23	34.14	33.46	0.15334	14279.3	799.834	800.326	800.080
24	34.62	33.95	0.15362	14418.6	799.478	799.972	799.725
25	35.11	34.43	0.15389	14556.9	799.127	799.622	799.375
26	35.58	34.90	0.15416	14694.4	798.781	799.277	799.029
27	36.05	35.37	0.15442	14830.9	798.439	798.937	798.688
28	36.51	35.83	0.15468	14966.5	798.101	798.600	798.351
29	36.96	36.28	0.15493	15101.2	797.768	798.269	798.019
30	37.41	36.73	0.15518	15235.0	797.440	797.941	797.690
31	37.85	37.17	0.15543	15367.9	797.115	797.618	797.366
32	38.29	37.60	0.15568	15499.8	796.795	797.299	797.047
33	38.72	38.03	0.15592	15630.8	796.478	796.984	796.731
34	39.14	38.46	0.15615	15760.9	796.166	796.672	796.419
35	39.56	38.87	0.15639	15890.1	795.858	796.365	796.112
36	39.97	39.28	0.15662	16018.4	795.553	796.062	795.808
37	40.38	39.69	0.15685	16145.7	795.252	795.763	795.508
38	40.78	40.09	0.15707	16272.2	794.956	795.467	795.211
39	41.18	40.49	0.15729	16397.7	794.662	795.175	794.919
40	41.57	40.88	0.15751	16522.3	794.373	794.887	794.630
41	41.96	41.26	0.15773	16646.0	794.087	794.602	794.345
42	42.34	41.64	0.15794	16768.8	793.805	794.321	794.063
43	42.71	42.02	0.15815	16890.6	793.526	794.043	793.785
44	43.08	42.39	0.15836	17011.6	793.251	793.769	793.510
45	43.45	42.75	0.15856	17131.7	792.979	793.498	793.238
46	43.81	43.11	0.15876	17250.8	792.710	793.230	792.970
47	44.17	43.47	0.15896	17369.1	792.444	792.966	792.705
48	44.52	43.82	0.15916	17486.4	792.182	792.705	792.444

49	44.86	44.16	0.15735	17602.9	791.923	792.447	792.185
50	45.21	44.51	0.15954	17718.5	791.668	792.192	791.930
51	45.55	44.84	0.15973	17833.2	791.415	791.940	791.478
52	45.88	45.18	0.15992	17947.0	791.165	791.691	791.428
53	46.21	45.50	0.16010	18059.9	790.919	791.446	791.182
54	46.53	45.83	0.16028	18171.9	790.675	791.203	790.939
55	46.86	46.15	0.16046	18283.1	790.434	790.963	790.699
56	47.17	46.47	0.16064	18393.3	790.196	790.726	790.461
57	47.49	46.78	0.16081	18502.8	789.961	790.492	790.227
58	47.79	47.09	0.16098	18611.3	789.729	790.261	789.995
59	48.10	47.39	0.16115	18719.0	789.500	790.032	789.766
60	48.40	47.69	0.16132	18825.8	789.273	789.806	789.540
61	48.70	47.99	0.16148	18931.8	789.049	789.583	789.316
62	48.99	48.28	0.16165	19036.9	788.827	789.363	789.095
63	49.28	48.57	0.16181	19141.2	788.609	789.145	788.877
64	49.57	48.86	0.16197	19244.6	788.392	788.929	788.661
65	49.85	49.14	0.16213	19347.2	788.179	788.716	788.448
66	50.13	49.42	0.16228	19448.9	787.968	788.506	788.237
67	50.41	49.69	0.16244	19549.9	787.759	788.298	788.029
68	50.68	49.97	0.16259	19650.0	787.553	788.093	787.823
69	50.95	50.24	0.16274	19749.2	787.349	787.890	787.619
70	51.22	50.50	0.16288	19847.7	787.147	787.689	787.418
71	51.48	50.76	0.16303	19945.3	786.948	787.491	787.219
72	51.74	51.02	0.16318	20042.1	786.751	787.294	787.023
73	52.00	51.28	0.16332	20138.2	786.557	787.101	786.829
74	52.25	51.53	0.16346	20233.4	786.365	786.909	786.637
75	52.50	51.78	0.16360	20327.8	786.174	786.720	786.447
76	52.75	52.03	0.16373	20421.4	785.987	786.533	786.260
77	52.99	52.27	0.16387	20514.3	785.801	786.347	786.074
78	53.23	52.51	0.16400	20606.4	785.617	786.165	785.891

79	53.47	52.75	0.16414	20697.6	785.436	785.988	785.710
80	53.71	52.98	0.16427	20786.2	785.256	785.806	785.531
81	53.94	53.22	0.16440	20877.9	785.079	785.828	785.354
82	54.17	53.45	0.16453	20966.9	784.904	785.854	785.179
83	54.40	53.67	0.16465	21055.1	784.730	785.881	785.006
84	54.62	53.90	0.16478	21142.6	784.559	785.910	784.835
85	54.84	54.12	0.16490	21229.3	784.389	784.941	784.666
86	55.06	54.34	0.16502	21315.3	784.222	784.975	784.498
87	55.28	54.55	0.16514	21400.5	784.056	784.440	784.333
88	55.49	54.77	0.16526	21485.0	783.892	784.444	784.170
89	55.70	54.98	0.16538	21568.7	783.731	784.245	784.008
90	55.91	55.19	0.16549	21651.8	783.571	784.126	783.848
91	56.12	55.39	0.16561	21734.1	783.412	783.968	783.690
92	56.32	55.60	0.16572	21815.7	783.256	783.812	783.534
93	56.52	55.80	0.16583	21896.6	783.101	783.658	783.380
94	56.72	56.00	0.16594	21976.8	782.948	783.504	783.227
95	56.92	56.19	0.16605	22056.3	782.797	783.355	783.076
96	57.12	56.39	0.16616	22135.0	782.647	783.206	782.927
97	57.31	56.58	0.16627	22213.1	782.499	783.058	782.779
98	57.50	56.77	0.16638	22290.5	782.353	782.913	782.633
99	57.69	56.96	0.16648	22367.3	782.208	782.769	782.489
100	57.87	57.14	0.16658	22443.3	782.065	782.626	782.346

TEMPERATURAS DE CADA TRAMO DE CONTROL EN LA ULTIMA VUELTA

NUMERO DE TRAMO (I)	TEMPERATURA DE ENTRADA	TEMPERATURA DE SALIDA	TEMPERATURA PROTECCION
	- C -	- C -	- C -
1	56.759460	57.151950	56.955741
2	57.151950	57.544320	57.348174
3	57.544320	57.936572	57.740482
4	57.936572	57.934989	57.935781
5	57.934989	57.933406	57.934197
6	57.933406	57.931822	57.932614
7	57.931822	57.930239	57.931031
8	57.930239	57.928656	57.929448
9	57.928656	57.927073	57.927865
10	57.927073	57.925490	57.926282
11	57.925490	57.923907	57.924699
12	57.923907	57.922324	57.923116
13	57.922324	57.920742	57.921533
14	57.920742	57.919159	57.919950
15	57.919159	57.917576	57.918368
16	57.917576	57.915994	57.916785
17	57.915994	57.914411	57.915202
18	57.914411	57.912829	57.913620
19	57.912829	57.911246	57.912038
20	57.911246	57.909664	57.910455
21	57.909664	57.908082	57.908873
22	57.908082	57.906500	57.907291
23	57.906500	57.904917	57.905709
24	57.904917	57.903335	57.904126

25	57.903335	57.707224	57.805288
26	57.707224	57.511081	57.609160
27	57.511081	57.314906	57.413001
28	57.314906	57.301109	57.308007
29	57.301109	57.287317	57.294213
30	57.287317	57.273530	57.280423
31	57.273530	57.259747	57.266639
32	57.259747	57.245970	57.252850
33	57.245970	57.232198	57.239084
34	57.232198	57.218431	57.225314
35	57.218431	57.204668	57.211549
36	57.204668	57.190911	57.197789
37	57.190911	57.177158	57.184034
38	57.177158	57.163410	57.170284
39	57.163410	57.149668	57.156539
40	57.149668	57.135930	57.142799
41	57.135930	57.122197	57.129064
42	57.122197	57.108469	57.115333
43	57.108469	57.094746	57.101608
44	57.094746	57.081028	57.087887
45	57.081028	57.067315	57.074172
46	57.067315	57.053607	57.060461
47	57.053607	57.039903	57.046755
48	57.039903	57.026205	57.033054
49	57.026205	57.012511	57.019358
50	57.012511	56.998823	57.005667
51	56.998823	56.985139	56.991981
52	56.985139	56.971460	56.978300
53	56.971460	56.957786	56.964623
54	56.957786	56.944117	56.950952

