

INTERCAMBIADORES DE CALOR CON SUPERFICIE  
PLASTICA PARA SECADO SOLAR "

A.A. IRIARTE, S.B. DE BIAGI  
E.S. DE BUENADER y R.H. MORENO

GRUPO DE ENERGIA SOLAR  
FACULTAD DE CIENCIAS AGRARIAS - C.C.189-  
UNIVERSIDAD NACIONAL DE CATAMARCA

L. SARAVIA

INSTITUTO DE INVESTIGACIONES DE ENERGIA  
NO CONVENCIONAL (INENCO)  
UNSA - CONICET - BS.AS. 177 - 4400-SALTA

RESUMEN:

El empleo de pozas solares u otros grandes sistemas de colección-acumulación que usan agua como fluido calor-transportador, para secado de productos industriales o agrícolas, así como el acondicionamiento ambiental, promueve la necesidad de desarrollar intercambiadores de calor resistentes a la corrosión, de fácil mantenimiento y operación y de bajo costo, sobre todo cuando se procesan materias primas poco valiosas, en cuyo caso la inversión inicial no puede ser elevada.

En una presentación anterior (1) se plantearon las dificultades inherentes a este tipo de dispositivo, haciendo hincapié en la necesidad de mejorar su diseño, aumentar su rendimiento y simplificar su manejo, reduciendo al mismo tiempo su costo.

El presente trabajo describe el diseño y funcionamiento de un intercambiador agua-aire de superficie de polietileno de 2,70 m<sup>2</sup> de área de transferencia y de bajo espesor, cuyas características sobresalientes son el reducido costo de fabricación y su inalterabilidad. Se analizan, además, los resultados obtenidos en las pruebas realizadas y las perspectivas para su uso masivo.

1.- Unidad de Intercambio de Calor.

Esta unidad está constituida por un sobre rectangular de 0,80m de ancho por 1,70m de largo, fabricado con dos láminas de polietileno transparente de 100 micrones de espesor cada una.

Cerrado en ambos costados, cuenta con los orificios de entrada y salida de agua en la parte superior e inferior, respectivamente. El orificio de entrada conecta a una cámara de distribución de 0,08m por 0,80m ubicada

a lo ancho del sobre.

La base de esta cámara es una rendija de abertura variable formada por dos perfiles "U" exteriores, que pueden acercarse o alejarse mediante un dispositivo adecuado, ya que se encuentran enfrentados por sus bases.

Los costados del sobre cuentan con tensores horizontales cada 0,40m, cuya regulación a tornillo acompañada de la abertura apropiada de la rendija superior, permite variar a voluntad la separación entre las dos superficies plásticas de intercambio. Esta situación trae aparejada una variación del espesor de la "lámina" de agua así como su velocidad de caída. (Foto 1).

Dos orificios de salida, espaciados 0,60m, derivan el fluido a los recolectores de retorno mediante tuberías desmontables. Fig.(1).

