

## ENSAYO DE BARRERAS RADIANTES EN MUROS VERTICALES

Gabriel Chiarito\* y Graciela Lesino\*\*

INENCO#, Universidad Nacional de Salta  
Buenos Aires 177 - 4400 Salta

### Resumen

En este trabajo se describe el equipo y los ensayos realizados en barreras radiantes. Las mismas se destinan a cortar la transferencia en el infrarrojo lejano, que aumenta la carga térmica de verano. El ensayo está orientado fundamentalmente a ver la influencia de la forma de colocación de las barreras sobre su eficiencia.

El sistema está basado en la colocación de una delgada lámina de aluminio cuya emisividad es del orden de 0,05, lo que indica que elimina el 95% del efecto radiativo.

Los ensayos practicados se realizaron sobre un muro de mampostería de ladrillo en dos modos de colocación de la lámina de aluminio y en relación al mismo muro sin barrera. Se han medido temperaturas y potencias transferidas y en las gráficas se muestra la evolución de las temperaturas en cada superficie y en profundidad para puntos internos del muro.

### 1. Introducción

En el acondicionamiento climático de verano, dada la menor capacidad de "enfriamiento" de las estrategias de diseño pasivo, es fundamental disminuir las ganancias térmicas del edificio.

Buena parte de la ganancia de un edificio en verano proviene de las transferencias radiativas. Ellas ocurren en los elementos de la vivienda que reciben altos niveles de radiación solar como techos y muros este y oeste donde la temperatura sol-aire es muy elevada. El aire, al ser transparente a la radiación infrarroja (IR) no corta estas transferencias. Las barreras radian-

tes, que suelen ser hojas de aluminio, tienen alta reflectancia y baja absorptancia y emitancia en el IR lejano. Los materiales habituales de construcción en ese rango de longitud de onda tienen emisividades del orden de 0,9 (ladrillo cocido = 0,92, pintura blanca común = 0,9).

Los ensayos realizados buscan comprobar la virtud de este sistema en paramentos verticales. Con ese motivo se ensayó sobre un muro de mampostería de ladrillos la influencia de la barrera radiante de aluminio en dos variantes de colocación y en relación al mismo muro sin barrera.

Se muestra el monitoreo realizado en el ensayo y la evolución de las temperaturas en cada superficie y en profundidad para puntos interiores del muro, permitiendo evaluar el beneficio que otorga el empleo de barreras radiantes en el caso de acondicionamiento térmico de verano.

### 2. Absorción y emisión

La respuesta de los materiales a la radiación es bien diferente según sea en el infrarrojo lejano o en el visible. Como un alto porcentaje de la radiación solar se encuentra en el rango visible, se caracterizan los materiales según el color y claridad. Se conoce, por ejemplo, que una superficie pintada de blanco reflejará mucho más que una negra. Pero en el infrarrojo lejano, una pintura blanca absorberá prácticamente igual radiación que una pintura negra. Este efecto indica que no es posible juzgar las propiedades de los materiales en el infrarrojo lejano a simple vista.

La Fig. 1 muestra los materiales opacos más comunes en la construcción comparando las características en el infrarrojo lejano y el solar.

Para los materiales transparentes, a su vez, la respuesta también es diferente en la zona solar del espectro y el infrarrojo lejano. Por ejemplo el vidrio

\* Becario del CONICET  
\*\* Investigador del CONICET  
# Instituto UNSa. - CONICET



cia eléctrica de un metro cuadrado alimentada por un transformador variable y del lado opuesto del muro por un serpentín de cobre al que se bombea agua termostatzada a 36 c. Sobre el lado caliente, entre la pared y la resistencia se ha montado una cámara de aire que admite la colocación de la lámina de aluminio como BR.

términos de resistencia efectiva, a través de una sección compuesta mediante un simple cálculo:

$Ref. = \Delta T / Q$  donde:  $\Delta T$  es la diferencia temperatura efectiva,  $Q$  el flujo de calor.