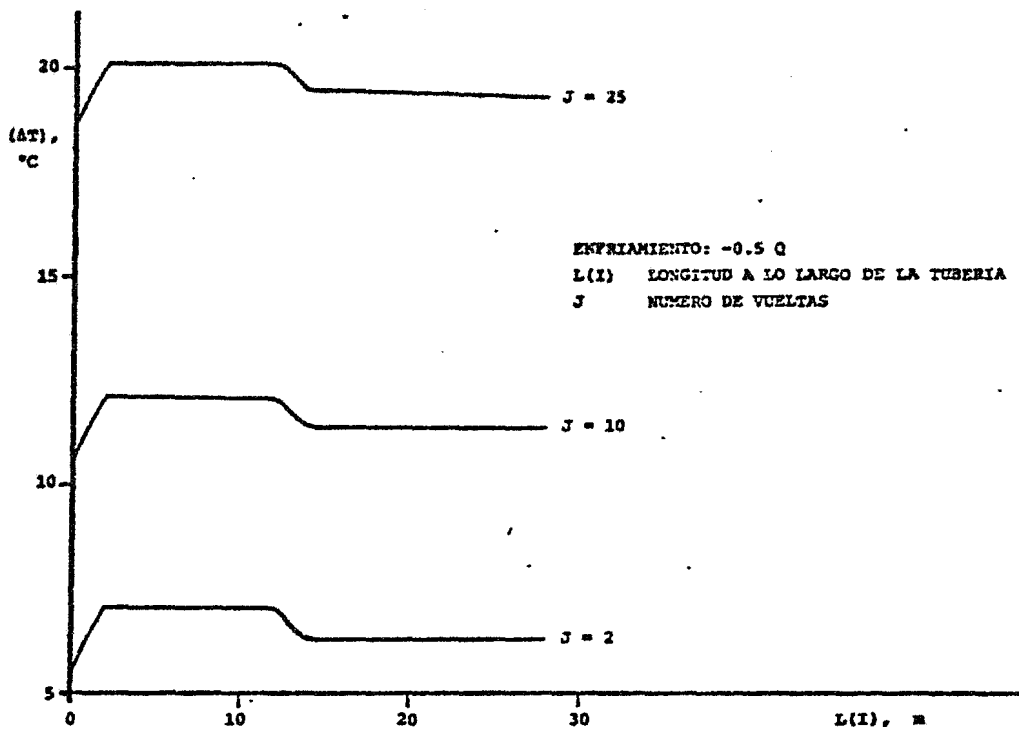


Fig A2-1. Variaciones de $\Delta T = T_{\text{Fluido}} - T_{\text{ambiente}}$ con la posición, representada por $L(I)$, y con el tiempo representado por el no. de vueltas, para el caso en que el enfriador elimina sólo la mitad del calor admitido en el calentador. Se observa que la forma de la curva $T(L)$ se mantiene constante en el tiempo.

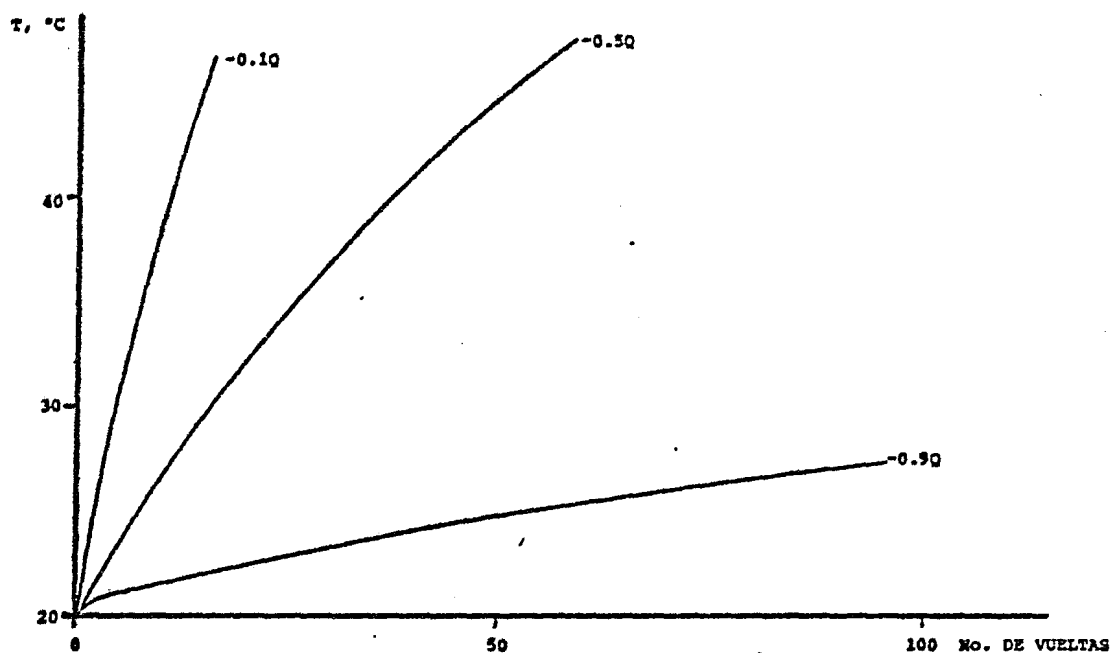


Fig A2-2 Evolución de la temperatura media del líquido en el termosifón a lo largo del tiempo, representado por el número de vueltas, cuando el enfriador elimina el 10%, el 50% y el 90% del calor suministrado por el calentador. La pequeña curvatura de las relaciones gráficas indica que las pérdidas de calor al ambiente son reducidas. El tiempo requerido para alcanzar un valor determinado de la temperatura es la suma de cada una de las vueltas multiplicada por la velocidad correspondiente.

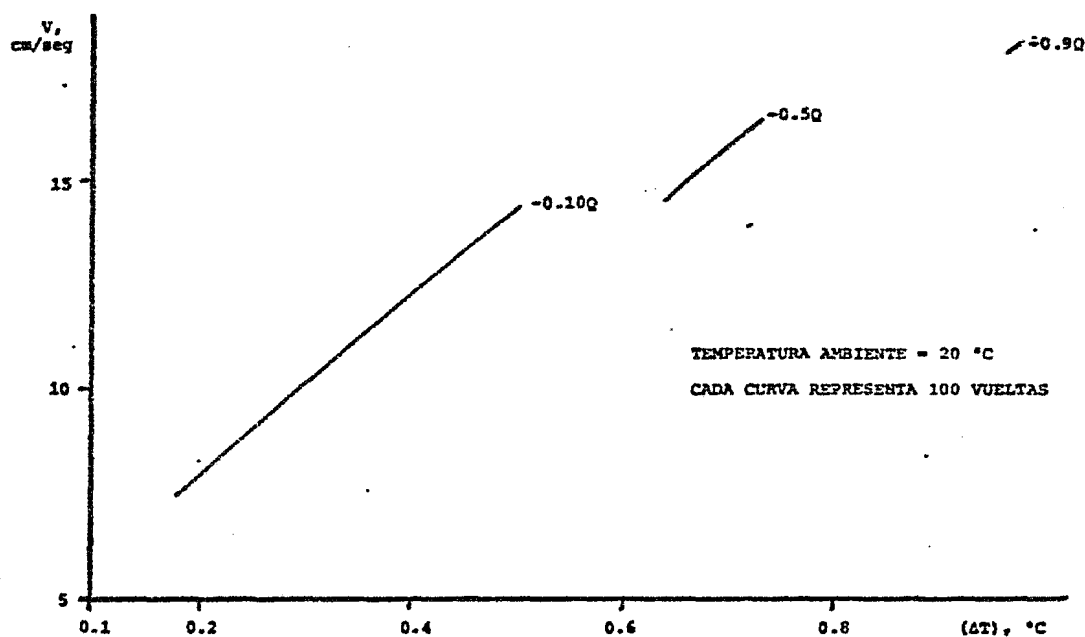


Fig A2-3 Velocidad de circulación promedio en el termosifón, v , como función de la diferencia de temperaturas entre la pierna fría y la pierna caliente del termosifón. Se observa que las mayores velocidades se obtienen mientras más calor se extrae del enfriador.

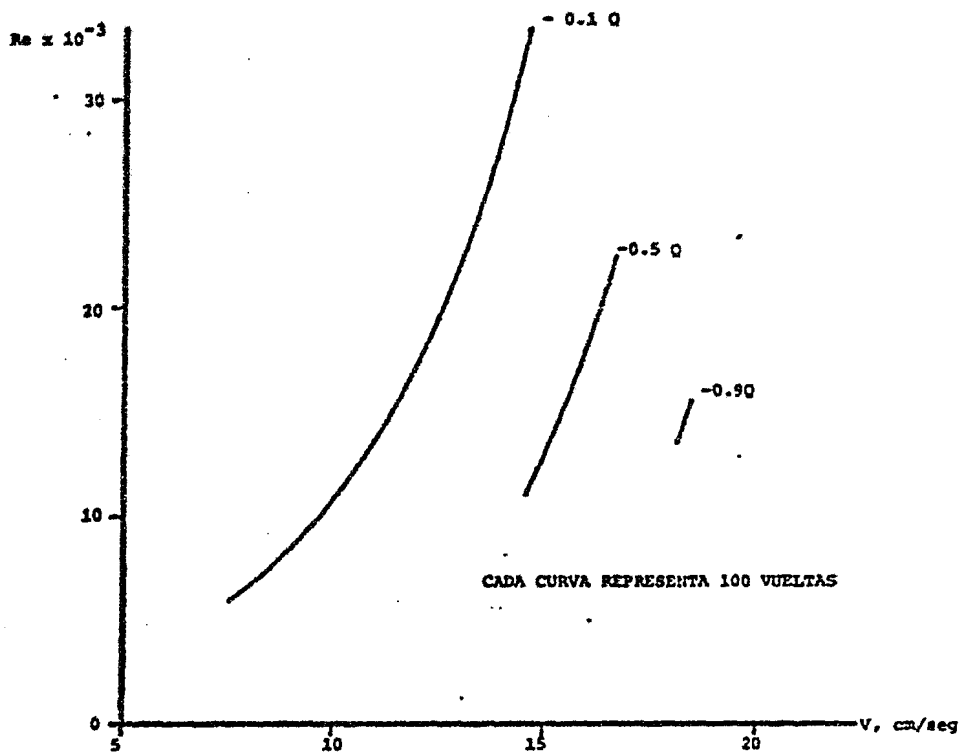


Fig A2-4 Valores del número de Reynolds, Re , como función de la velocidad media de circulación para distintos flujos de calor en el enfriador. La concavidad de las curvas se debe al crecimiento del número de Reynolds como resultado del aumento de temperatura y de la consecuente caída de viscosidad.