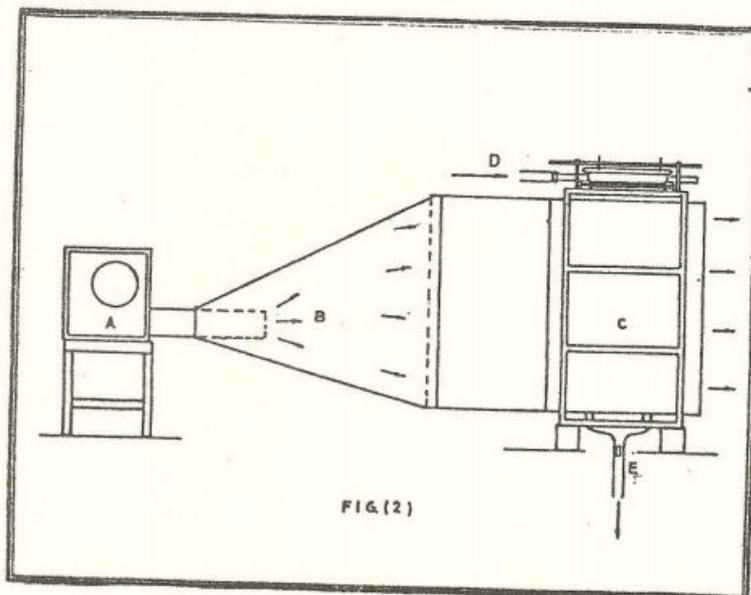
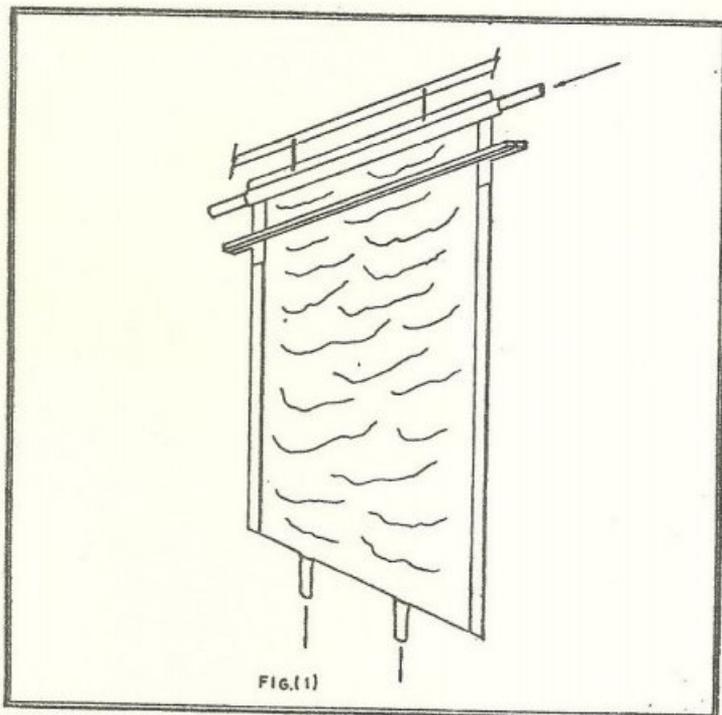
A los efectos de caracterizar el comportamiento de los diferentes diseños, toda la unidad, como un módulo independiente, se instala verticalmente en el interior de un rack (Foto 2) de paredes aislantes móviles realizadas en telgopon y fibra de vidrio reforzada con poliéster, formando una cámara de 2,40m de altura por 1,30 m de ancho y un espesor variable entre 0,03m y 0,60m, por donde circula en flujo cruzado de un solo paso el aire proveniente de los ventiladores de impulsión. Esta cámara posee en el lateral de entrada un enrejado metálico para lograr una distribución de velocidades homogénea en el aire que ingresa. Constituye en sí, un banco de pruebas para intercambiadores de este tipo, pues cuenta con el instrumental apropiado para mediciones de temperatura de entrada y salida, velocidades,

etc. para agua y aire. Permite operar desde uno hasta treinta intercambiadores ubicados paralelamente uno al lado del otro, separados por una distancia de 2,5cm como mínimo.

Setenta termocuplas con registro / automático, flotámetros a cono invertido para flujo de agua, sensor de 7 hilo caliente para flujo de aire pa-

liente para flujo de aire a temperatura ambiente y manómetros para medición de presión de agua y pérdida de carga en el intercambiador, forman parte de los controles.

En la fig. (2) se muestra un esquema completo de toda la instalación, en ella puede observarse el forzador de aire (A), (que es un ventilador cen-



trífugo de 2 HP al que se ha adaptado un dispositivo para variar el caudal de aire impulsado), el pleno de homogeneización (B), el tandem de intercambiadores (C) y la entrada (D) y salida (E) de agua caliente.

### 2.- Funcionamiento.

El agua, o la solución salina que constituye el fluido caliente, ingresa por arriba a la cámara de distribución impulsada por una bomba centrífuga y pasa a través de la rendija inferior, formando una película líquida de espesor variable entre 0,25 y 0,30 mm según el caudal de trabajo, que está determinado por la relación del caudal mínimo de funcionamiento a la potencia consumida en la recirculación.

