

CALENTAMIENTO SOLAR DE AGUA CON AIRE COMO FLUIDO DE INTERCAMBIO

A.A. Iriarte, A.G. Varela
Universidad Nacional de Catamarca

I. De Paul, L. Saravia*
Universidad Nacional de Salta.

RESUMEN

El calentamiento solar de agua para uso sanitario en viviendas ubicadas en regiones de altura presenta el problema de congelamiento del agua en el colector durante las noches de invierno, con la consiguiente rotura del mismo. Existen varios métodos para resolver el problema. En este trabajo se discute la posibilidad de utilizar el aire como fluido caloportador intermedio entre un colector de aire y los tanques de almacenamiento. Como una primera etapa de evaluación de estos sistemas se plantea la modelización numérica en computadora de uno en que el aire se mueve por convección forzada en un circuito cerrado entre el colector y un intercambiador de aire-agua / conectados a los tanques de acumulación. Se analizan distintas hipótesis de estratificación en los tanques obteniéndose resultados para la evolución del sistema a lo largo de varios días en situaciones reales de consumo.

SOLAR HEATING OF WATER WITH AIR AS EXCHANGE FLUID

ABSTRACT

The solar heating of water for use in dwellings placed at high altitudes suffers from water freezing during the winter nights. There exist several methods to solve the problem. In this work the use of air as an intermediate fluid between an air collector and the water storage is studied as a possibility as a first stage, the numerical analysis of a model consisting of a collector and a tank with an air - water heat exchanger is performed on a computer. Different models are considered for the thermal stratification in the tank. The results of the evaluation are given for several days under realistic conditions of water consumption.

* Investigador de la Comisión Nacional de Investigaciones Espaciales

1.- Introducción

En las regiones frías, el calentador solar de agua, sufre problemas de congelamiento del agua en las placas absorbentes, lo que produce su rotura. Este efecto resulta ser particularmente grave en las zonas andinas, / como por ejemplo, la Puna del Noroeste, donde las temperaturas nocturnas de / invierno llegan a -30°C , y las superficies expuestas bajan su temperatura aún más por radiación hacia el cielo, debido a la sequedad del ambiente.

Este trabajo forma parte de un estudio sistemático destinado a evaluar las posibles soluciones técnicas del problema. Las principales opciones son, a saber:

- a) Vaciamiento del sistema durante la noche, ya sea en forma manual o automática.
- b) Utilización de fluidos intermedios e intercambiadores de / calor, distinguiéndose las posibles alternativas.
 - b₁) Aire como fluido intermedio e intercambiadores de aleta.
 - b₂) Líquidos no congelables como fluido intermedio e intercam / biadores tradicionales líquido-líquido.
 - b₃) Unidad caloportadora líquido-intercambiador, del tipo / "heat Pipe" o similar.

Como parte de este estudio se ha comenzado con la evaluación de los sistemas b₁, presentándose a continuación una simulación numérica destinada a optimizar los distintos parámetros de diseño del sistema para su / construcción posterior.

2.- Descripción general del sistema

El sistema está formado por un colector calentador de aire y tanques de almacenamiento de agua aleteados, circulando el aire entre uno y otro en forma forzada.

Se ha elegido la circulación forzada para el estudio inicial, al que se extenderá a posteriori al caso de circulación por convección natural.

El colector está compuesto por dos placas paralelas que forman un ducto de tipo rectangular, con una superficie absorbente corrugada y otra lisa (Fig. 1). Por su parte superior tiene un vidrio y por su parte inferior está aislado con lana de vidrio que lo separa del sistema acumulador e /

intercambiador. Ambos sistemas, colector, acumulador, están unidos por dos ductos de manera que el aire circula por un circuito cerrado (Fig. 2).

El sistema acumulador e intercambiador está formado por tanques dispuestos según configuración que se indica en la figura (3), aleteados en la dirección del flujo de aire, aislados por su parte superior e inferior. El aire circula por el colector y luego pasa por el acumulador donde transfiere parte de su energía, recirculando por el colector.

El diseño de colector-acumulador es modelizado en función de parámetros geográficos, geométricos, de funcionamiento y de construcción, que son variados para diferentes situaciones a los efectos de determinar los valores óptimos de diseño para su construcción.

3.- Análisis del sistema de colección

A efectos del modelo se supone que el colector funciona en forma cuasiestática, no teniéndose en cuenta efectos de calentamiento de masa, lo cual es bastante razonable para un colector de aire.

Las pérdidas por la base del colector, durante el período diurno de funcionamiento son muy pequeñas dado que el perfil de temperaturas es muy similar en ambos lados, en consecuencia no se lo considera en el balance de energía. Por otra parte el calor es recuperado por el aire que recircula, no siendo una pérdida en el balance general.

El coeficiente de transferencia de la placa absorbente corrugada es $h'_c = h_c / \sin \psi / 2$ donde h_c es el coeficiente de transferencia de una placa plana lisa.

El balance sobre cada componente del sistema en la dirección del flujo (Fig.4) se detalla a continuación, indicándose en la Tabla I el significado de las distintas variables y constantes.

Balance sobre la placa

$$Sf = U_t (T_p - T_a) + \frac{h_c}{\sin \psi / 2} (T_p - T_f) + h_r (T_p - T_b) \quad (1)$$

Balance sobre el fluido

$$\left(\frac{\dot{m}_{cp}}{B} \right) \frac{dT_f}{dx} = \frac{h_c}{\sin \psi / 2} + h_c (T_b - T_f) \quad (2)$$