2.5 Observaciones

Se observa que el método computacional es ineficiente y podría mejorarse mucho para reducir el tiempo de proceso. Sin embargo, aunque lento, el método es fácilmente entendible y se ha retenido para introducir nuevos cálculos de parámetros particulares. Una irregularidad aparente es que los coeficientes de convección, sobre todo el externo al termosifón, h_3 , se introduzcan como constantes y no se calculen directamente. No es importante esta aparente falta de consistencia ya que las resistencias térmicas debidas a estos coeficientes son muy reducidas en relación con otras resistencias a la conducción térmica. Por otro lado, el cálculo de h_3 requiere el conocimiento exacto de la temperatura del líquido interno, y se estima que su cálculo preciso aumentaría considerablemente la complejidad del cómputo y su tiempo de proceso injustificadamente.

Por último, cabe señalar que este modelo matemático, con los datos de entrada adecuados, permite simular cualquier sistema termosifónico de circuito cerrado tales como calentadores solares, sistemas termosifónicos de calefacción ambiental y calderas de vapor saturado, entre otros. Este modelo es una poderosa herramienta para el diseño de estos sistemas.

3. DISEÑO, INSTALACION E INSTRUMENTACION DEL MODELO EXPERIMENTAL

3.1 Descripción General

La utilización de un modelo físico, se hizo necesaria para la calibración de los resultados del modelo matemático, tales como la velocidad del fluido (keroseno), la temperatura de la pierna caliente, la temperatura de la pierna fría, la temperatura del agua al entrar al enfriador, la temperatura del agua al salir del enfriador, el gasto del agua y la potencia entregada del sistema de conversión; ya que la medición de dicha potencia no se calculó en el modelo matemático, por no tener la información necesaria del diseño del sistema de conversión, este último resultado no se compara con uno teórico.

Dicho modelo consiste en un sistema cerrado formando el termosifón, con una tubería de 0.20 m de diámetro y una altura de 15 m; en la parte superior del sistema se instaló un intercambiador de calor de doble tubo que sirve para enfriar el fluido de trabajo. Como fluido enfriador se utiliza agua.

En la parte inferior derecha está instalado un banco de resistencias; estas simulan las ganancias provenientes del sol o la energía de desecho industrial. En la parte superior derecha se instaló un cople flexible para absorber las deformaciones del sistema por el alto gradiente de temperatura que presenta el fluido. Se distribuyeron 22 niplas uniformemente alrededor del sistema, los que servirán para la medición de la temperatura utilizando termopares. El sistema de conversión se instaló en la parte interna superior izquierda; este sistema sirve para la medición de la potencia. La figura 4 muestra un esquema general del modelo físico.

3.1.1 Intercambiador de Calor

Un cambiador de calor es un dispositivo donde se efectúa la transferencia del calor de un fluido a otro. El tipo más sencillo de cambiador de calor es un recipiente en el cual se mezclan directamente un fluido caliente y otro frío. En tal sistema, ambos fluidos alcanzarán la misma temperatura final, y la cantidad de calor transferida puede calcularse igualando la energía perdida por el fluido más caliente con la energía gana

da por el fluido más frío. Los calentadores abiertos de agua potable, los radiadores, los enfriadores y los condensadores, son ejemplos de equipo de transferencia de calor. Sin embargo, son más comunes los cambiadores de calor en los cuales un fluido está separado del otro por una pared o división a través de la cual fluye el calor. A este tipo de cambiadores se les llama recuperadores. Existen muchas modalidades de tales equipos, desde un simple tubo doble, concéntrico, hasta complicados condensadores de superficie y evaporadores con gran superficie para la transferencia de calor. Entre estos extremos hay una extensa variedad de cambiadores comunes de tubo y coraza. Estas unidades se usan ampliamente, porque pueden construirse con grandes superficies de transferencia de calor en un volumen relativamente pequeño, pueden fabricarse de aleaciones resistentes a la corrosión, y son idóneas para calentar, enfriar, evaporar o condensar toda clase de fluidos.

El diseño completo de un cambiador de calor, puede descomponerse en tres fases principales:

1. El análisis térmico
2. El diseño mecánico preliminar
3. El diseño para su construcción

El análisis térmico se ocupa primordialmente de determinar el área de superficie necesaria para transferir calor a una velocidad específica a determinados niveles dados de flujo y temperatura de los fluidos.

El diseño mecánico obliga a considerar las temperaturas y presiones de operación, las características de corrosión de uno o ambos fluidos, las expresiones térmicas relativas y los esfuerzos térmicos que la acompañan y la relación del cambiador de calor con otro equipo que intervenga.

El diseño para la fabricación exige traducir las características y dimensiones físicas a una unidad que pueda construirse a bajo costo. Es preciso hacer la selección de materiales, acabados y cubiertas, elegir el dispositivo mecánico óptimo y especificar los procedimientos de fabricación.

3.1.2 Cálculo Matemático del Enfriador

Ya que todo cálculo para intercambiadores de calor está basado en algunos parámetros de trabajo, y teniendo en cuenta que se desconoce el parámetro de la velocidad del fluido de trabajo (keroseno), se procede a tomar como referencia para el cálculo las siguientes condiciones:

1) Se utiliza keroseno como fluido caliente, que tiene las siguientes características

$T_1=180^{\circ}\text{C}$ temperatura de entrada al enfriador

$T_2= 40^{\circ}\text{C}$ temperatura de salida del enfriador

ver fig.5

Sabiendo que las propiedades de los fluidos son función de la

temperatura y teniendo el caso de este fluido (keroseno) en el cual va a variar la temperatura de 180°C a 40°C, conviene definir una temperatura media, T_m , dada por

$$T_m = \frac{T_2 + T_1}{2} \quad (21)$$

Sustituyendo valores se tiene

$$T_m = \frac{40+180}{2} = 110^\circ\text{C}$$

Utilizando las ecuaciones en el capítulo segundo y evaluándolas a 110°C se tiene:

$$\beta = 1.45 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$k = 13.98 \times 10^{-5} \text{ kW/m}^\circ\text{C}$$

$$\rho = 801.13 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 9.5 \times 10^{-4} \text{ kg/m s}$$

$$C_p = 2.26 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

Como valores fijos se tienen:

$$Q = 10 \text{ kW Calor entregado al fluido enfriador}$$

$$\phi_i = 0.2032 \text{ m Diámetro interior del circuito}$$

Cálculo del gasto másico (\dot{m}) del keroseno.

Sabiendo que:

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (22)$$

Despejando \dot{m} de la ecuación (22) se tiene

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_p \Delta T}$$

sustituyendo los valores se encuentra que:

$$\dot{m} = \frac{10}{2.26 \times (180 - 40)}$$

$$\dot{m} = 0.0316 \text{ kg/s}$$

Cálculo de la velocidad del fluido de trabajo (keroseno). Definiendo una velocidad media, \bar{u} ,

$$\dot{m} = \rho \bar{u} A_s \quad (23)$$

despejando \bar{u} de la ecuación (23)

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}}{\rho A_s} \quad (24)$$

Cálculo del área seccional

$$A_s = \frac{\pi \phi_i^2}{4} \quad (25)$$

sustituyendo el valor de ϕ_i se tiene que:

$$A_s = \frac{\pi (0.2032)^2}{4}$$

$$A_s = 0.03242 \text{ m}^2$$

Ahora se puede determinar la velocidad del fluido de trabajo con este dato; utilizando la ecuación (24) se tiene

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}}{\rho A s}$$

sustituyendo sus valores

$$\bar{u} = \frac{0.0316}{(801.13)(0.03242)}$$

$$\bar{u} = 1.21 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

2) Se utiliza agua como fluido enfriador

Suponiendo que el gasto másico ($\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$) del agua sea $\dot{m}=0.5 \text{ kg/s}$
 $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 0.5 \text{ kg/s}$, el incremento de temperatura del agua estará determinado por la ecuación (22)

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

donde $C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 4.18 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$.

Despejando ΔT de la ecuación (22)

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} C_{p_{\text{H}_2\text{O}}}}$$

sustituyendo sus valores correspondientes

$$\Delta T = \frac{10}{0.5 \times 4.18}$$

$$\Delta T = 4.778^\circ\text{C}$$

Ahora bien, suponiendo que la temperatura de entrada al enfriador del agua sea de 20°C se tiene que

$$T_f = T_i + \Delta T \quad (26)$$

sustituyendo valores

$$T_f = 20 + 4.778^\circ\text{C}$$

$$T_f \doteq 25^\circ\text{C}$$

Cálculo de la temperatura media del agua. Para este caso se utiliza la ecuación (21)

$$T_{m_{H_2O}} = \frac{T_i + T_f}{2}$$

sustituyendo los valores

$$T_{m_{H_2O}} = \frac{20 + 25}{2}$$

$$T_{m_{H_2O}} = 22.5^\circ\text{C}$$

Las propiedades del agua evaluadas a la temperatura media son las siguientes:

$$\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

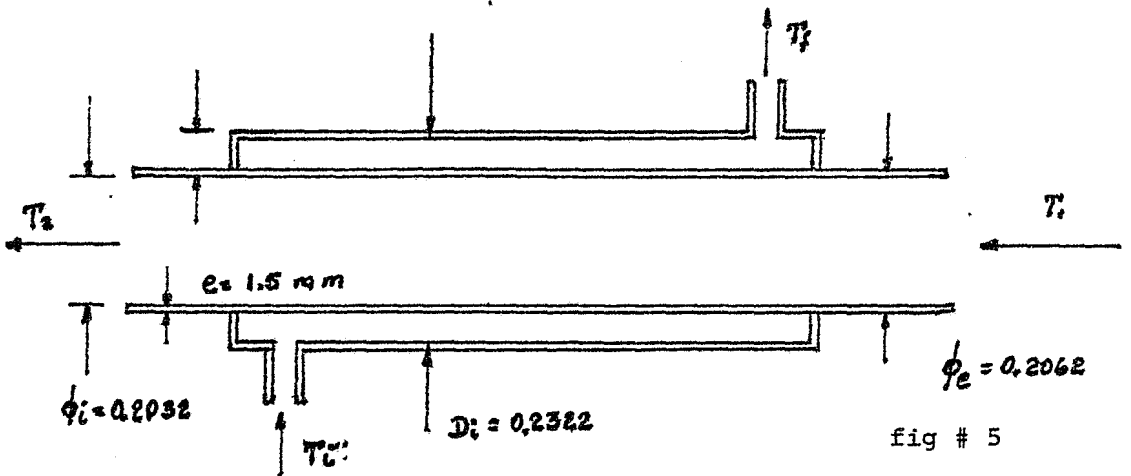
$$\mu_{H_2O} = 0.979 \times 10^{-3} \text{ kg/m s}$$

$$\beta_{H_2O} = 2.16 \times 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$$

$$C_{p_{H_2O}} = 4.18 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C}$$

$$k_{H_2O} = 6.07 \times 10^{-4} \text{ kW/m }^\circ\text{C}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$