A continuación cae por gravedad en contacto con las láminas del intercambiador a través de las cuales entrega calor al aire, fluido frío, que circula por el exterior de las mismas. La recolección del agua "degradada", se realiza mediante cañerías que conducen a un depósito para su posterior recuperación y recirculación.

El comportamiento óptimo del intercambiador se consigue luego de regular el espesor de la película líquida en función del calor a transferir, teniendo en cuenta la masa de aire que circula y su velocidad.

La operación de calibración se realiza en caliente a la máxima velocidad de circulación, mínimo espesor de película de agua y a 50°C, que es la temperatura promedio de trabajo en nuestras experiencias.

Se procede primeramente al tensado de los laterales del intercambiador en forma aproximada. Se hace circular agua caliente y, una vez dilatadas las láminas de plástico, se tensan nuevamente hasta que adquieren una plasticidad y rigidez óptima, que asegure la constancia de sus dimensiones. Una vez logrado esto se varía la abertura de la rendija base de la cámara de distribución, hasta que el agua que pasa por la misma forme la película líquida del espesor deseado.

Cuando el sistema se ha regulado a un determinado régimen de funcionamiento, no es necesario durante una operación normal, reajustar valor alguno.

### 3.- Método de cálculo del coeficiente de transferencia.

A fin de describir el comportamiento del intercambiador que se está experimentando, se han realizado diferentes ensayos y procesado los datos obtenidos con los siguientes métodos:

- Efectividad.
- Diferencia media logarítmica.

A los efectos de su caracterización se ha considerado un intercambiador a flujo cruzado, con un fluido frío mezclado (aire) y otro sin mezclar caliente (agua). (2).

El primer problema se plantea en la ecuación de balance de calor:

$$Q = UA \Delta t_m = G c_p \Delta T \text{ (agua)}$$

(Notación ver Tabla I).

El coeficiente global de transferencia de calor  $U$  no se encuentra tabulado y no existen antecedentes para diseños de intercambiadores con superficies de transferencia de plástico. Por lo que fue necesario determinar el coeficiente experimentalmente mediante la instalación de un reticulado de 70 termocuplas y comparar con los resultados que se obtienen con los métodos que se describen sucintamente a continuación.

#### a) Método de efectividad:

En general se puede expresar la efectividad como función de los grupos adimensionales usados para el análisis de transferencia de calor, es decir:

$$E = f(N, C_{min}/C_{max}, \text{ordenamiento de flujo})$$

Partiendo del concepto básico de que la efectividad compara la tasa real del calor transferida al límite termodinámico con la tasa máxima posible de calor transferido, las ecuaciones a considerar son las siguientes:

$$E = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_c (t_{c,e} - t_{c,s})}{C_{min} (t_{c,e} - t_{f,e})}$$

$$E = \frac{C_f (t_{f,s} - t_{f,e})}{C_{min} (t_{c,e} - t_{f,e})} \quad (1)$$

y para nuestro caso particular:

$$E = 1 - e^{-R(C_{max}/C_{min})} \quad (2)$$

donde:

$$R = 1 - e^{-N(C_{min}/C_{max})} \quad (3)$$

donde

$$N = \frac{UA}{C_{min}}$$

Reemplazando en (3) y resolviendo se obtiene:

$$U = - \frac{C_{max} \ln(1-R)}{A}$$

b) Diferencia media logarítmica.

Este método consiste en determinar la diferencia media logarítmica de temperatura para el tipo de intercambiador que se usa y según el ordenamiento del flujo.

Del balance:

$$Q = AU \quad t_m \quad U = \frac{Q}{A \quad t_m}$$

$$U = \frac{G \quad c_p \quad t(\text{agua})}{A \quad t_m}$$

donde  $t_m$  es la diferencia media logarítmica de temperatura.