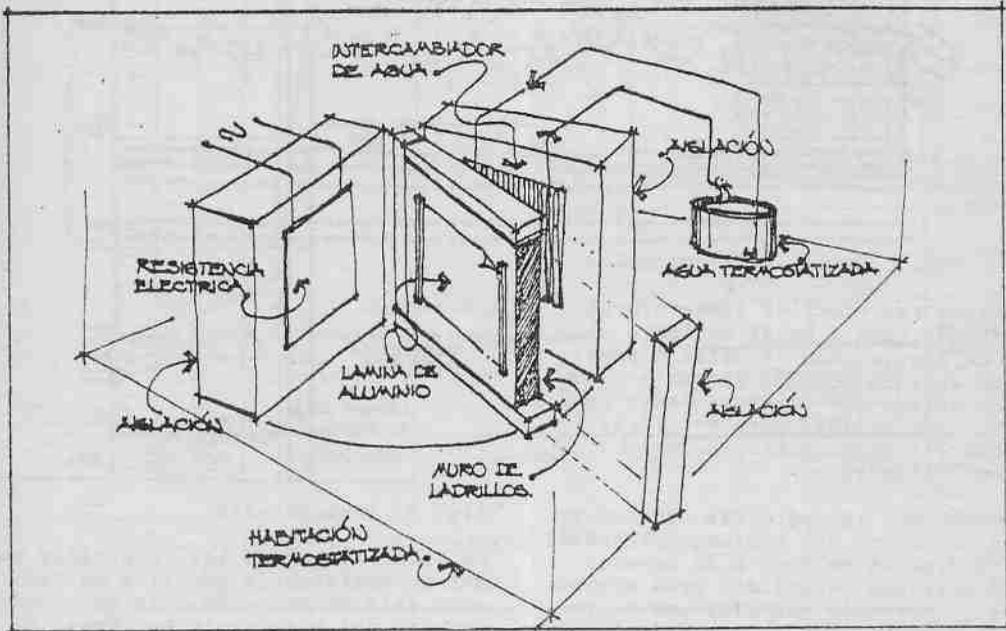


Fig. 3: Esquema general del equipo

La primera experiencia fue realizada en régimen estacionario. Posteriormente se podrá realizar ese ensayo en régimen sinusoidal como también el de BR ventilada.

### 5. Consideraciones y resultados del ensayo.

Experiencias realizadas en este campo en el FSEC (4), indican la dificultad en determinar cómo el proceso de transferencia de calor por radiación afecta el fenómeno convectivo y viceversa, así como también la diferencia registrada entre las simulaciones computacionales y las monitoreadas.

Por este mismo motivo, en el ensayo puesto en marcha en el INENCO se prefirió expresar los resultados en forma de un valor complejo de transferencia por convección y radiación comparado con un ensayo patrón sin BR.

Puede evaluarse el efecto de la BR en

o, como es el caso de este ensayo, establecer la resistencia de la cámara de aire y la barrera como un complejo en relación a la resistencia del muro, siendo la resistencia efectiva la relación entre  $R$  compleja sobre la  $R$  del muro para este ensayo.

Se realizaron dos ensayos diferentes variando la forma de colocación de la BR. En el primer ensayo se colocó la lámina sujeta del perímetro (en el área de  $AL = 1$  metro cuadrado) y en el segundo pegada a la pared del equipo.

La disposición de las termocuplas se indica esquemáticamente en la Figura 4 que muestra la sección del muro y los intercambiadores.

Se termostatzó el ambiente del ensayo con el objeto de estimar las pérdidas del equipo en igualdad de condiciones para cada variación del muro, con barrera o sin ella y durante todo el tiempo de ejecución de cada experiencia. El tiempo

promedio que demandaba el equipo para entrar en régimen era entre una semana a 10 días y a posteriori se mantenía una semana más en régimen estacionario para verificar la calidad de las lecturas.

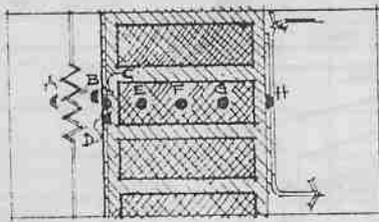


Fig. 4: Ubicación de las termocuplas.

Se tomaron registros de temperaturas promediados cada 2 horas mediante un equipo de adquisición de datos y se realizaron medidas periódicas sobre el caudal de salida del intercambiador de agua así como medidas para verificar la potencia eléctrica entregada por el transformador variable.

Se comprobó que las pérdidas hacia el ambiente por parte del equipo, a través de la aislación de 0,40 m de espesor de poliestireno expandido, eran mínimas ya que la potencia extraída por el intercambiador de agua (placa fría) era del orden del 10% menor que la entregada por la resistencia (placa caliente). La potencia entregada para todos los ensayos fue de entre 73 a 77 w, dependiendo la fluctuación de la diferencia de potencial no estable en la red de provisión eléctrica.