Cálculo del coeficiente convectivo interno. Para convección libre turbulenta sobre una placa vertical se tiene

$$\text{Nu} = 0.024 \left(\frac{P_r^{1.17}}{1 + 0.494 P_r^{2/3}} \right)^{2/5} \quad (27)$$

donde

$$\text{Gr} = \frac{\rho^2 g \beta \Delta T_{Lm} L^3}{\mu^2} \quad (28)$$

Cálculo de ΔT_{Lm}

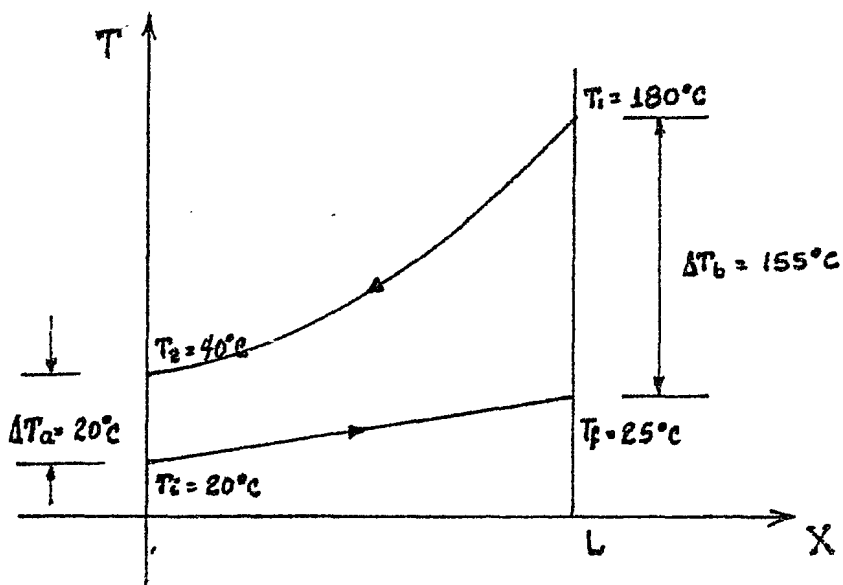


Fig. 6

donde ΔT_{Lm}

$$\Delta T_{Lm} = \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a}} \quad (29)$$

sustituyendo los valores de ΔT_a y ΔT_b

$$\Delta T_{Lm} = \frac{155 - 20}{\ln \frac{155}{20}}$$

$$\Delta T_{Lm} = 66^\circ\text{C}$$

Utilizando la ecuación (28) para calcular el número adimensio-

nal de Grashoff y considerando a L (longitud) de 1 m, entonces se tiene

$$Gr = \frac{(801.13)^2 (9.81) (1.45 \times 10^{-3}) (1)}{(9.5 \times 10^{-4})^{-2}}$$

$$Gr = 6.67 \times 10^{11}$$

Cálculo del número adimensional de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (30)$$

sustituyendo sus valores

$$Pr = \frac{(2.26) (9.5 \times 10^{-4})}{(13.98 \times 10^{-5})}$$

$$Pr = 15.36$$

Aplicando la ecuación (27) para el cálculo del número adimensional de Nusselt y sustituyendo sus valores

$$Nu = 0.025 \left[\frac{(15.36)^{1.17}}{1 + 0.494 (15.36)^{2/3}} 6.67 \times 10^{11} \right]^{2/5}$$

$$Nu = 2642.43$$

Cálculo del coeficiente interno convectivo. De la definición del número de Nusselt,

$$h_i = \frac{Nu_L k}{L} \quad (31)$$

sustituyendo valores se tiene

$$h_i = \frac{(2642.43) (13.98 \times 10^{-5})}{1}$$

$$h_i = 0.3694 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

Considerando que $h_i \doteq U$ y aplicando la ecuación

$$Q = U A_T \Delta T_{Lm} \quad (32)$$

despejando el área de transferencia (A_T) de la ecuación (32) se tiene

$$A_T = \frac{Q}{U \Delta T_{Lm}}$$

y sustituyendo sus valores

$$A_T = \frac{10,000}{(369.4) (66)}$$

$$A_T = 0.41 \text{ m}^2$$

Se determina ahora si el área real coincide con el área de transferencia

$$A_R = \pi \phi_i L \quad (33)$$

sustituyendo sus valores

$$A_R = (\pi) (0.2032) (1)$$

$$A_R = 0.638 \text{ m}^2$$

debido a la diferencia de A_T con A_R se tendrá que calcular el

coeficiente global de transferencia U de la siguiente ecuación

$$U = \frac{1}{\frac{\phi_e}{i} h_i + \gamma_e \frac{\ln \frac{\phi_e}{\phi_i}}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad (34)$$

Cálculo del área de flujo del agua. De la ecuación (25) se tiene

$$A_f = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - \phi_e^2)$$

sustituyendo los valores que corresponden

$$A_f = \frac{\pi}{4} (0.2322)^2 - (0.2062)^2$$

$$A_f = 0.009 \text{ m}^2$$

Cálculo de la velocidad del agua. Para este caso se usa la ecuación (24) donde:

$$\bar{u}_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O} A_f}$$

sustituyendo los valores y haciendo la misma consideración, donde el gasto másico es $\dot{m} = 0.5 \text{ kg/s}$,

$$\bar{u}_{H_2O} = \frac{0.5}{(1000)(0.009)}$$

$$\bar{u}_{H_2O} = 0.055 \text{ m/s}$$

Cálculo del diámetro hidráulico. Por definición:

$$Dh = \frac{4 [\text{área de flujo}]}{\text{perímetro mojado}} \quad (35)$$

sustituyendo valores

$$Dh = \frac{4(0.009)}{(0.2322+0.2062)}$$

$$Dh = 0.026 \text{ m}$$

Cálculo del número adimensional de Reynolds en el agua

$$Re_{Dh} = \frac{\rho_{H_2O} \mu_{H_2O} Dh}{\mu_{H_2O}} \quad (36)$$

sustituyendo los valores correspondientes

$$Re_{Dh} = \frac{(1000)(0.055)(0.026)}{0.979 \times 10^{-3}}$$

$$Re_{Dh} = 1460.6$$

Cálculo del número adimensional de Prandtl para el agua; usando la ecuación (30) tenemos

$$Pr_{H_2O} = \frac{Cp_{H_2O} \mu_{H_2O}}{k_{H_2O}}$$

sustituyendo valores

$$Pr_{H_2O} = \frac{(1.0)(0.979 \times 10^{-3})}{(6.07 \times 10^{-4})(0.2389)}$$

$$Pr_{H_2O} = 6.51$$

Aplicando la ecuación que rige un flujo turbulento, el número

adimensional de Nusselt está determinado por:

$$\text{Nu}_{\text{H}_2\text{O}} = 1.86 \left[\text{Re}_{\text{Dh}} \text{Pr}_{\text{H}_2\text{O}} \frac{\text{Dh}}{L} \right]^{1/3} \left[\frac{\mu_b}{\mu_s} \right]^{0.14} \quad (37)$$

y teniendo que $T_{m_{\text{H}_2\text{O}}} = T_b = 22.5^\circ\text{C}$ y una temperatura T_s de la pared aproximada a 66.25°C se concluye que:

$$\mu_b = \mu_{\text{H}_2\text{O}} = 0.979 \times 10^{-3} \text{ kg/m s}$$

$$\mu_s = 0.425 \times 10^{-3} \text{ kg/m s}$$

Ahora, sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación (37) se encuentra que:

$$\text{Nu} = 1.86 \left[(1460) (6.51) \left(\frac{0.026}{1} \right) \right]^{1/3} \left[\frac{0.979 \times 10^{-3}}{0.425 \times 10^{-3}} \right]^{0.14}$$

$$\text{Nu} = 13.118$$

Aplicando la ecuación (31) para el cálculo del coeficiente convectivo del agua,

$$h_e = \frac{\text{Nu } K_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{Dh}}$$

Nótese que en este caso, por tener dos cilindros concéntricos, L se sustituirá por el Dh

Sustituyendo los valores

$$h_e = 13.118 \left[\frac{0.607 \times 10^{-3}}{0.026} \right]$$

$$h_e = 0.3062 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

Ya teniendo todos los valores necesarios para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor y aplicando la ecuación (34) se tiene:

$$U = \frac{1}{\frac{0.2062}{(0.2032)(0.3694)} + \frac{(0.1031) \ln \frac{0.2062}{0.2032}}{0.045} + \frac{1}{0.3062}}$$

$$U = 0.1653 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

donde $k = 0.045 \text{ kW/m}^2\text{°C}$ debido a que se utilizó acero dulce en la construcción del enfriador.

Cálculo de la longitud de transferencia; aplicando la ecuación (32)

$$Q = U A_T \Delta T_{Lm}$$

donde $A_T = \pi \phi_e L$

sustituyendo esta igualdad y despejando la longitud L se obtiene

$$L = \frac{Q}{(U) (\Delta T_{Lm}) (\pi) (\phi_e)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes,

$$L = \frac{10}{(0.1653)(66)(3.1416)(0.2062)}$$

$$L = 1.41 \text{ m}$$

Por lo tanto se puede hacer $L=1.5$ para compensar la disminución del número de Nu. En la figura 7 se muestra el esquema del diseño del enfriador.