Para obtener la diferencia  $t_m$  hacemos las siguientes consideraciones

Para intercambiadores de calor de un solo paso en los que la operación se realiza en estado estable y los flujos son contracorriente, la ecuación de diferencia media logarítmica de temperatura es:

$$t_m = \frac{(t_{c,e} - t_{f,s}) - (t_{c,s} - t_{f,e})}{\ln \frac{t_{c,e} - t_{f,s}}{t_{c,s} - t_{f,e}}}$$

La diferencia media de temperatura para los intercambiadores de flujo / cruzado es menor que para los de contracorriente y mayor que la de los flujos paralelos. Por la disposición de los flujos en el espacio en el caso en que son cruzados, dicha / diferencia media de temperaturas no puede obtenerse directamente, es por ello que para su cálculo se utiliza un factor de corrección por el que / se multiplica la diferencia media logarítmica para contracorriente, es / decir:

$$t_m(\text{cruzado}) = F \quad t_m(\text{contracorriente})$$

Para el factor de corrección  $F$  utilizamos el método propuesto por // Smith y Nusselt, en el que la diferencia media logarítmica depende de los siguientes parámetros:

$$p = \frac{t_{c,e} - t_{c,s}}{t_{c,e} - t_{f,e}} \quad ; \quad q = \frac{t_{f,e} - t_{f,s}}{t_{c,e} - t_{f,e}}$$

$$r = \frac{t_m}{t_{c,e} - t_{f,e}}$$

por lo tanto:

$$t_m = r(t_{c,e} - t_{f,e})$$

En nuestro caso  $p$  se refiere al agua y  $q$  al aire, donde  $r$  está dado /

por la ecuación:

$$r = \frac{q}{\ln \frac{1}{1 - \frac{q}{p} \ln \frac{1}{1-p}}}$$

4.- Análisis de Resultados

Por el método de diferencia media logarítmica, en base a los parámetros  $p$ ,  $q$  y  $r$  se han realizado gráficas para diferentes tipos de intercambiadores a nivel industrial (2). En el diseño, para un rendimiento dado y en el análisis de resultados, los valores de  $p$  y  $q$  se conocen y la diferencia media de temperatura puede ser obtenida a partir de la lectura de las curvas usuales de la bibliografía donde  $r_0$  corresponde a un flujo contracorriente, que es fácil de obtener a partir de  $p$  y  $q$ .

En nuestro caso a medida que se fueron obteniendo y procesando los datos se ajustaron algunos detalles de construcción que mejoraron el comportamiento y los valores del coeficiente global de transferencia de calor.

La evaluación de los resultados para el fluido caliente (agua) con temperaturas entre 50°C y 70°C y para el fluido frío (aire) en el orden de 10°C; se observan saltos térmicos mayores en el aire que en el agua, Fig. 3, y en consecuencia son mayores los valores del parámetro  $q$  respecto de  $p$ . Asimismo los pares ordenados obtenidos se ubican en su mayoría entre la bisectriz del primer cuadrante y el semieje de valores de  $q$ . Hay una correlación casi perfecta para valores de  $p$  y  $q$  correspondientes a un  $r$  fijo. Las rectas obtenidas se ubican entre valores de  $p$  y  $q$  de 0,36 a 0,54, con pendiente negativa y en correspondencia con la zona de trabajo utilizada. Observando las figuras para intercambiadores existentes en la industria podemos considerar que el comportamiento de intercambio en el nuestro es similar.

Con el criterio de diferencia media logarítmica también procesamos los datos a fin de obtener el factor de corrección:

$$F = \frac{t_m \text{ flujo cruzado}}{t_m \text{ flujo contracorriente}}$$

Teóricamente para flujo contracorriente la diferencia media logarítmica es la máxima posible y la eficiencia del intercambiador puede considerarse que está dada por el factor  $F$ .

Se muestra en la Fig. Nº 4 el factor de corrección  $F$  en función del parámetro  $q$  para un  $R = p/q$ , fijo, que puede utilizarse en fines prácticos. Es de observar en ella que, para la zona de trabajo, con nuestro intercambiador obtuvimos valores de  $F$  entre 0,90 y 1,00 (intervalo semiamplio en su extremo superior) lo que indica que el comportamiento del mismo es casi igual al de flujo convectivo.

La bondad de la gráfica se aprecia al comparar con las que se muestran en la bibliografía usual para intercambiadores que ya existen a nivel industrial.