Balance sobre la placa base

FIGURA N^o 1

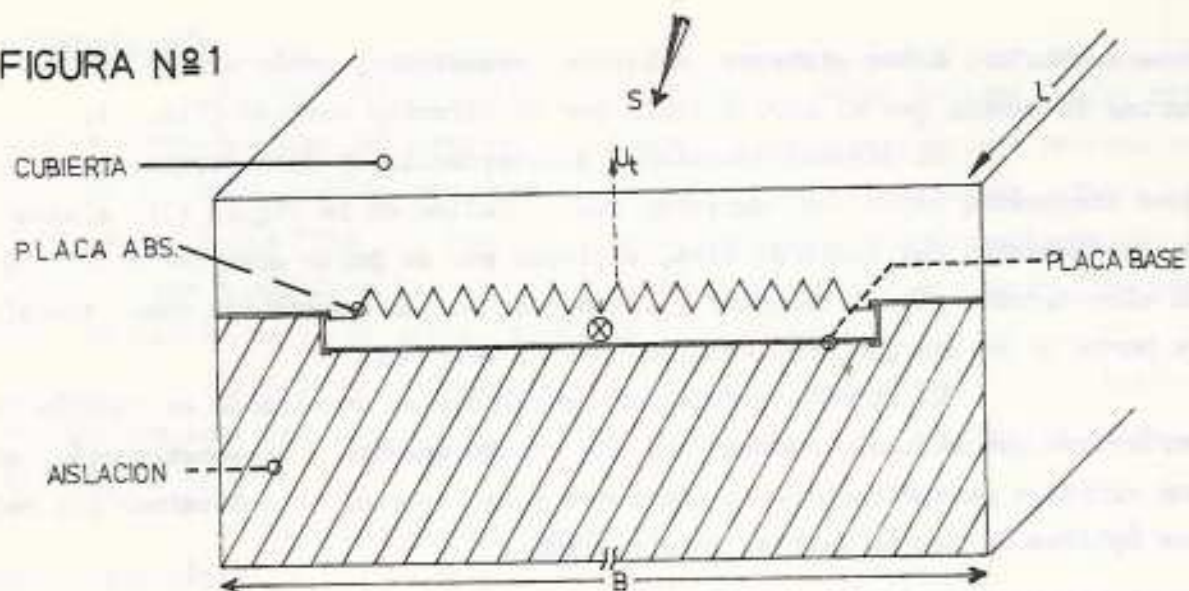


FIGURA N^o 2

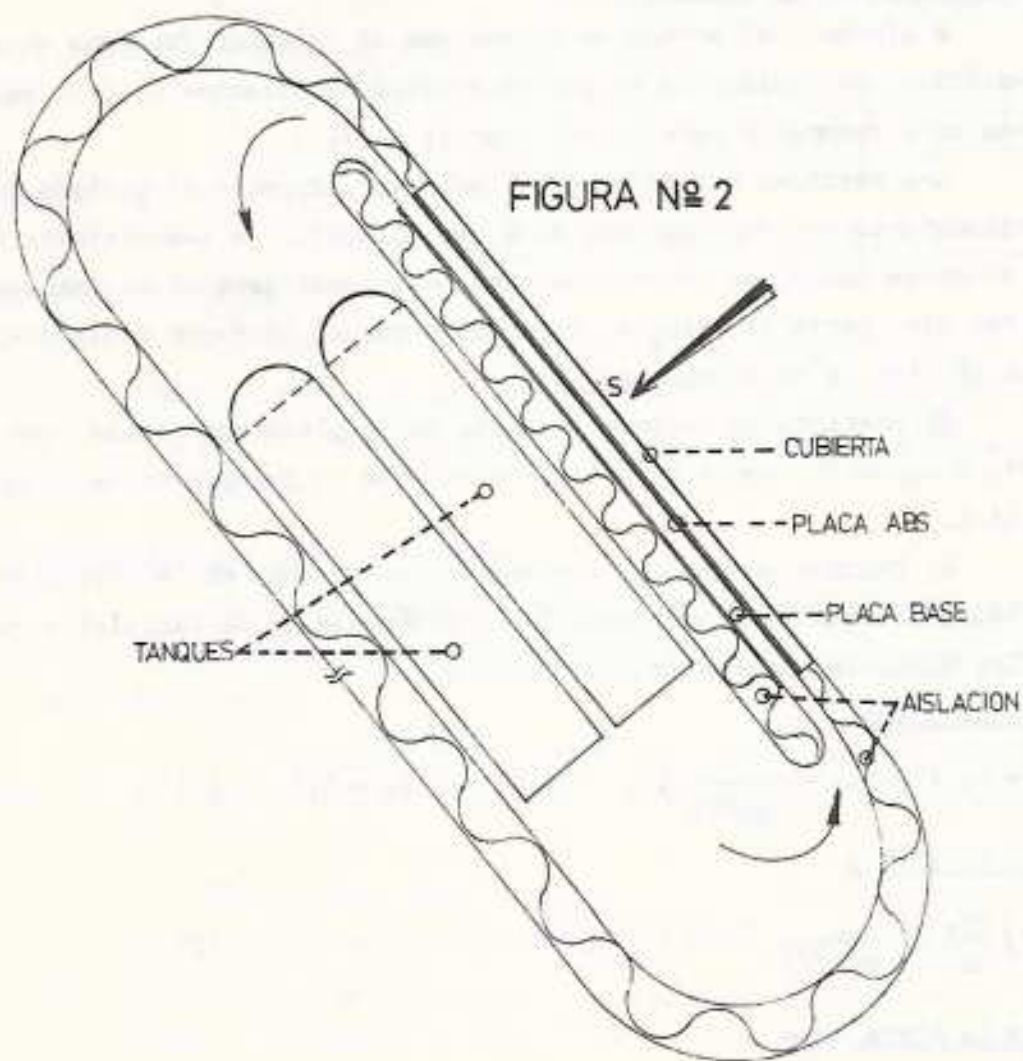


FIGURA Nº 3

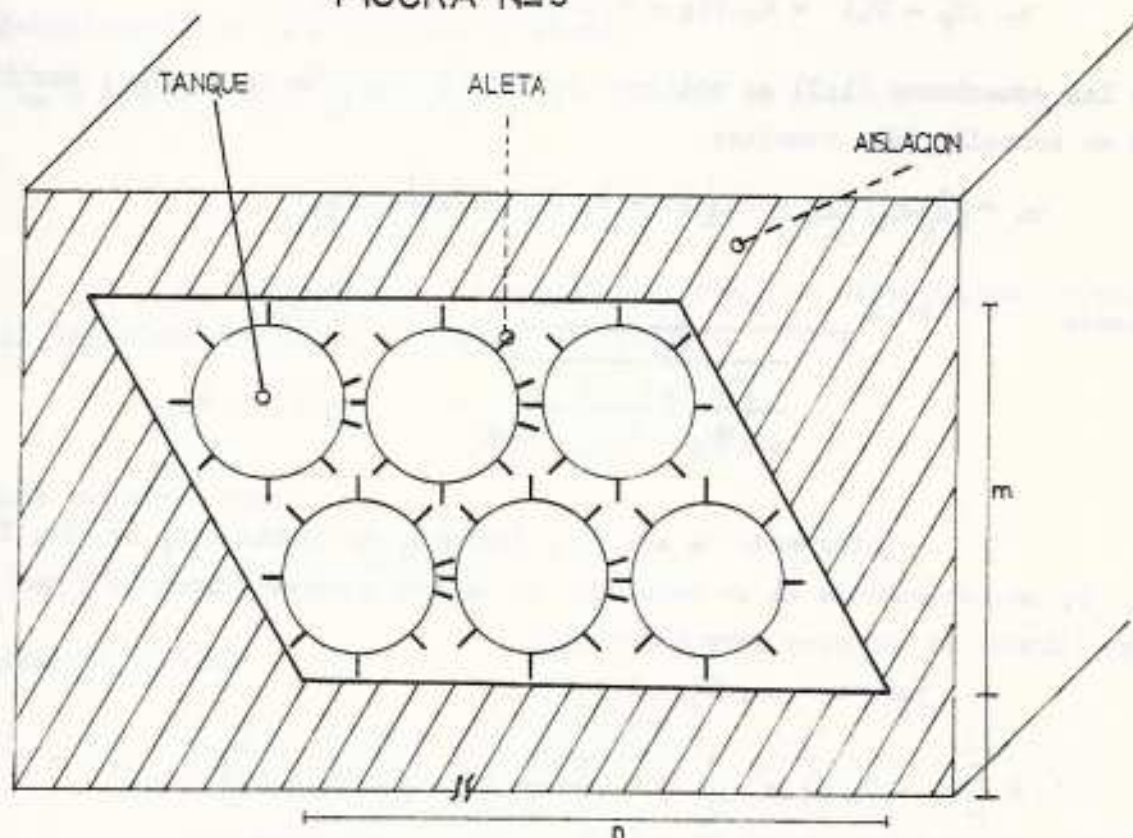
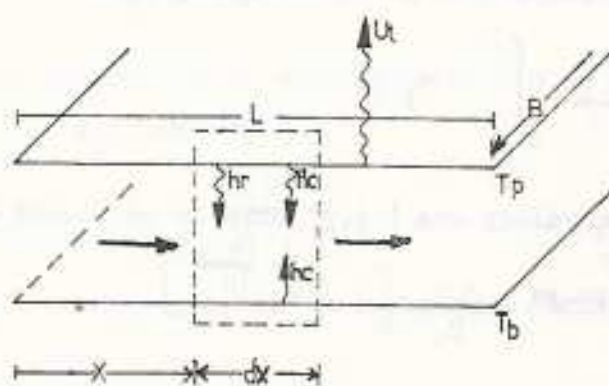