La Tabla I indica los resultados alcanzados en los ensayos, para el caso del muro simple (SBR), para el de la barrera radiante colocada con listones perimetrales (BR) y para el caso con la barrera pegada con adhesivo a la pared (BRP). Los números indicados a la par de la designación del ensayo corresponden a la fecha que se usaron en la tabla para cada caso.

Como comentario sobre la tabla se puede observar la similitud en las temperaturas de la superficie de la resistencia para los 2 ensayos con BR, aumentando el poder comparativo de ambas experiencias. En el ensayo sin barrera (SBR) la menor temperatura sobre esa superficie se debe adjudicar al mayor coeficiente de transferencia de la cámara de aire sin BR.

Idéntico análisis puede hacerse sobre la superficie del muro para los casos con y sin BR.

En la Fig. 5 se grafican las temperaturas de la tabla sobre el perfil del muro.

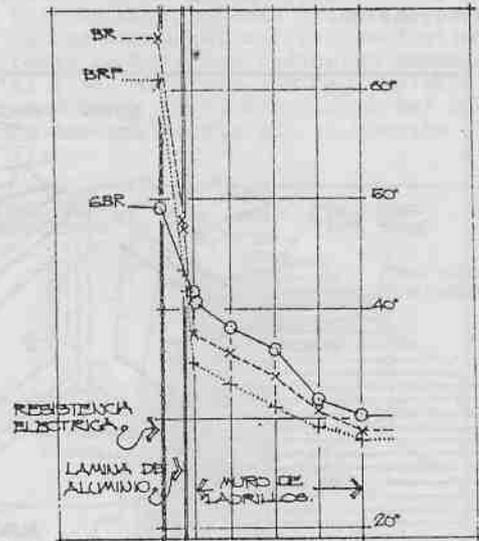


Fig. 5: temperaturas

La Tabla II indica los resultados obtenidos de resistencia efectiva en cada ensayo y ésta en relación a la de la cámara de aire del ensayo sin barreras. El cálculo de la resistencia efectiva se realizó en función de la resistencia del muro para cada ensayo considerando el flujo constante.

Analizando los ensayos en términos de resistencias efectivas se puede ver que el modo de instalar la barrera no brinda variaciones importantes en términos globales, por lo que la forma de colocación dependerá de las conveniencias constructivas de cada caso pero, en general, la colocación sujeta por los laterales parece más simple y con un rendimiento poco inferior.

Para el caso de necesitarse mayor aislación queda la posibilidad de dejar una doble cámara de aire, separada por la lámina de aluminio, pero ésta debe tener dimensiones a tal fin, que no es el caso de los leves pliegues que dejaba el ensayo con la BR ajustada de los bordes.

Las figuras 6 y 7 muestran una salida gráfica de computadora indicando las curvas de temperatura medidas cada 2 horas para una sucesión de días del ensayo con barreras radiantes en sus dos modos de montaje. La primera corresponde al monito-