El análisis comparativo anterior // se corrobora al analizar el proceso con el método de efectividad, muy utilizado en la actualidad por existir gráficas de efectividad en función de unidades de transferencia para todos los tipos de intercambiadores, lo que a fines de diseño y control de comportamiento facilita sustancialmente el procedimiento. En // nuestro caso, al ser la superficie de intercambio plástica, no podíamos considerar en forma predeterminada // que dichas figuras describieran el // comportamiento del intercambiador en ensayo. Además, los valores de flujo de aire y área utilizados nos permitieron obtener niveles de transferencia en un rango de 0 a 1,5 aproximadamente, zona para la cual, a pesar de tener en las experiencias buenos valores de efectividad, la bibliografía no tiene la suficiente claridad como para ser usada sin incurrir en errores grandes. Es por ello que se investigaron y ensayaron diferentes métodos de cálculo. Con los valores // del coeficiente global de transferencia  $U$  obtenidos, controlados y analizados debidamente se establecieron // curvas de valores efectividad-niveles de transferencia para  $C = C_{\text{aire}}/C_{\text{agua}}$  constantes, que llevados a ejes cartesianos nos permitieron obtener curvas como las que se muestran en la Fig. Nº 5, efectividad en función de  $U$ , para  $C$  constante y que comparadas con las del caso correspondiente (3) podemos decir que para // la zona de trabajo de nuestro intercambiador su comportamiento tiene // una descripción matemática similar a la de los convencionales.

En la Fig. Nº 6, se muestran los // valores del coeficiente global de transferencia de calor en función

del caudal de agua l/h, para diferentes gastos de aire kg/seg. Se observa que la tendencia de las curvas es la misma y que en la zona de bajo caudal de agua la pendiente aumenta lentamente, mientras que a partir de 240 l/h comienza a crecer rápidamente y en // forma muy pronunciada a partir de 360 l/h, coincidiendo con el pasaje del régimen de laminar a turbulento.

## 5.- Conclusiones.

Del análisis de los resultados obtenidos se desprende que el intercambiador en desarrollo, con superficie de transferencia de polietileno, puede // ser tratado a los efectos de cálculo de la misma forma que un intercambiador convencional. Asimismo se puede // destacar un importante aumento en el coeficiente de transferencia, como // consecuencia de la introducción de la rendija de distribución, la cual genera ondas que interfieren durante su // recorrido produciendo una turbulencia en la capa límite.

Se estima necesario estudiar la generación de ondas a los efectos de aumentarla, producir mayor turbulencia del lado del aire y desarrollar la // técnica para construir una unidad de transferencia compuesta por un número importante de láminas en el menor espacio posible.

## 6.- Agradecimientos.

Se agradece el apoyo brindado por la Facultad de Ciencias Agrarias, Secretaría de Ciencia y Técnica y el apoyo financiero de la Subsecretaría de Ciencia y Tecnología de la Nación. Asimismo la valiosa colaboración del Sr. Alberto Amaya y del Sr. Néstor Lobo.

## 7.- Referencias

- \* Investigador de la CNIE.
- \* Parcialmente financiado por SUBCYT
- (1) "Desarrollo de intercambiadores agua-aire para uso en secadero solar". A.A. Iriarte et al -ASADES- 1981.
- (2) "Mean Temperature - Difference in Cross Flow". D.M. Smith.
- (3) "Compact Heat Exchangers"-W. Kays and A.L. London - Mc Graw - Hill Series in Mechanical Engineering

8.- Bibliografía.