FIGURA Nº 4



$$h_r (T_p - T_b) = h_c (T_b - T_f) \quad (3)$$

De las ecuaciones (1;3) se obtienen T_p y T_b en función de T_f , T_a ; sustituyendo en ecuación (2), resulta:

$$q_u = \left(\frac{\dot{m} c_p}{B} \right) \frac{dT_f}{dx} = F' [S_f - U_t (T_f - T_a)] \quad (4)$$

siendo

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{1}{U_t \left(\frac{h_c}{\sin \psi/2} + \frac{1}{1/h_c + 1/h_r} \right)}} \quad (5)$$

Integrando la ecs (4), teniendo en cuenta que, S_f , U_t , T_a , \dot{m} , c_p , B , son constantes si se considera un estado cuasiestacionario y que las condiciones de contorno apropiadas son:

$$\text{para } x = 0; T_f = T_{fi}$$

$$T_f = [T_{fi} - S_f/U_t - T_a] e^{-\frac{BF'}{\dot{m} c_p} x} + [S_f/U_t + T_a] \quad (6)$$

Para nuestro análisis es conveniente conocer el valor medio de temperatura del fluido, así como el valor medio de la temperatura de placa y de base, a los efectos de usar un proceso iterativo para la determinación de U_t .

En consecuencia, si consideramos que

$$\bar{T}_f = \frac{1}{L} \int_0^L T_f dx$$

reemplazando T_f por su valor, ecs (6), y teniendo en cuenta que

$$F_R = F' P'' = \frac{G_p C_p}{U_t} \left[1 - e^{-\frac{U_t F'}{G_p}} \right] \quad (7)$$

integrando

$$\bar{T}_f = \left[S_f/U_t + T_a \right] \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) + \frac{F_R}{F'} T_{fi} \quad (8)$$

Por otro lado, si se tiene en cuenta la ecuación sugerida por Hottel-Whiller-Bliss para un colector plano:

$$q_u = F_R \left[S_f - U_t (T_{fi} - T_a) \right] \quad (9) \text{ se obtiene}$$

$$\bar{T}_f = T_{fi} + \frac{q_u}{U_t F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (10)$$

Si se supone que la energía colectada se debe fundamentalmente a la transferencia entre la placa y el fluido:

$$q_u = h'_c (\bar{T}_p - \bar{T}_f) = \frac{h_c}{\text{sen } \psi/2} (\bar{T}_p - \bar{T}_f)$$

de donde se deduce que

$$\bar{T}_f = \bar{T}_p - \frac{q_u \text{ Sen } \psi/2}{h_c}$$

reemplazando en (10)

$$\bar{T}_p = T_{fi} + F_R \left[S_f - U_t (T_{fi} - T_a) \right] \left[\frac{\text{Sen } \psi/2}{h_c} + \frac{1}{U_t F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \right] \quad (11)$$

La temperatura promedio de base \bar{T}_b se calcula usando el balance de la placa base, para temperaturas promedio, es decir:

$$h_c (\bar{T}_f - \bar{T}_b) = h_r (\bar{T}_b - \bar{T}_p) \quad (12)$$

$$\bar{T}_b = \frac{h_c \bar{T}_f + h_r \bar{T}_p}{h_c + h_r} \quad (13)$$

La temperatura de salida del fluido se obtiene, considerando que $T_f = T_{fs}$ pasa $x = L$ en la ecs (6).

$$T_{fs} = (T_a + S_f/U_t) + e^{-\frac{U_t F'}{G_p C_p}} \left[T_{fi} - S_f/U_t - T_a \right] \quad (14)$$

En consecuencia, la eficiencia o rendimiento del colector será:

$$\eta = \frac{q_u}{S} = \frac{F_R \left[S_f - U_t (T_{fi} - T_a) \right]}{S} \quad (15)$$

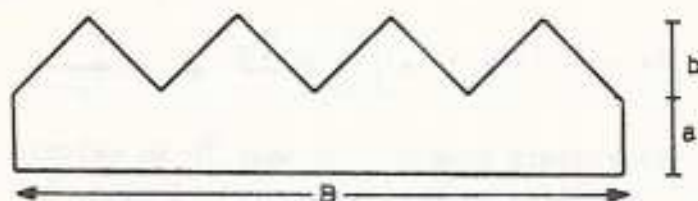
Para el cálculo de U_t , h_c , h_r , se usa las siguientes ecuaciones:

$$U_t = \left[\frac{N}{\left[\frac{3/4}{T_p} \right] (T_p - T_a)^{0,31} + \frac{1}{hw}} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_a) (T_p^2 + T_a^2)}{\left[E_p + 0,0425N(1-E_p) \right]^{-1} + \frac{2N + f' - 1}{E_g}} \quad (16)$$

donde $f' = (1 - 0,04 hw + 5 \cdot 10^{-4} h^2 w) (1 + 0,058N)$
 $hw = 5,7 + 3,8 v$

$$hr = \frac{\sigma (T_p^2 + T_b^2) (T_p + T_b)}{1/E_p + 1/E_b - 1} \quad (17) \quad hc = 3,23499 \frac{G^{0,8}}{D_H^{0,2}} \quad (18)$$

FIGURA N° 5



De acuerdo con la Fig. (5) $D_H = \frac{4 (a + b/2) B}{B (1 + 1/\sin \psi/2) + 2a} \quad (19)$

4.- Análisis del acumulador

El principal problema que se presenta en la modelización del acumulador de agua es el tratamiento de la estratificación en los tanques. Se ha optado por considerar dos casos extremos que se analizarán en una primera etapa, para determinar el rango posible de resultados.