3.1.3 Calentador

Este calentador tiene una capacidad de 10 kW eléctricos los cuales simulan las ganancias provenientes del sol o la energía de desechos industriales; la figura 8 muestra un esquema de su diseño para construcción.

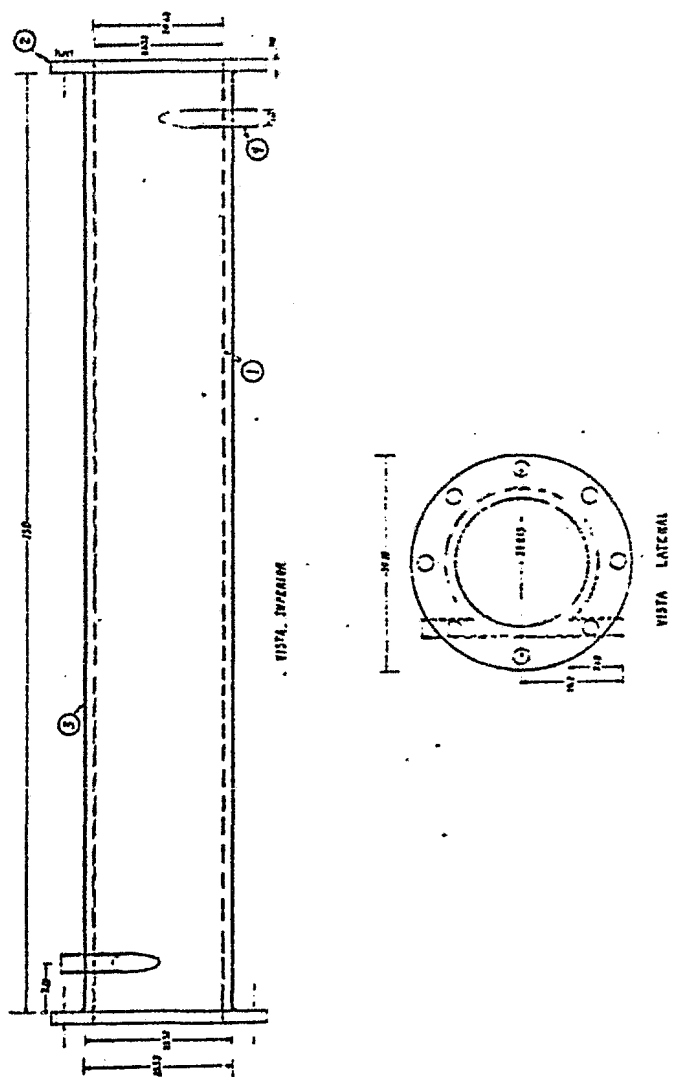


Fig 7 Construcción del Enfriador

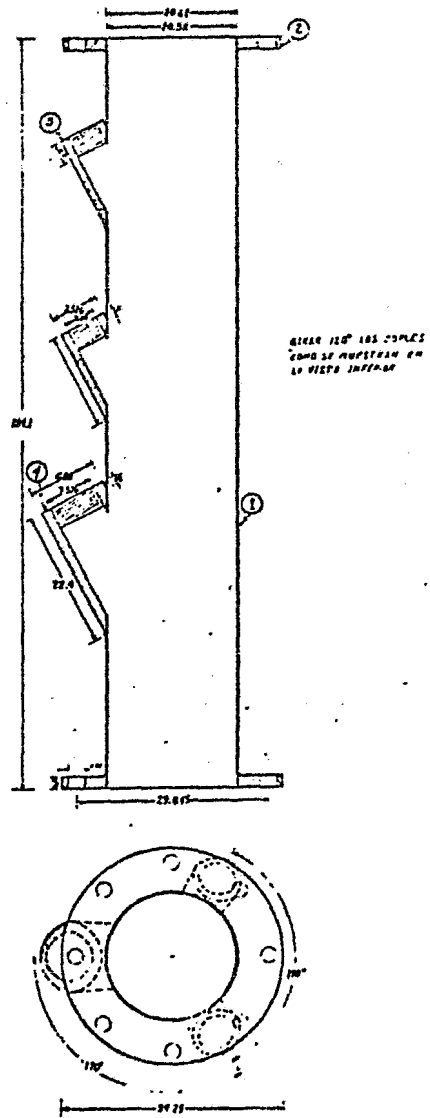


Fig. 8 Construcción del Calentador

3.2 Instalación

La instalación del dispositivo experimental se hizo conservando las dimensiones antes descritas. Para esto, la instalación del sistema se hizo en la fachada sur del edificio 5 del Instituto de Ingeniería.

La tubería de acero se construyó en ocho secciones, como se aprecia en la figura 9, 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 concreto y tiene las dimensiones que muestra la figura 10.

Se colocó un tanque de expansión, fig 11, para amortiguar los cambios de volumen debido a la diferencia de densidades. Este tanque se colocó como medida de seguridad. Este recibe el keroseno cuando se expande y lo regresa por gravedad cuando tiene lugar el enfriamiento.

Por lo que se refiere al calentador, fig 12, se formó con tres bancos de tres resistencias cada uno y con capacidad total de 10 kW, producto de dos bancos de 3kW cada uno y un banco de 4 kW; la fig 13 muestra las resistencias.

En la figura 14 se muestra la vista de un ensamble bridado y la toma para un termopar visto desde la azotea.

La figura 15 muestra la vista desde la azotea hacia abajo de la pierna fría observando las tomas del termopar, para los que se usaron nipples largos con tapón hembra.

En la figura 16 se tiene el cople flexible en la pierna caliente del termosifón, ensamblado con bridas; se puede observar que se han conservado los miembros rigidizantes. También se puede observar la forma como fue sujetado en la parte superior el termosifón.

La figura 17 muestra la vista de cómo quedó instalado el enfriador en la parte superior del termosifón.

La figura 18 da un detalle de la parte superior del termosifón mostrando el tornillo de ajuste del soporte superior, el rodamiento y la polea. Se observa la última sección de la flecha sobresaliendo de la brida.

En la figura 19 se pueden apreciar todos los elementos del sistema de conversión (turbina axial desarmada).

Fig 9 Arreglo general del sistema termosifónico, instalado en la fachada sur del edificio H. del Instituto de Ingeniería

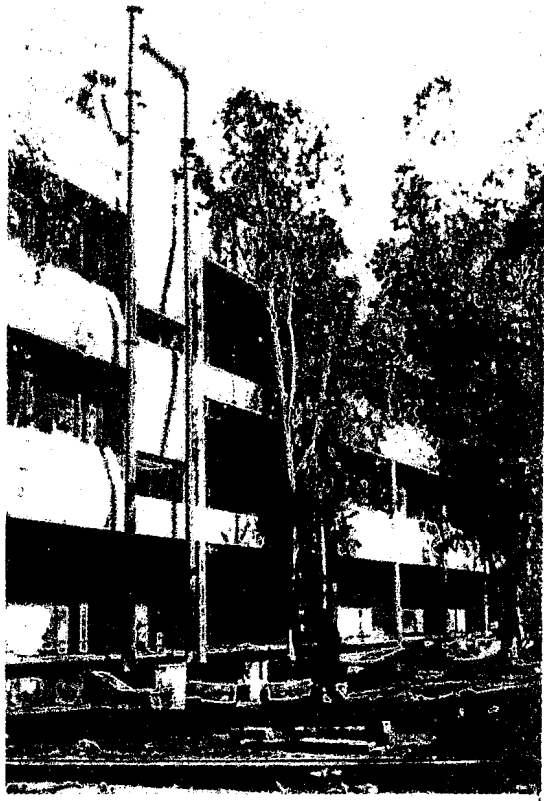


Fig 10 Detalle de la cama de concreto (esquina inferior izquierda del termosifón)

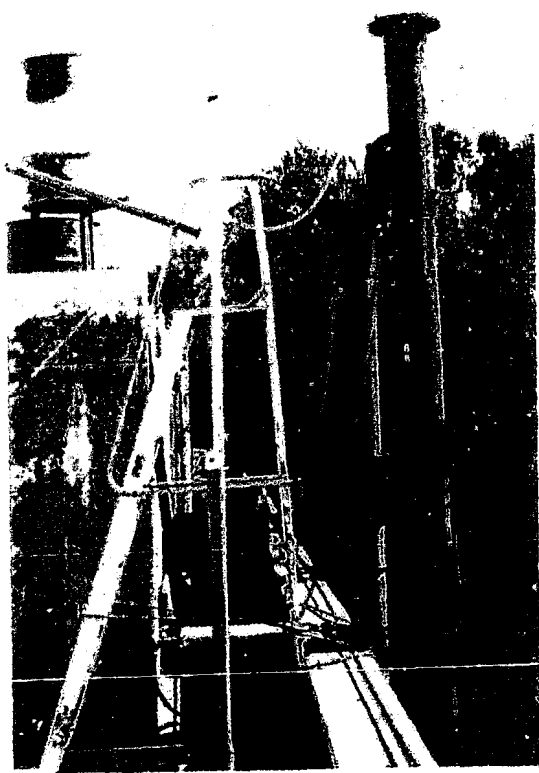


Fig 11 En este detalle se muestra la vista del tanque de expansión el cual sirve para amortiguar los cambios de volumen

Vista del calentador de la pierna caliente, parte inferior derecha del termosifón. Los cables de uso rudo al men tan las resisten cias el éctricas que ac túan como calentadores