1. Compact Heat Exchangers- W.Kays and A.L. London-Mc Graw Hill Series in Mechanical Engineering.
2. Mean Temperature Difference in Desing- R.A. Bowman, A.C. Mueller and W.M. Nagle.
3. Mean Temperature Difference in Cross Flow- D.H. Smith-
4. Transferencia de Calor- M. Nacati Uzisik- Mc Graw Hill Latinoamericana S.A.-

9.- TABLA I

- Q: Flujo de calor transferido [W].  
 U: Coeficiente global de transferencia de calor [W/ m<sup>2</sup> °C].  
 A: Area de transferencia [m<sup>2</sup>]  
 c<sub>p</sub>: Coeficiente específico de calor a presión constante [J/ kg °C].

tc,e: temperatura fluido caliente (agua) a la entrada del intercambiador [°C].

tc,s: temperatura fluido caliente (agua) a la salida del intercambiador [°C].

tf,e: temperatura fluido frío (aire) a la entrada del intercambiador [°C].

tf,s: temperatura fluido frío (aire) a la salida del intercambiador [°C].

C<sub>mín</sub>: Capacidad calorífica mínima [J/°C]

C<sub>máx</sub>: Capacidad calorífica máxima [J/°C]

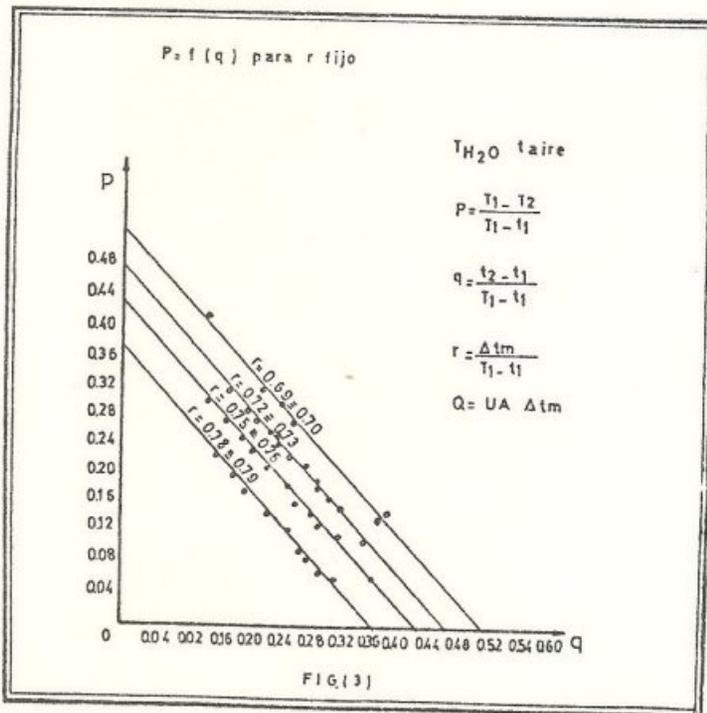
N: Número de unidades de transferencia.

E: Efectividad.

tm: Diferencia media logarítmica de temperatura [°C].

v<sub>a</sub>: velocidad del aire [m/seg].

G<sub>a</sub>: flujo de aire [Kg/seg].



Factor de corrección  $F = f(Q, P)$  para  $R$  fijo

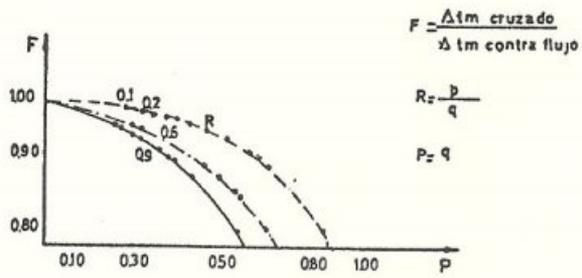


FIG. (4)

Efectividad, en función de  $N_{tu}$

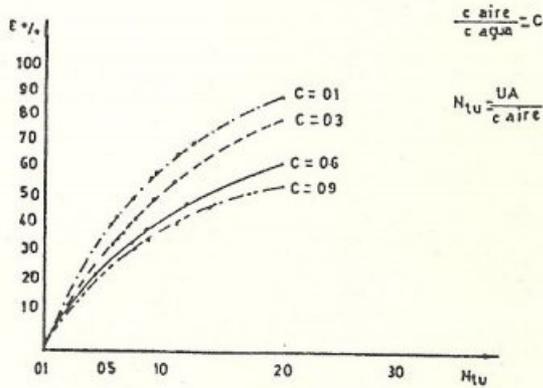


FIG. (5)