En el primer caso se supone que la estratificación es perfecta, no produciéndose movimiento convectivo en el agua. En estas condiciones / el sistema de acumulación se comportará en la misma forma que un lecho de piedra; una masa de captación sólida entre la que circula aire intercambiando calor. Las ecuaciones que definen el comportamiento son las mismas, habiéndose adoptado la solución aproximada, en las que se suponen que la temperatura de sólido y fluido son las mismas. Esta aproximación está del lado optimista, ad-

mitiéndose con el fin ya expresado, de analizar el rango de posibles resultados. El perfil de temperatura a lo largo del acumulador en un instante dado se da por puntos, eligiéndose una división pequeña para minimizar el error.

Realizando el balance térmico para el sistema se obtiene la siguiente ecuación, donde las diferentes variables y constantes se explicitan en Tabla II:

$$\frac{\partial T}{\partial t}(x_2, t) = -\alpha \frac{\partial T}{\partial x}(x_2, t) - \beta [T(x_2, t) - T_a] \quad (20)$$

siendo $\alpha = \frac{G A_c C_p}{C_{p_w} f_w N S_r} \quad (21) \quad \beta = \frac{K (2\pi r_n)}{C_{p_w} f_w N S_r e} \quad (22)$

las condiciones de contorno son:

$$\begin{aligned} t = 0 & \quad T(x_2, 0) = T_{i,0}(x) \\ x = 0 & \quad T(0, t) = T_o(t) \end{aligned}$$

Aplicando el método de diferencias finitas en la variable espacial x , tenemos:

$$\frac{d T_i(t)}{dt} = -C_1 T_i(t) + C_2$$

donde i indica la posición a lo largo del eje x ($x=i\Delta x$), y

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{\alpha}{\Delta x} + \beta \\ C_2 &= \frac{\alpha}{\Delta x} T_{i-1} + \beta T_a \end{aligned}$$

La solución analítica de esta ecuación es:

$$T_i(t) = Z_2 T_{i-1}(t) (1 - e^{-z_1 t}) + T_{i,0} e^{-z_1 t} + Z_3 (1 - e^{-z_1 t}) \quad (23)$$

donde

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{\alpha + \beta \Delta x}{\Delta x} \\ Z_2 &= \frac{\alpha}{\alpha + \beta \Delta x} \\ Z_3 &= \frac{\beta \Delta x T_a}{\alpha + \beta \Delta x} \end{aligned}$$

En ecs (23) la temperatura del acumulador, en cada posición e instante, depende de la temperatura en la posición anterior $T_{i-1}(t)$ y del perfil inicial de temperatura, $T_{i,0}$.

A partir de un perfil inicial de una temperatura de entrada /

del aire, constante, $T_o(t)=T_o$, se calcula el nuevo perfil de temperatura al cabo de un tiempo t (igual a 6 min.), empleando la ecuación (23).

Este nuevo perfil se usa en el cálculo de las temperaturas correspondientes a los 6 min. siguientes y así sucesivamente.

La temperatura T_o se toma igual a la temperatura del aire a la salida del colector, corregida debido a las pérdidas en el codo superior mediante la siguiente ecuación:

$$T_o = (T_{fs} - T_a) e^{-\frac{K n \bar{m}}{G(a+b/2) cpe}} + T_a \quad (24)$$

El tratamiento de las pérdidas del acumulador al ambiente exterior nos lleva a considerar dos situaciones diferentes: 1°) Durante el día, cuando el colector está funcionando y por lo tanto a mayor temperatura que el acumulador, se supone que las pérdidas se producen por la parte inferior y / los costados del recipiente que contienen los tanques: 2°) Durante la noche, cuando el colector no funciona, las pérdidas se producen tanto por la parte inferior y costados, como por la parte superior, a través del colector.

El primer caso está contemplado en la ecuación (20) donde hay un intercambio térmico entre el agua, el aire que fluye a través del acumulador, y el exterior.

En el segundo caso tenemos una situación estática, donde el intercambio se produce entre el agua y el aire encerrados en el acumulador / por una parte y el exterior por otra. Por esto, al cabo de un tiempo Δt , el perfil de temperaturas se modifica, según la siguiente relación:

$$T'(x) = T(x) - \gamma \Delta t [T(x) - T_a]$$

donde

$$\gamma = \frac{K e \bar{n} + KP}{C_{pV} \rho_V NS_T e}$$

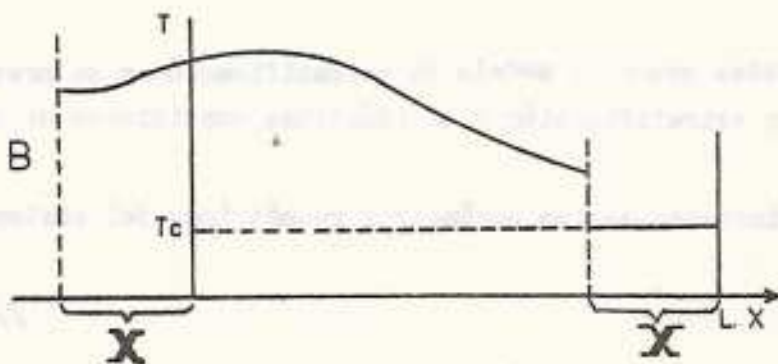
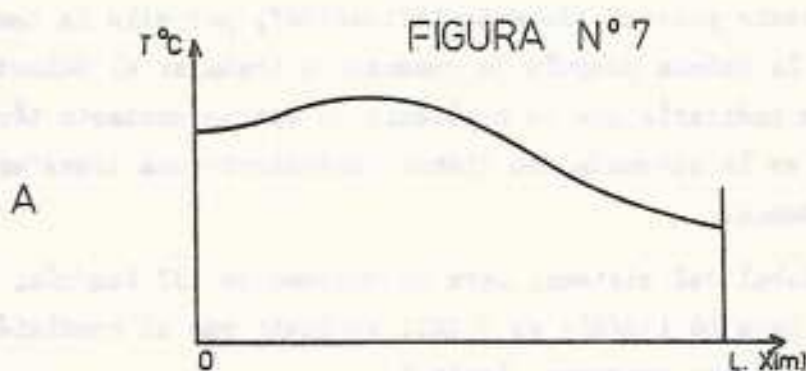
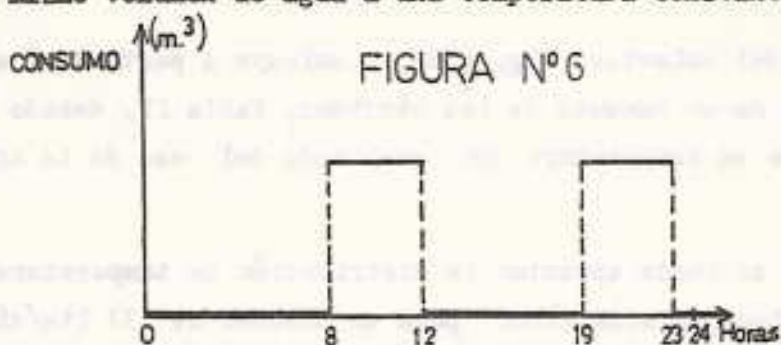
5.- Política de Consumo