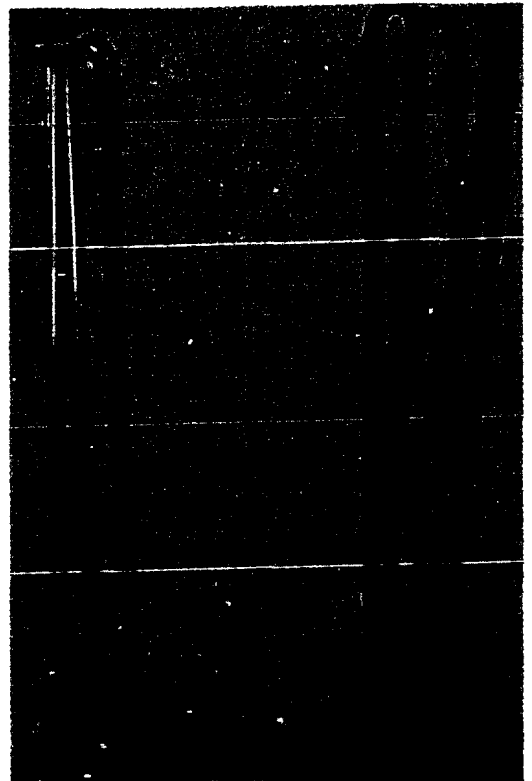


Fig 13 Aquí se muestra como quedan las resistencias después de estar en contacto con el keroseno

Fig 14 Vista de un ensamble brido, una toma de termopar y del soporte superior del termosifón, visto desde la azotea



Fig 15 Vista desde la azotea hacia abajo de la "pierna" fría observando las tomas del termopar (niples largos con tapón hembra)

Fig 16 Cople flexible en la pier-
na caliente del termosifón,
ensamblado con bridas. Ob-
sérvese el soporte de abra-
zadera (visto desde la azo-
tea)



Fig 17 Vista, en la parte superior del termo-
sifón, de cómo quedó instalado el én-
friador

Fig 18 Detalle de la parte superior del termosifón mostrando el tornillo de ajuste del soporte superior, el rodamiento y la polea. Se observa la última sección de la flecha sobresaliendo de la brida

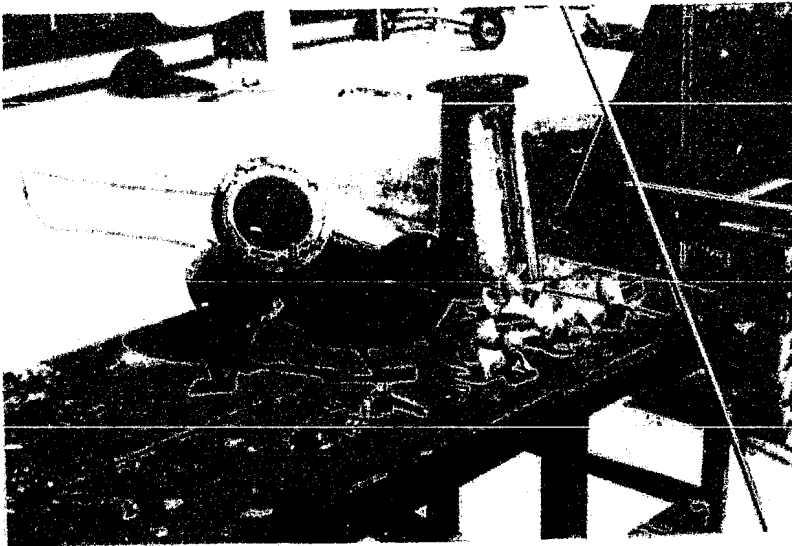
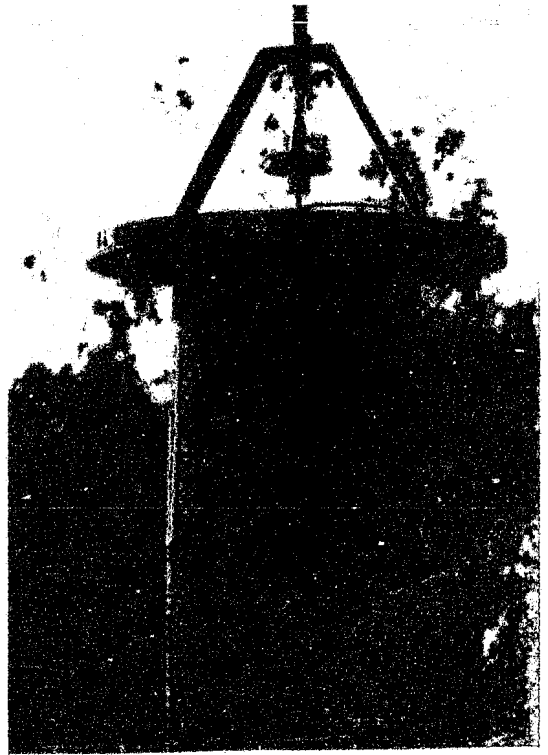


Fig 19 En este detalle se muestra el sistema de conversión (turbina axial desarmada)

3.3 Controles de Gasto y Temperatura

Para la medición de la velocidad del fluido se utilizó un tubo de Prandtl y un manómetro diferencial como lo muestra la fig 20. La medición se realizó de la siguiente manera: El tubo de Prandtl se sumergía en el fluido, el cual estaba a una temperatura que también se medía. Para esto las salidas del tubo de Prandtl estaban conectadas a las terminales del manómetro diferencial. Se pudo notar que para cualquier incremento de la temperatura había una diferencia en la velocidad. La tabla 1 muestra varios datos que relacionan dichas mediciones. También se midió el gasto del agua en el enfriador utilizando un recipiente graduado y un cronómetro.

Para el control y la medición de la temperatura del fluido se instalaron una serie de termopares, como lo muestra la fig 21, dentro de los dispositivos ya mencionados anteriormente, colocados en diferentes posiciones del circuito: tres se colocaron a la entrada del calentador a diferentes profundidades, y otros tres a diferentes profundidades a la salida del calentador. La tabla 1 muestra la temperatura media de estas dos posiciones con los números 2 y 3 respectivamente. Se colocaron cuatro más en el enfriador, dos para medir las temperaturas del fluido enfriador, agua a la entrada y la salida, y los otros dos para medir la variación de la temperatura del fluido de trabajo (keroseno) al pasar por el enfriador. Los resultados se presentan en la siguiente sección.

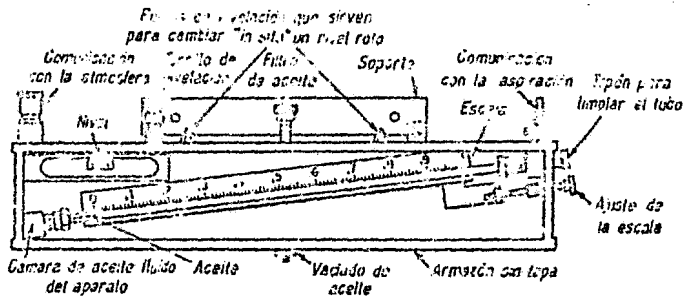
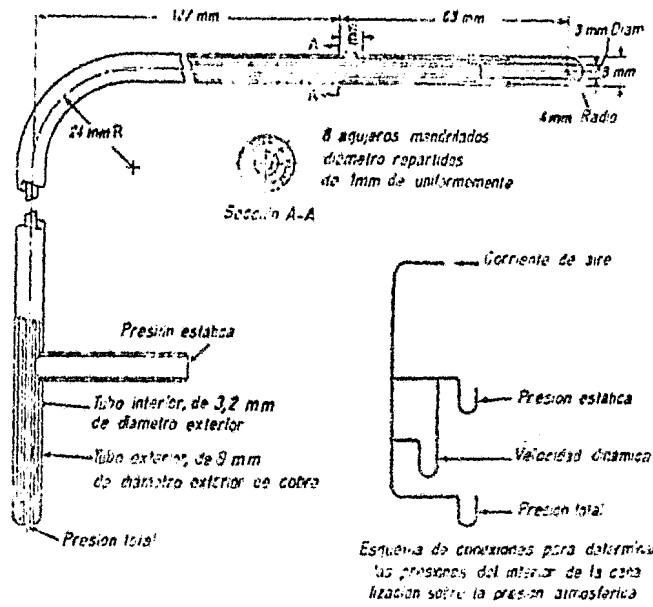


fig # 20

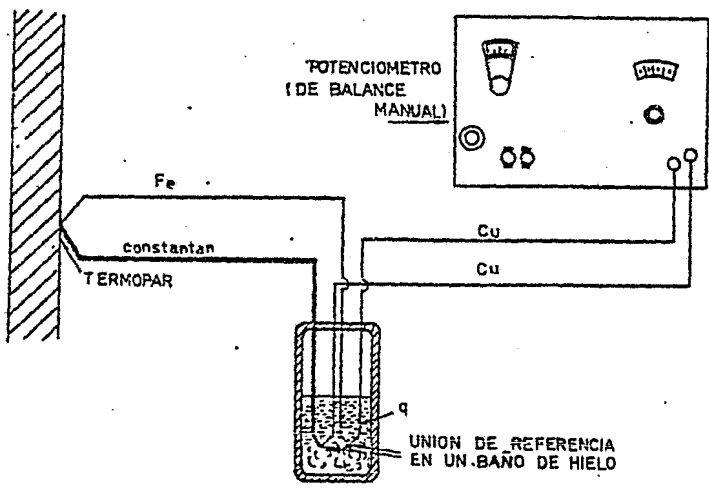


fig # 21

4. RESULTADOS EXPERIMENTALES

4.1 Método Experimental

El trabajo experimental consistió en evaluar para varias condiciones de operación la cantidad de energía térmica aportada al sistema por las resistencias eléctricas, la energía térmica perdida por conducción de paredes al ambiente, la energía térmica removida por el enfriador en la parte superior del termosifón, la energía cinética adquirida por el líquido de trabajo y la energía mecánica obtenida en la turbina axial.