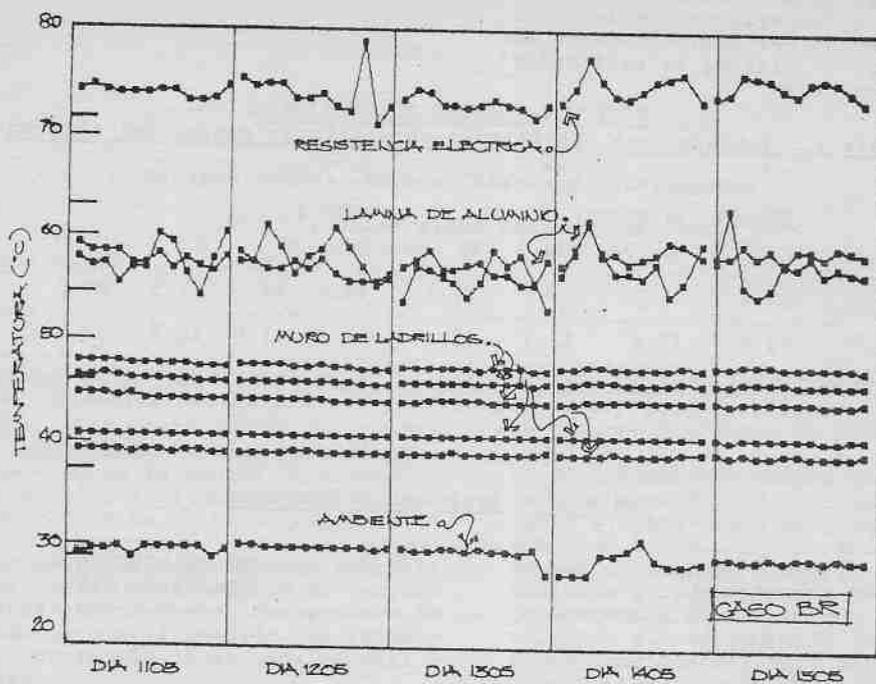


Fig. 6: Temperaturas BR en régimen.

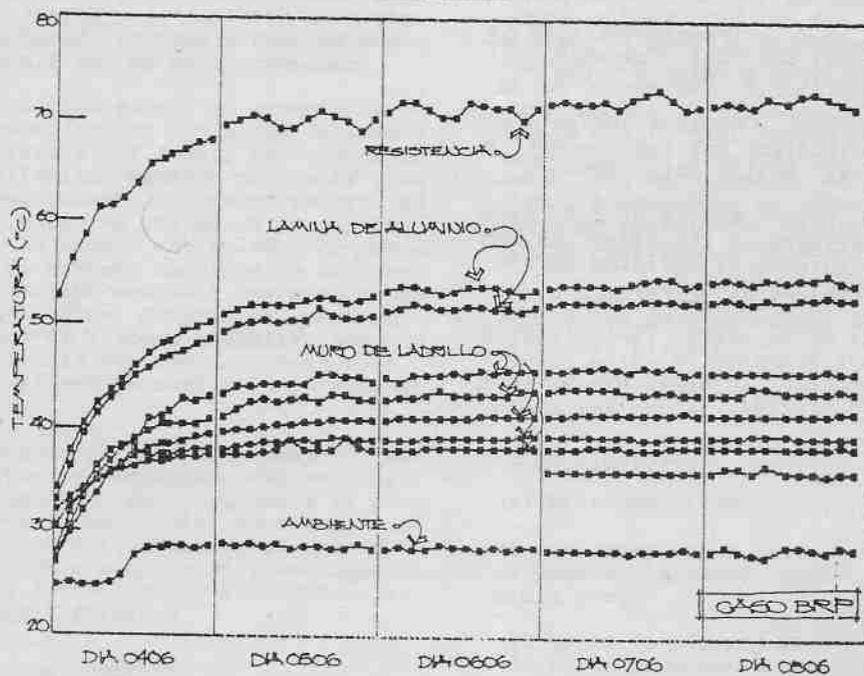


Fig. 7: Evolución de las temperaturas BRP

reo de la barrera radiante (caso BR) en estado de régimen, mientras que la segunda muestra para el caso BRP la evolución de las temperaturas desde la puesta en marcha del equipo. Nótese que al quinto día el sistema ya está prácticamente en régimen.

Tabla I.: Temperaturas registradas en distintos puntos del sistema

	RESIST		ALUMINIO				MURO *			AMB.
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	
SBR (3107)	59.4			50.7	48.5	46	41.3	40.3	29.4	
BR (1505)	74.7	57.9	57.7	47.4	45.8	43.9	40.3	38.8	28.7	
BRP (0706)	71	53.4	51.5	44.9	42.9	41	39.2	38	28.7	

Tabla II.: Resistencia Efectiva

	RESISTENCIA EFECTIVA	EN RELACION A CAMARA DE AIRE
SBR(3107)	0.84	1
BR (1505)	3.17	3.77
BRP(0706)	3.8	4.52

#### Bibliografía

- 1.- Holman, J.P. - Transferencia de Calor. (3ra. Edición). Compañía Edif. Continental S.A. México. 1979.
- 2.- Fairey, P.W. - Radiant Energy Transfer and Radiant Barrier Systems in buildings. Design Note. 1984.
- 3.- Fairey, P.W. - Effect of I.R. Radiation Barriers on the Effective Thermal Resistance of Building Envelopes. FSEC. 1982.
- 4.- Fairey, et al - Ther Thermal Performance of Selected Building Envelope Components in Warm, Humid Climates. FSEC. 1982.