En el estudio de este sistema es necesario tener en cuenta el consumo de agua caliente durante el día, lo cual modifica el perfil de temperaturas dentro de los tanques. La política de consumo adoptada supone que durante el día se consume una cantidad de agua igual al volumen almacenado por los tanques. En primer instancia este consumo está dividido en dos partes entre las 8 hs de la mañana y el mediodía, y entre las 19hs y las 23 hs durante la noche, de manera tal que el consumo horario es constante en cada etapa. /

(Fig.6).

Evidentemente esto es sólo una primera aproximación ya que el consumo real depende de diversos factores, en particular, de los hábitos de los usuarios. Se espera analizar en el futuro al rendimiento del sistema en función del consumo.

En el modelo en estudio, y también dentro de la hipótesis de estratificación perfecta, se supone que al producirse el consumo de un dado volumen de agua, el perfil de temperaturas se desplaza una cantidad X proporcional al volumen consumido, mientras que por la parte inferior de los tanques entra el mismo volumen de agua a una temperatura constante (Fig.7).



6.- Resultados

Los datos de funcionamiento que se usaron en la simulación numérica, / cuyo diagrama de flujo se muestra en la fig. (8), se detallan en la tabla III.-

En la fig. (9) se observa la variación de la temperatura de salida del colector, así como la temperatura del agua de consumo y la radiación incidente en función del tiempo, para un gasto por unidad de sección transversal $G = 6 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg.}$ y para dos consumos diferentes de 132 y 66 litros diarios.

La eficiencia del colector, fig. (10), disminuye a partir del medio día como consecuencia de un aumento de las pérdidas, Tabla IV, debido a que / el acumulador sube su temperatura como resultado del cese de la extracción de agua.

En la fig.(11) se puede apreciar la distribución de temperatura a lo / largo de la longitud del acumulador para un consumo de 132 lts/día, observándose que durante el día se produce la igualación de temperatura en el acumulador, es decir provoca "desestratificación", por ello la temperatura del agua en la mañana después de comenzar a trabajar el colector es baja, lo que nos indicaría que la hipótesis de óptimo contacto térmico entre agua-aire no es la adecuada, no siendo conveniente una transferencia térmica demasiado buena.

La eficiencia global del sistema, para un consumo de 132 lts/día, es 0,335 mientras que para 66 lts/día es 0,201, es decir que el rendimiento global mejora para mayores consumos. Tabla V.

7.- Trabajo Futuro

Se realizarán ajustes sobre el modelo de estratificación y se prevee / simular un modelo sin estratificación y en idénticas condiciones de consumo.

Se realizarán variaciones de los parámetros geométricos del sistema.

///

///

Agradecimiento

Se agradece la valiosa colaboración del Grupo de Energía Solar de la Universidad Nacional de Salta, así como el apoyo prestado por Secretaría de Ciencia y Tecnología, Programa de Energía no Convencional, Departamento de Ciencias Agrarias, Centro de Zonas Áridas y Semiáridas y Secretaría de Investigación de la Universidad Nacional de Catamarca, para la realización del presente trabajo.-

TABLA I

Nomenclatura

- S: Radiación solar por unidad de área del colector (w/m^2).
- f: Producto absorbanca- Transmittancia efectiva.
- U_t : Energía perdida por unidad de área del colector ($w/m^2 \text{ } ^\circ C$)
- $h'c$: Coeficiente de transferencia, superficie corrugada al fluido ($w/m^2 \text{ } ^\circ C$).
- hc : Coeficiente de transferencia superficie lisa plana al fluido ($w/m^2 \text{ } ^\circ C$).
- hr : Coeficiente de transferencia por radiación entre ambas superficies ($w/m^2 \text{ } ^\circ C$).
- T_p : Temperatura de placa en un elemento dx ($^\circ C$)
- T_f : Temperatura del fluido en un elemento dx ($^\circ C$).
- T_b : Temperatura de placa base en un elemento dx ($^\circ C$).
- q_u : Energía ganada por el fluido por unidad de área y de tiempo (w/m^2)
- F' : Factor de eficiencia del colector
- T_{M1} : Temperatura de entrada del fluido al colector ($^\circ C$)
- T_a : Temperatura ambiente ($^\circ C$)
- B : Ancho del colector (m)
- \dot{m} : Velocidad másica del fluido (Kg/seg).
- T_g : Temperatura media del Fluido ($^\circ C$)
- F_R : Factor de remoción del fluido.
- ψ : Angulo de corrugación
- T_b : Temperatura media de placa inferior, placa base ($^\circ C$)
- T_p : Temperatura media de placa ($^\circ C$)
- L : Longitud del colector (m)
- G_p : Gasto por unidad de área del colector (Kg/ seg. m^2)
- G : Gasto por unidad de sección transversal del colector (Kg/seg. m^2).
- C_p : Calor específico del aire (Kj/ Kg $^\circ C$)
- $T'f$: Temperatura del fluido a la salida del colector ($^\circ C$)
- η : Rendimiento (%)
- b : Altura de las crestas de la superficie corrugada (m)
- σ : Constante de Boltzmann: ($w/ m^2 K^4$).
- N : Número de vidrios del colector.
- h_w : Energía perdida por unidad de área y de tiempo del colector, por la acción del viento.
- v : Velocidad del viento (m/seg).

- E_p : Emitancia de placa.
- E_g : Emitancia del vidrio.
- E_b : Emitancia de placa base.
- D_H : Diámetro hidráulico (m).
- ϕ : Latitud del Lugar.
- λ : Longitud del Lugar.
- λ_r : Longitud de referencia.
- ρ_r : Reflectancia del suelo.
- S_H : Radiación sobre superficie horizontal (w/m^2).
- θ : Angulo de inclinación del Colector.
- R_C : Cota de Radiación w/m^2
- C_o : Consumo diario (lts).
- E_C : Energía Consumida por día (Kjom/día)
- E_S : Energía solar suministrada por día (Kjoule/día)
- η_g : Rendimiento global del sistema.