El calor aportado por la fuente térmica se determina midiendo el voltaje y la corriente en las resistencias. La máxima cantidad de energía aportada fue de 10 kW. Se midió la temperatura del fluido de trabajo en cuatro puntos, cerca de cada una de las esquinas del termosifón. Se esperaba que estas tempe-

raturas junto con la del ambiente permitieran calcular con precisión las pérdidas de conducción; sin embargo, la falta de aislamiento en las bridas y en la junta de expansión dificultó este cálculo. Las pérdidas máximas de calor por conducción se calculan en 2.5 kW más o menos treinta por ciento, cuando la diferencia de temperatura entre el líquido y el ambiente es de 40°C, además de las pérdidas térmicas del cople flexible, que no se pudieron cuantificar.

La cantidad de calor removido por el enfriador se evaluó por medio de un balance térmico del lado del agua, registrando las temperaturas de entrada y salida del agua y su flujo másico. En las pruebas realizadas, el calor rechazado al agua era típicamente el 50 por ciento del calor cedido por los calentadores eléctricos.

La energía cinética del líquido de trabajo se evaluó midiendo la velocidad de flujo por medio de un tubo de Prandtl. Las velocidades de flujo variaron desde unos 10 hasta 35 cm/s, para distintas diferencias de temperatura. Estos datos indican que la energía cinética del fluido es de tres o cuatro ordenes de magnitud menor que la energía térmica del mismo fluido.

La energía mecánica entregada por la turbina axial se midió mediante un freno fabricado para estas pruebas, consistente en un resorte calibrado, una polea y un peso conocido (ver fig 22).

La velocidad de rotación se midió con ayuda de un cronómetro. Así, la potencia útil se expresó como función de la velocidad angular de la flecha de la turbina y del par efectivo aplicado al freno. Las potencias medidas fueron del orden de 3 a 7 centésimas de watt.

4.2 Resultados

Los resultados más sobresalientes se condensan en la tabla 1. Esta tabla contiene la fecha y la hora de las pruebas; también contiene la potencia térmica alimentada, la temperatura del ambiente, del líquido de trabajo y del agua de enfriamiento, el peso aplicado al freno, el alargamiento del resorte del freno cuyo constante es de 5.4 gm/mm, la velocidad de circulación del líquido y el calor cedido al enfriador. Los datos más representativos de esta tabla se resumen en la tabla 2, donde además se anotan las eficiencias de conversión obtenidas. Estas eficiencias son aproximadamente de 5 a 8×10^{-6} . Durante las pruebas se detectó una notable inestabilidad en el flujo, lo que se muestra en la gráfica de la fig 23. La tabla 3 presenta en forma resumida la eficiencia de conversión del motor solar termosifónico.

4.3 Discusión de Resultados

La concepción original del motor termosifónico parte de la suposición que una parte sustancial de la energía térmica sumi-

nistrada se transformaría en energía mecánica útil. Los resultados indican que el entendimiento actual del mecanismo del termosifón es insuficiente para concebir un aparato termosifónico con un rendimiento atractivo.

1. Energía Mecánica. La energía de que dispone el fluido debido a su movimiento en condiciones de estado permanente, es proporcional a la energía disipada por fricción en las paredes. La energía de movimiento debido al efecto del termosifón es equivalente a la que debería proporcionar una bomba para mantener la misma velocidad de circulación, esto es, para vencer las pérdidas por fricción.

La energía disipada por fricción en las paredes puede conocerse en forma aproximada invirtiendo el cálculo de la potencia de bombeo en un circuito cerrado. Por ejemplo, a la temperatura típica del fluido de 50°C, se obtiene una velocidad de flujo de unos 30 cm/s lo que equivale en un tubo de 0.2 m de diámetro, a un número de Reynolds, Re , de 30,000 aproximadamente. Si se calcula el factor de fricción, f , de este flujo turbulento como

$$f \doteq 0.2 Re^{-0.2}$$

se obtiene $f = 0.025$. Calculando las pérdidas totales de fricción para una longitud total de tubería equivalente a unos 30 metros, densidad de 788 kg/m^3 y con el diámetro y la velocidad anterior, se tiene:

$$\Delta p = 133 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} (=0.0196 \text{ Psi})$$

El flujo de masa a través de cualquier sección del termosifón, para las condiciones anteriores, es el producto de la densidad por la velocidad de flujo por el área seccional y se calcula en 7.45 kg/s de modo que la potencia equivalente de bombeo dada por el producto del flujo volumétrico y por la caída de presión calculada antes es de 1.2 w.

Se advierte que el flujo de energía "mecánica" del fluido es del orden de una diezmilésima del flujo de calor alimentado al termosifón. Desde luego que la energía mecánica útil sería una fracción de ese valor, que es función de la eficiencia de la turbina axial. Los valores de eficiencia global obtenidos son del orden de 10^{-6} . Se supone que la eficiencia de conversión de energía mecánica de la turbina axial es del orden del uno por ciento.

2. Energía térmica. Los resultados experimentales indican que una parte importante de la energía térmica suministrada al termosifón se pierde antes de convertirse en energía mecánica en el fluido. Estas pérdidas son fundamentalmente hacia el enfriador, donde se rechaza típicamente el 50 por ciento de la energía suministrada, y hacia el ambiente por conducción de las paredes donde se pierde casi el otro 50 por ciento. En condiciones de aislamiento ideal, las pérdidas por conducción

se podrían reducir aproximadamente a un décimo del calor suministrado. Ya que el calor rechazado al agua del enfriador podría utilizarse en otro proceso, o rebombearse al sistema termosifónico, puede pensarse que el aprovechamiento térmico podría elevarse hasta un 90 por ciento (actualmente es 0.01 por ciento). Con la información disponible actualmente no puede explorarse la viabilidad técnica ni la económica de ese reuso de energía térmica ni de la construcción de tal termosifón con aislamiento sumamente avanzado.

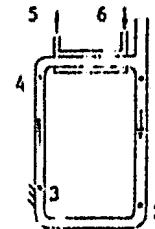
No obstante lo anterior, podría afirmarse que ese termosifón no podría operar cíclicamente en condiciones ventajosas dada la gran cantidad de calor almacenado en el circuito. El termosifón del ejemplo numérico anterior, operando a unos 50°C requiere almacenar solamente en el líquido unos 64,000 kJ cuando se arranca desde la temperatura ambiente. Esta cantidad de calor es la producción de las resistencias eléctricas de 10 kW durante casi dos horas suponiendo que las pérdidas térmicas son nulas. Esta inversión de energía produce tan solo 1.2 w de energía de movimiento en el líquido cuando se rechazan 5000 w en el enfriador y, para mantener este flujo de energía, como ya se dijo, había que mantener la alimentación de 5 kW en las resistencias además de las pérdidas térmicas y de la energía térmica convertida en mecánica.

TABLA 1 RESULTADOS EXPERIMENTALES BASICOS PARA TRES TIPOS DE PRUEBAS TÍPICAS

Fecha	Potencia de entrada (KW)	Hora	Temp. Amb. en °C	Temperatura, °C						Gasto agua l/min	Peso Q g	Alargamiento resorte, en mm	r.p.m	Vel. líquido cm/seg	Pérdida enfriador (KW)	
				1	2	3	4	5	6							
31 julio 1979	10.0	16.35							28.22	16.44	6.880	50	4.5	80	13.2	5.654
		17.50							32.11	16.22	5.200	50	4.5	80	11.0	5.765
		19.00							32.11	16.11	5.200	80	7.5	69	11.0	5.804
		19.15							31.67	16.11	5.320	80	7.5	66	10.7	5.775
2 agosto 1979	4.30	19.08	15	53.98	53.63	54.38	54.10	18.53	16.62	16.800	50	4.0	50	22.5	2.238	
		19.28	14	53.96	53.45	54.10	53.96	18.89	16.99	16.800	50	4.0	45	24.5	2.227	
		19.40	15	53.80	53.29	53.84	53.96	18.82	17.01	16.800	50	4.0	46	24.5	2.121	
		20.00	14	53.80	53.15	53.54	53.77	18.87	17.01	17.400	50	4.0	52	26.3	2.258	
		20.15	14	53.50	53.50	53.91	53.45	18.62	16.77	15.720	50	4.0	47	25.5	2.029	
		20.00	13.3	53.73	53.33	54.14	53.73	18.77	16.99	16.680	50	4.0	45	25.6	2.071	
3 agosto 1979	5.71	15.50	20	51.87	51.71	52.24	52.01	19.64	16.84	11.520	40	3.0	55	34.7	2.250	
		16.15	20	52.82	52.54	52.92	52.87	19.68	16.97	12.000	40	2.75	50	34.0	2.269	
		16.35	20	53.61	53.24	53.75	53.75	19.81	16.87	12.600	40	3.0	54	32.6	2.584	
		16.50	20	54.14	53.63	54.33	54.31	20.13	16.99	12.000	40	2.5	51	32.6	2.629	
		17.15	19	54.79	54.26	54.91	54.91	20.15	16.94	12.000	40	3.0	52	32.6	2.607	
		17.35	19	55.21	54.65	55.09	53.30	20.25	16.92	13.200	40	2.5	54	26.3	3.066	
		17.55	19	55.62	55.05	55.67	55.71	20.30	16.92	12.600	40	3.0	56	26.3	2.971	
		18.20	18.5	56.02	55.51	56.09	56.20	20.28	16.84	12.600	40	2.5	54	26.3	3.024	
		18.35	18.5	56.34	55.74	56.36	56.48	20.35	16.89	13.200	40	2.5	55	26.3	3.186	
		18.50	18	56.48	55.97	56.52	56.71	20.35	16.84	13.200	40	2.5	54	26.3	3.232	
		19.05	18	56.64	56.13	56.82	56.82	20.42	16.84	12.600	40	2.5	57	25.4	3.147	
		19.20	17.5	56.48	56.20	56.73	56.64	20.10	16.57	12.600	40	2.5	56	25.4	3.103	
		19.55	16.5	56.85	56.29	56.87	57.01	20.37	16.82	12.480	40	3.0	57	26.3	3.091	

- (5) Temperatura del agua de enfriamiento en la salida
- (6) Temperatura del agua de enfriamiento en la entrada

Nota: Las cantidades encerradas en \bigcirc pueden estar mal.