SIMULACION Y ENSAYO DE UN SISTEMA DE TUBO INTERCAMBIADOR  
DE CALOR AIRE - TIERRA PARA EL ACONDICIONAMIENTO  
PASIVO ESTIVAL DE ESPACIOS HABITABLES

P. Mosconi<sup>1</sup>, J. Vazquez<sup>2</sup> y E. Di Bernardo\*

Centro de Estudios Bioambientales (CEB)  
Facultad de Arquitectura, Planeamiento y Diseño  
Universidad Nacional de Rosario  
Riobamba 250 bis - 2000 Rosario

RESUMEN

Se presenta el ensayo de un sistema de tubo intercambiador de calor aire-tierra para analizar su comportamiento termodinámico y evaluar su potencial de enfriamiento en el microclima de Rosario (33° S y 60° W), con el objeto de validar el Modelo de Simulación presentado en la X Reunión de Trabajo de ASADES. (1)

El propósito es verificar el enfriamiento alcanzado por el aire en el proceso y su entrega a un módulo experimental, es decir, no se trata de un sistema aislado sino en conexión con un espacio habitable.

Se evalúa su comportamiento con el propósito de estimar su aplicabilidad, como fuente de refrescamiento, en viviendas masivas de interés social.

1. INTRODUCCION

Esta técnica de enfriamiento ha sido utilizada desde hace tiempo en la arquitectura espontánea iraní y recientemente se han realizado investigaciones sistemáticas en países de alto desarrollo industrial. El área templado-húmeda de la Región Pampeana de nuestro país presenta características climáticas particulares: temperatura y tensión del vapor elevadas, parámetros éstos que dificultan el uso de algunos sistemas de enfriamiento. Su período cálido tiene una duración de 120 días aprox., lo que implica la necesidad de dar una respuesta al problema del confort. La distribución horaria y la radiación solar de esperar para distintos grupos de días de diseño y su frecuencia han sido determinadas. (2) El tipo de suelo de la región, generalmente clasificado como suelo de pradera negro está compuesto principalmente por limos y loess pampeanos. (3) Las condiciones higrotérmicas del mismo: temperatura, densidad seca y húmeda, y conductividad térmica, sirven de hipótesis de trabajo para analizar el comportamiento del sistema.

Su determinación es necesaria ya que inciden directamente en el fenómeno de transferencia de calor. El modelo de simulación analiza el fenómeno en régimen estacionario y periódico, calculando la variación de temperatura en cualquier tramo de la tubería y en cualquier instante. Para ello utiliza los parámetros físicos inherentes a la tubería, al aire circulante y a la tierra. Su mejor grado de ajuste con los resultados experimentales depende de la exactitud de los valores asignados a cada una de las variables.

2. PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LA TIERRA

Respecto de las propiedades termofísicas de la tierra, la conductividad es un parámetro de singular importancia para evaluar la transmisión de calor en ella. Por lo tanto, la "generalización" de valores experimentales aplicados a diferentes microclimas traen aparejado un margen de error difícil de cuantificar.

La humedad del suelo ha sido evaluada en la microrregión, aportando conclusiones significativas. Se comprueba que en zonas de sombra casi permanente a lo largo de todo el año, se registra un porcentaje de humedad casi constante a distinta profundidad (hasta 1.5m) manteniéndose alrededor del 20%. En áreas soleadas, el porcentaje de humedad varía entre el 13% a 0.5m y 19% a 1.5m. (3)

Para el modelo de simulación se han adoptado valores de conductividad y de densidad seca obtenidos de ábacos realizados en otras latitudes (4). Sin embargo, el ábaco considerado de base, para el suelo "SAND & CLAY", de donde se obtienen los valores, no respondería plenamente a la configuración del suelo de esta microrregión, ya que el Loess Pampeano, presenta una composición distinta de los suelos arcillosos y arenosos. Esto lleva a aclarar que no existen mediciones de conductividad térmica en la microrregión, por lo tanto dichos ábacos sirven de "aproximación" al problema de las variables higrotérmicas del suelo pampeano.

Respecto de la temperatura de la tierra a distintas profundidades y en distintos períodos del año, este debe ser un dato obtenido de mediciones (3).

<sup>1</sup> Becaria de Perfeccionamiento del CONICET

<sup>2</sup> Investigador F del Consejo de Investig. de la U.N.R.

\* Director del CEB.