TABLA II

Nomenclatura

- $T(x, t)$: Temperatura del acumulador en la posición x , instante t . (°C).
 $T_{1,0}$: Perfil inicial de temperatura en el acumulador (°C).
 T_0 : Temperatura del aire a la entrada del acumulador (°C).
 Δx : Paso en el espacio (m).
 A_C : Sección transversal del colector (m).
 C_w : Calor específico del agua (Kj/Kg °C).
 ρ_w : Densidad del agua (Kg/m³).
 K : N° de tanques en el acumulador.
 S_T : Sección transversal de cada tanque (m).
 γ : Conductividad térmica del aislante (w/m °C).
 m : Espesor del acumulador (m).
 m : Ancho del acumulador (m).
 e : Espesor del aislante (m).
 \bar{n} : Media aritmética entre el ancho del colector y del acumulador (m).
 P : Perímetro de la parte inferior del acumulador (m).
 \bar{m} : Media aritmética entre el espesor del colector y del acumulador.

$$K = \frac{1}{\left(\frac{e}{k} + \frac{1}{U_t}\right)}$$

TABLA III
DATOS DE FUNCIONAMIENTO

ϕ	χ	χ_R	β_R	S	θ	R
28,466	65783	45	0,2	30×10^6	38	200
B	L	b	a	ψ	λ	G
1	2	0,01	0,01	60	0,8	6

TABLA IV
PARAMETROS DEL COLECTOR

CONSUMO: 132 lbs/día al 3^{er} día de funcionamiento
G = 6 Kg/m² seg. $h_c = 29,7$ W/m² °C

hor	T_a	S	h_r	F'	F_R	T_p	T_b	O_T	T_{fs}	η
7:00	46	294,7	5,640	0,915	0,862	29,45	28,19	5945	2891	0,301
*8	50	375,4	5,915	0,913	0,858	34,48	32,79	6,128	33,77	0,321
12	13,0	810,5	6,355	0,908	0,853	44,79	37,89	6,426	41,44	0,558
12 ³	13,45	826,6	6,50	0,908	0,851	46,58	40,37	6,50	43,88	0,544
18	20	306,6	7,61	0,903	0,843	60,33	60,84	6,96	60,59	0,118

CONSUMO: 66 Lts/día al 3^{er} día de funcionamiento
G = 6 Kg/m² seg. $h_c = 29,7$ W/m² °C

7:50	4,6	294,7	7,542	0,905	0,845	58,21	60,80	6,857	59,37	0,87
*10	10,4	654,6	6,576	0,908	0,851	46,31	43,01	6,50	44,87	0,407
12	13,0	810,5	6,554	0,908	0,851	47,08	41,51	6,52	44,65	0,519
18	20	306,6	7,913	0,902	0,841	64,88	64,87	7,10	64,90	0,005

*Comienza consumo.