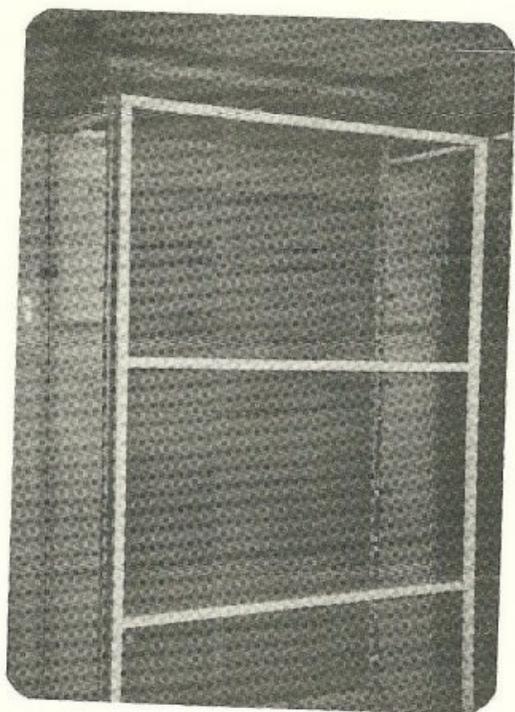
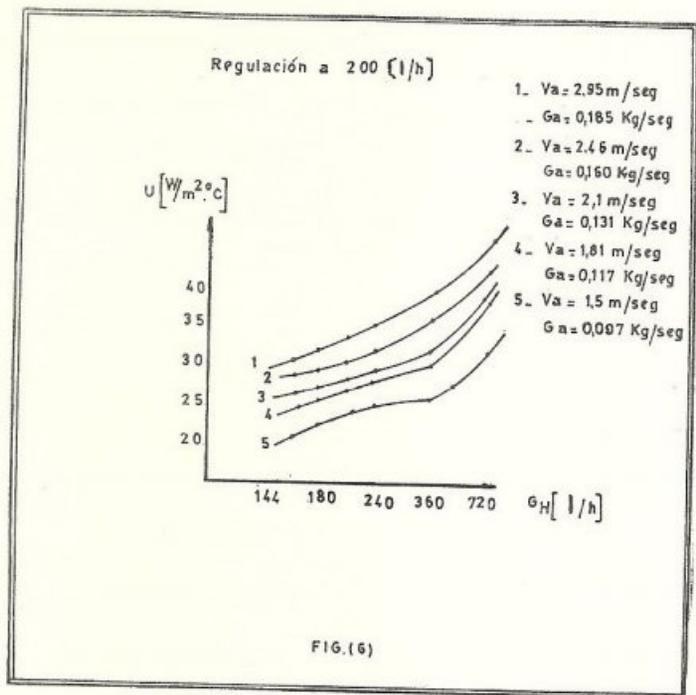


FOTO N° 1

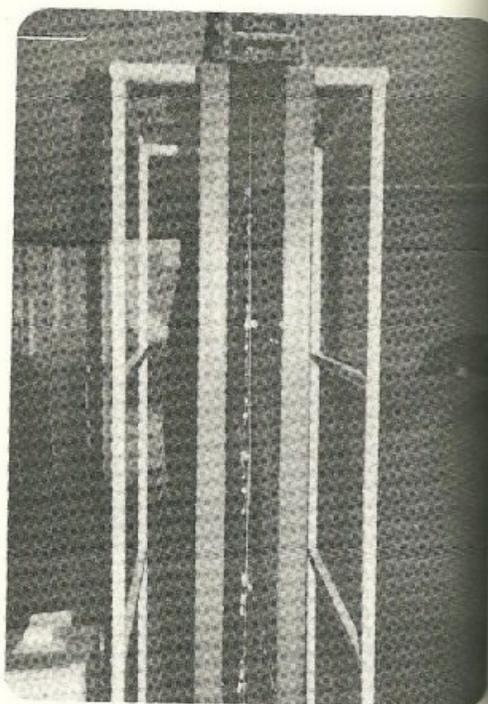


FOTO N° 2