Sin embargo, existen aproximaciones teóricas que permiten predecir su valor para cualquier profundidad y día de año, como la siguiente ecuación (5):

$$T_{(x,t)} = T_m - A_s e^{-x \left( \frac{2\pi}{t^*} \alpha \right)^{1/2}} \cdot \cos \frac{2\pi}{t^*} \left( t - t_0 - \frac{x}{2} \left( \frac{t^*}{\pi \alpha} \right)^{1/2} \right)$$

Donde:

- $T_m$ : temp. media anual del suelo
- $A_s$ : amplitud anual de la temp. superf.
- $t$ : 365 días
- $t_0$ : día con menor temp. superficial
- $t$ : día del año
- $x$ : profundidad considerada
- $\alpha$ : difusividad térmica

Esta expresión, teóricamente "útil" para predecir la temperatura de la tierra, "enmascara" las reales condiciones del suelo. arrojan resultados similares cuando se consideran valores de difusividad térmica ( $\alpha$ ) entre 0,1 y 0,04 cm<sup>2</sup>/día, que se corresponden a conductividades ( $\lambda$ ) entre 0,7 y 1,5 kcal/hm<sup>2</sup>C y densidades ( $\rho$ ) entre 1100 y 2000 kg/m<sup>3</sup>. En consecuencia, las "predicciones" de temperatura deben tomarse como "aproximaciones" de las reales condiciones de la tierra. Esto significa, que es difícil evaluar con esta fórmula la temperatura del suelo, dado que la misma está en función de las otras variables y por lo tanto, la mayor o menor incidencia de las mismas modifica la transferencia de calor.

En cualquier sitio existe una profundidad de tierra donde, debido a su masa, su temperatura se mantiene cercana a la temperatura media anual del aire. En la parte superior de esta masa, la temperatura superficial se eleva debido a la radiación solar y a la temperatura del aire y disminuye durante las horas de la noche. Estas dos direcciones del flujo de calor son modificadas por distintos factores: la nubosidad, la velocidad del viento, la evaporación de la superficie, la lluvia y otros.

Debido a que las propiedades del suelo no son constantes, la "exactitud" de un modelo de simulación depende de la razonable estimación de las variables intervinientes.

### 3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Se construyó un sistema de tubería enterrada a 1.5m de profundidad, de 16m de longitud y  $\varnothing$  0.15m en chapa galvanizada. Conectado a un recinto controlado de simulación de condiciones de verano, y a un módulo de experimentación (espacio habitable), localizado en el predio de la Facultad de Arquitectura.

El sistema tubo intercambiador de calor aire tierra, fue subdividido en 5 tramos y 6 nodos de medición, (figura 1).

En cada nodo se efectúan los registros de:

1. temp. del aire circulante (TAC)
2. temp. superficial de la tubería (TSUP)
3. temp. de la tierra a 0.10m de distancia de la tubería en el mismo plano de profundidad (TT10)
4. temp. de la tierra a 0.75m de prof. (TT)

A tal fin se instalaron 16 termistores de 10 K $\Omega$  de resistencia, calibrados individualmente, aproximando sus respuestas a ecuaciones lineales. Los mismos se conectan directamente a un termómetro digital TM-99 Modelo TC-100 Electrotherm, que registra las temperaturas en los distintos puntos.

Los seis grupos de termistores se ordenaron de la siguiente manera:

Grupo TAC	: 1 a 6
" TSUP	: 1 a 4
" TT10	: 1 a 4
" TT	: 1 a 2

La tubería enterrada esta conectada a:

a. A la entrada:

Un recinto controlado de simulación de condiciones higrotérmicas de verano, que consiste en un módulo de alta resistencia térmica, revestido en todas sus caras con poliestireno expandido de 2" de espesor. En su interior se colocó un psicrómetro no ventilado