TABLA V
PARAMETROS DEL SISTEMA

G = 6 Kg/m² día

C_0	E_c	E_s	η_s
189	18508	50785	0,365
132	17038	50785	0,335
66	10195	50785	0,201

FIGURA N°8

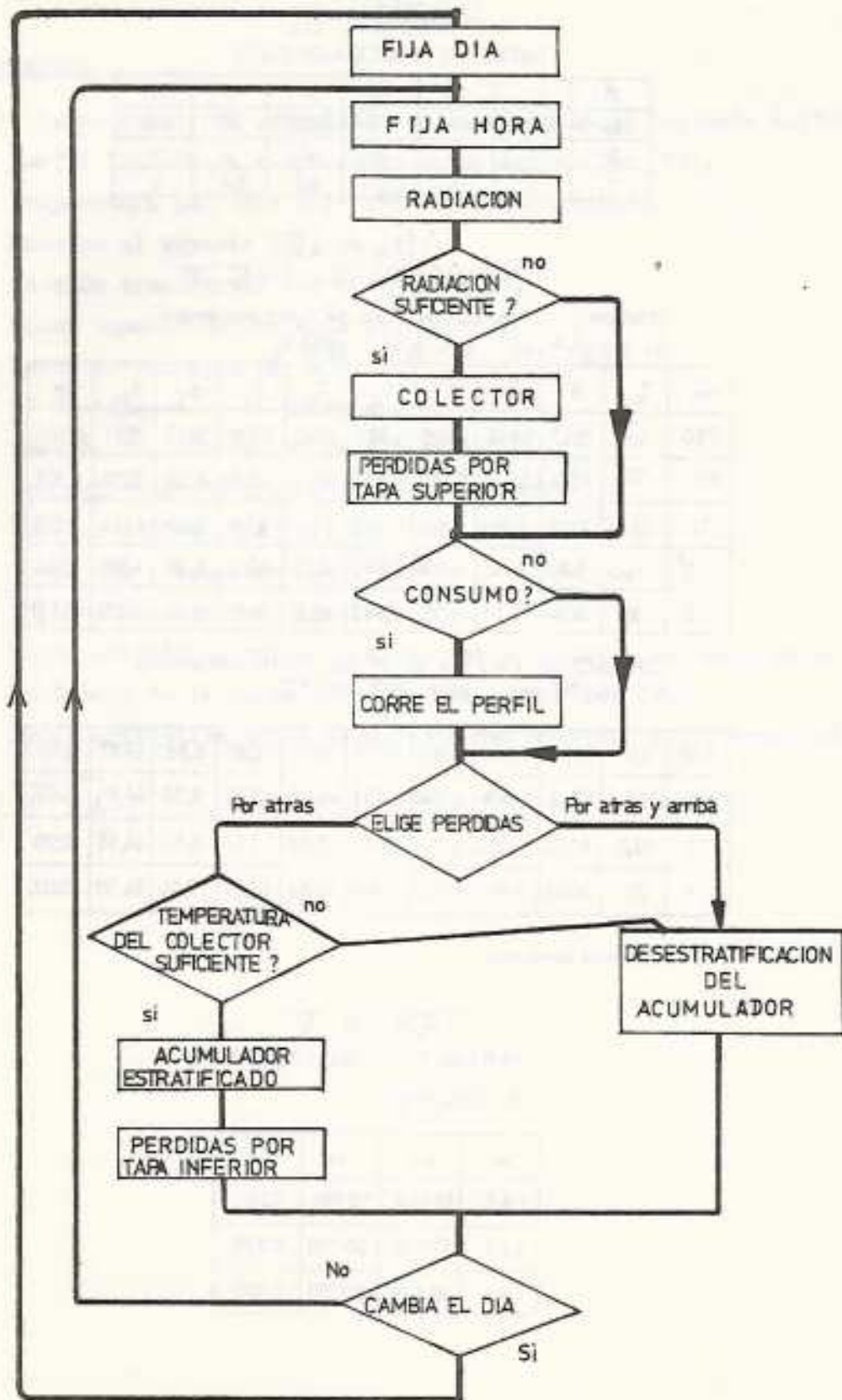


FIGURA N°9

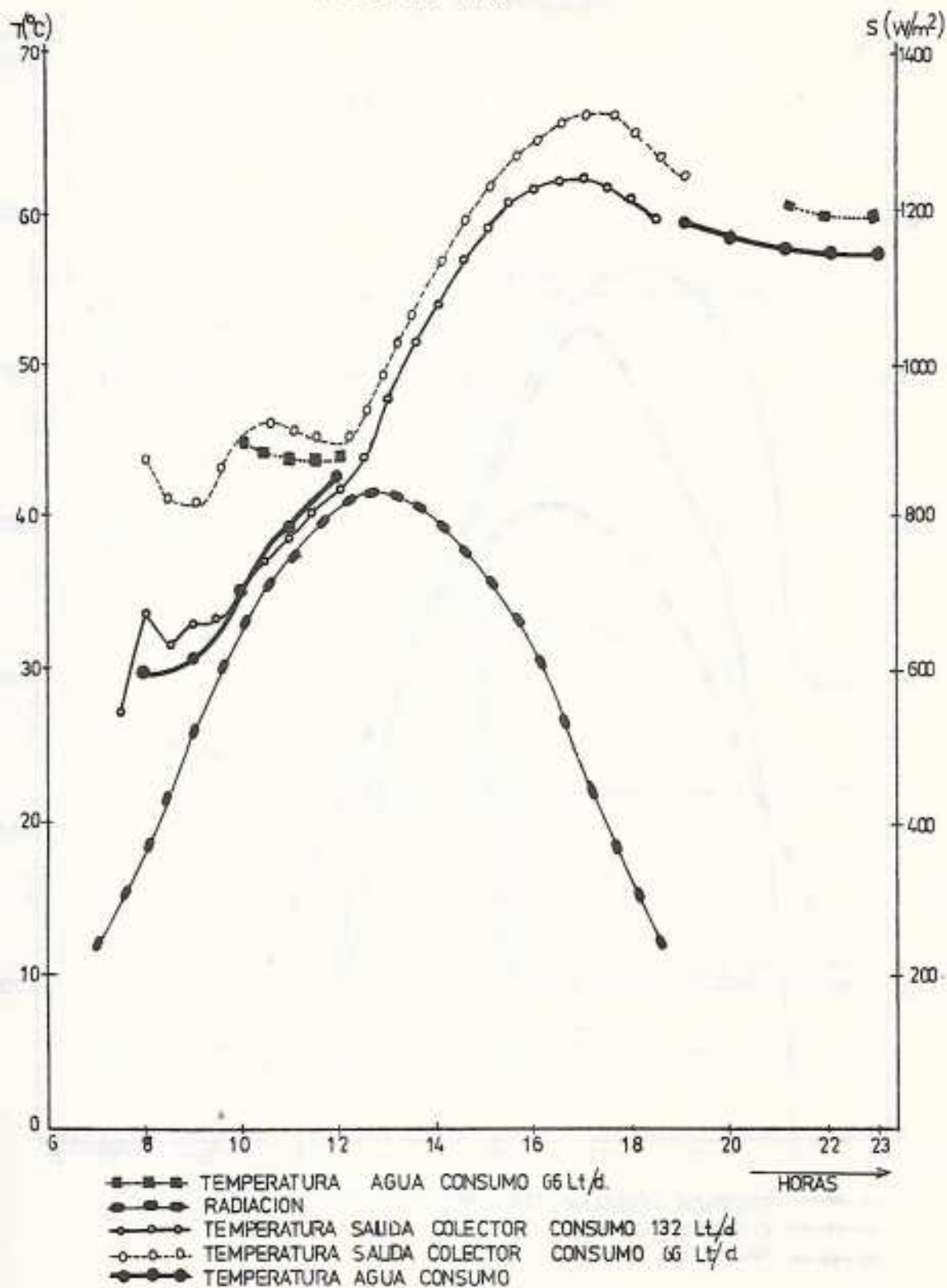


FIGURA Nº 10

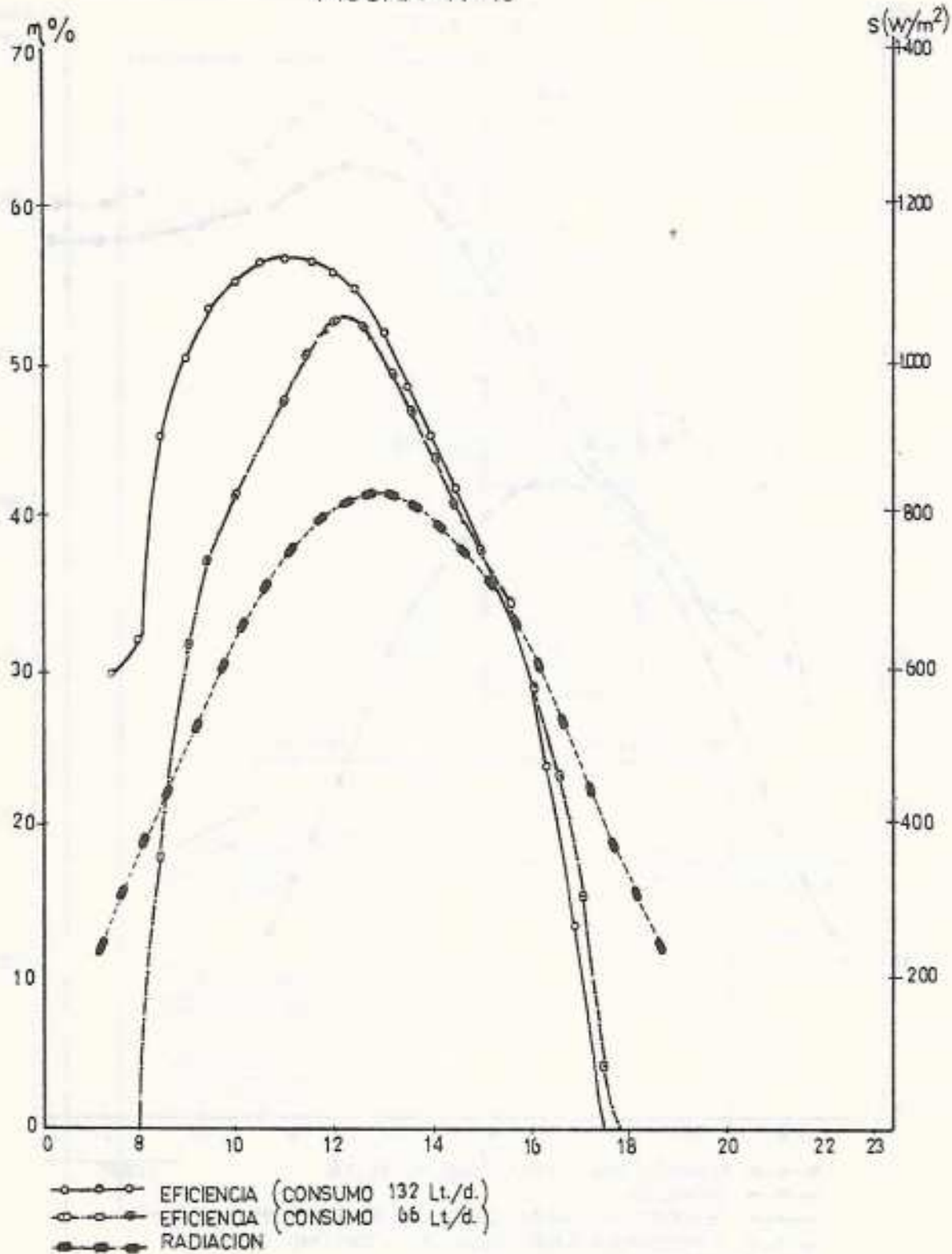
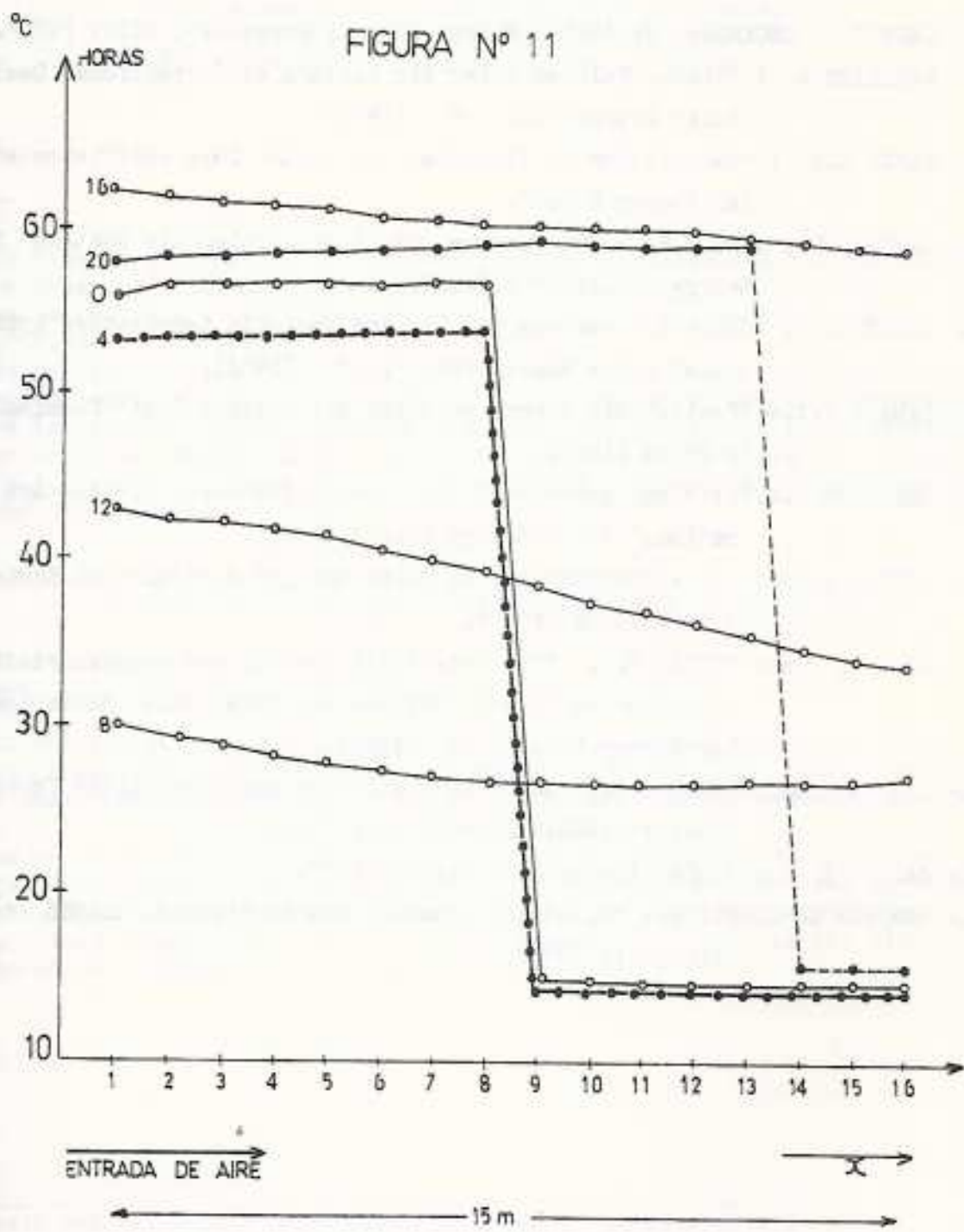


FIGURA N° 11



BIBLIOGRAFIA

- 1.- DUFFIE J. BECKMANN. W: "Solar Energy Thermal Processes, Wiley 1974".
- 2.- WHILLIER A. : "Black- Painted Solar Air Heaters of Conventional Design" Solar Energy Vol.8 n° 1 (1975)
- 3.- KLEIN S.A. : "Calculation of flat-plate collector loss coefficients" Solar Energy Vol.17.
- 4.- GUPTA C.L.; GARG H.P. : "Performance Studies on Solar Air Heaters" Solar Energy Vol.11 n° 1 (1967).
- 5.- CLOSE D.J.: "Solar Air Heaters for Low and Moderate temperature Applications" Solar Energy Vol. 7, n° 3 (1963).
- 6.- LAWAND T.A.: "Preliminary Report on Solar Air Heaters Test" Technical note N° T3 (1963).
- 7.- CHARTERS W.W.S.: "Some aspects of flow design for solar air heaters applications" Solar Energy Vol.13 (1971).
- 8.- BUELOW F; BOYD J. : "Heating Air by solar Energy" Agricultural Engineering Vol. 38 (1957).
- 9.- LIU, B. Y and JORDAN R.C.: "The Interrelationships and characteristic Distribution of Direct, Diffuse and Total Solar Radiation" Solar Energy Vol. 4. n°3 (1960).
- 10.- LIU B. Y and JORDAN R.C.: "Daily Insolation on surfaces Tilted Towards Equator" ASHRAE Journal oct. 1961.
- 11.- SAYIGH E. A.: "Solar Energy Engineering" 1977.
- 12.- SARAVIA L. ALANIS E.: "Diseño de acumuladores de Piedra". ASADES 2° Reunión julio 1976.