Localización de termopares

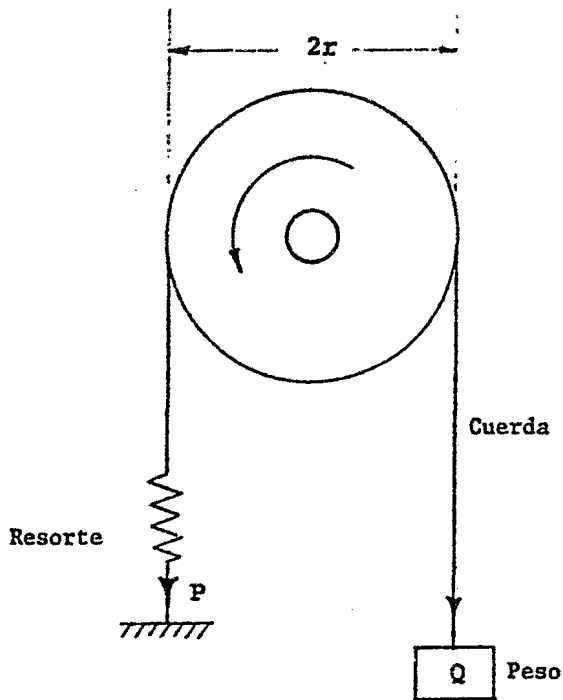
TABLA 2 RESULTADOS EXPERIMENTALES SUMARIZADOS

Potencia suministrada (watts)	Radio polea (m)	r.p.m	Peso, en kg	. Q, en kg	(Q-P), en kg	Potencia (watts)	Eficiencia, en %
10,000	0.024	66	0.0405	0.080	0.0395	0.064	6.4×10^{-6}
10,000	0.024	80	0.0243	0.050	0.0257	0.0506	5.06×10^{-6}
4,300	0.024	50	0.0216	0.050	0.0284	0.035	8.13×10^{-6}
5,715	0.024	55	0.0162	0.040	0.0238	0.0322	5.63×10^{-6}

TABLA 3 RESUMEN DE LOS FLUJOS DE ENERGIA OBTENIDOS EN EL TERMOSIFON EN UN CASO TIPICO, MOSTRADOS BAJO EL ENCABEZADO DE "COMPORTAMIENTO ACTUAL". BAJO EL TITULO DE "COMPORTAMIENTO DESEABLE" APARECEN LOS FLUJOS CORRESPONDIENTES SUPUESTOS PARA UN SISTEMA CON EFICIENCIA GLOBAL DE CONVERSION DE 0.1 LOS PORCENTAJES MOSTRADOS EN PARENTESIS ESTAN REFERIDOS AL FLUJO DE ENERGIA SUMINISTRADA

Energía térmica suministrada (w)	Comportamiento actual	Comportamiento deseable
		10,000 (100%)
Energía En el enfriador (w)	5,000 (50%)	4,000 (80%)
Energía perdida al ambiente (w)	4,990* (49%)	200 (4%)
Energía cinética del fluido (w)	1.2 (0.012%)	800 (16%)
Energía mecánica útil de la turbina (w)	0.06 (0.0006%)	500 (10%)

* Valor aproximado



$$\text{Potencia (CV)} = \frac{2\pi NT}{4500}$$

$$T = r(Q - P)$$

En consecuencia,

$$\text{Potencia} = \frac{r N(Q - P)}{716.2}$$

N, revoluciones por minuto

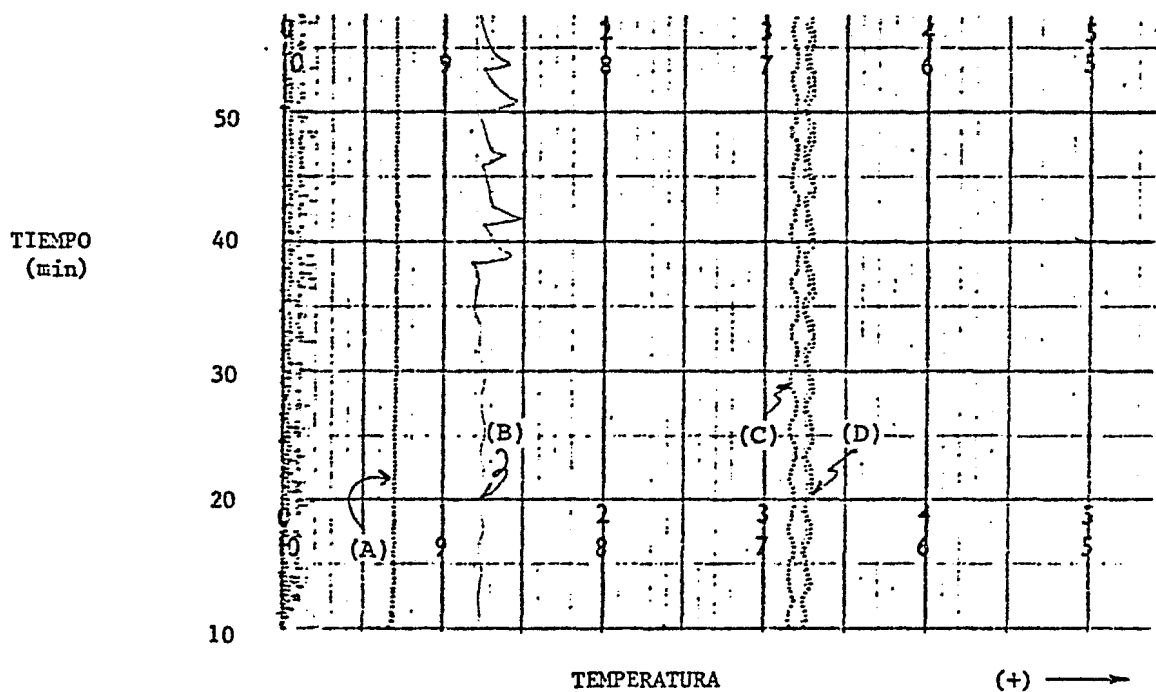
T, par (kg-m)

r, radio de polea (m)

Q, peso (kg)

P, fuerza que indica el resorte (Kg)

Fig 22 Diagrama esquemático del medidor de potencia mecánica



- (A) agua de enfriamiento, entrada
- (B) agua de enfriamiento, salida
- (C) columna de líquido frío
- (D) columna de líquido caliente

Fig 23 Mediciones de temperatura que indican oscilaciones en el flujo de masa

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Los resultados experimentales anteriormente discutidos permiten formular las siguientes conclusiones generales:

1. Las experiencias recabadas hasta el momento no invalidan las expectativas fundamentales que han originado estos estudios, en el sentido de que es posible tener un buen rendimiento en un motor termosifónico para transformar energía térmica en mecánica. Sin embargo, un motor termosifónico que se aproxime a aquellas expectativas deberá ser sustancialmente complejo y hacer uso de técnicas avanzadas (aislamientos térmicos de muy baja conductancia, capacidad térmica reducida, fluidos especiales de baja viscosidad, sistema de reuso de calor y turbinas axiales de alta eficiencia) que seguramente lo harán más costoso y elaborado de lo que inicialmente se supuso.

2. La turbina axial u otro convertidor equivalente deberá exhibir una eficiencia de al menos un orden de magnitud más alta para mejorar apreciablemente la eficiencia global del sistema.

3. Los problemas térmicos que han sido detectados y discutidos, aparentemente se han agravado por la presencia de un fenómeno de histéresis en el flujo del termosifón. No se dispone de suficiente información para calificar este fenómeno pero es aparente que las condiciones de convección natural en una geometría como la usada en el termosifón producen inestabilidad en el flujo que interactúa con los efectos de transmisión de calor, de modo que los flujos térmicos son oscilantes. Aparentemente las oscilaciones en los flujos de calor son de la misma frecuencia que las oscilaciones detectadas en el flujo de masa. Algunas investigaciones del Instituto de Investigaciones en Materiales de la UNAM, sugieren que estas oscilaciones son resultado de una componente rotacional en el flujo. Claramente, este fenómeno deberá estudiarse cuidadosamente antes de proseguir la investigación en motores termosifónicos. Puede decirse que el motor termosifónico será siempre de baja eficiencia si no se logran evitar estas pulsaciones en el flujo, ya que afectan importantemente la eficiencia de la turbina.

4. El motor termosifónico es probablemente el primer aparato diseñado y construido para transformar la energía potencial

que resulta de las fuerzas de rotación de un líquido, operando en circuito cerrado, para producir energía mecánica útil. Los fenómenos de convección natural son seguramente los menos estudiados y menos comprendidos en la transmisión de calor y en la mecánica de los fluidos en general. La aplicación de los conocimientos disponibles de convección libre ha sido insuficiente para producir un aparato que permita convertir una fracción importante de la energía térmica del circuito en energía cinética del fluido. Es imprescindible entender mejor los fenómenos asociados a la convección libre en circuitos cerrados antes de intentar mejorar la producción de potencia del motor termosifónico.

De las conclusiones generales de este estudio se recomienda replantear la investigación en este tema, revisando profundamente los principios físicos relevantes para la operación del motor termosifónico. Se recomienda abandonar provisionalmente el estudio en modelos físicos del termosifón para investigar en detalle los mecanismos del transporte molecular por convección natural en circuito cerrado, las características de los flujos de masa y su dependencia de las propiedades físicas del fluido de trabajo; la importancia de los gradientes radiales de temperatura que resultan de las pérdidas por conducción en las paredes y su incidencia en el discutido fenómeno de histéresis; los principios de diseño y el desarrollo de turbinas axiales para operar con altos flujos de masa y pequeñas caídas de presión, la importancia de los parámetros geomé

tricos del termosifón en la naturaleza de flujo; y, finalmente, las alternativas disponibles para reusar el calor rechazado en el enfriador y su factibilidad.