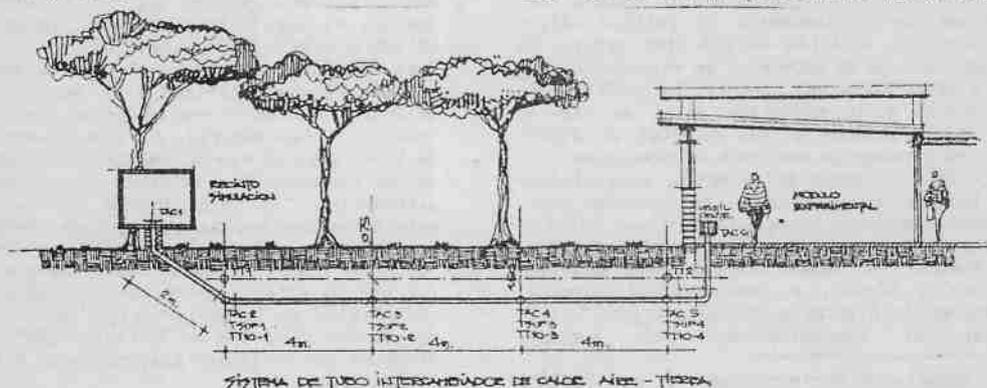


Figura 1

y un sistema de resistencias eléctricas con un aporte de energía del orden de 600W, para obtener distintas condiciones de temperatura y tensión de vapor.

#### 2. A la salida:

En Módulo Experimental o espacio habitable correspondiente a un local del edificio existente, siendo su envolvente de mampostería y cubierta liviana de fibrocemento. En su interior se instaló un psicrómetro no ventilado similar al anterior. La tubería ingresa al local a través del contrapiso, colocándose en la boca de salida un ventilador centrífugo cuya pérdida de carga con velocidad de salida del orden de 9m/s se muestra en figura 2. Dicho ventilador provoca la circulación forzada del aire por la tubería, introduciéndolo al local. La llave de encendido es un reostato que permite variar su velocidad, lográndose caudales desde 51m<sup>3</sup>/h hasta 128m<sup>3</sup>/h, con velocidades a la entrada de la tubería dentro del rango de 0.8m/s a 2m/s.

#### CAMPO DE FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR

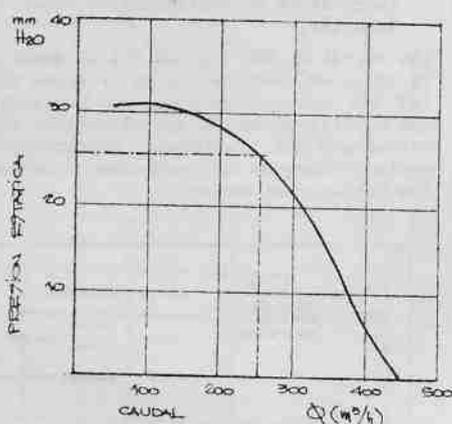


Figura 2

#### 4. MODELO DE SIMULACION

El modelo de simulación, responde al comportamiento de la tubería en el tramo horizontal, es decir, en los 12m de longitud enterrados a 1.5m de profundidad, desde TAC 2 a TAC 5.

No se contemplan en el mismo los tramos verticales puesto que las hipótesis de trabajo planteadas no se ajustarían a la variación de las propiedades higrotérmicas de la tierra desde la superficie hasta el subsuelo. Para evaluar la transferencia de calor por convección entre el aire y la tubería, se obtiene el coeficiente de intercambio convectivo (hc).

Recordando que la ecuación de balance energético es:

$$\dot{m} C_p (T_1 - T_2) = hc (\pi D \Delta L) (T_a - T_s) \quad (6)$$

Donde:

- $\dot{m}$  : flujo másico
- $C_p$  : calor específico del aire
- hc : coef. de intercambio convectivo
- $T_a = \frac{T_1 + T_2}{2}$
- $T_s$  : Temp. superficial de la tubería que inicialmente es igual a la temp. de la tierra a esa prof.

La ecuación anterior demuestra que el producto entre : flujo másico, calor específico y diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del elemento considerado es igual a la energía transferida por convección a la tubería (1).

El coeficiente de intercambio convectivo, que depende exclusivamente de las condiciones del aire circulante y de las características de la tubería, se calcula para distintos caudales y diámetros mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{hc D}{\lambda} = 0.0255 \left( \frac{D G}{\lambda} \right)^{0.8} \left( \frac{C_p \zeta}{\lambda} \right)^{0.33}$$

Donde:

- D : diámetro de la tubería
- $\lambda$  : conductividad térmica del aire
- G : velocidad másica del fluido por unidad de sección
- $\zeta$  : viscosidad absoluta del aire (7)

Esta ecuación general es válida siempre que:

$\frac{D G}{\lambda} > 2200$  y  $L > 4.4 D$ , para el caso de convección forzada, verificándose que el N° de Reynolds evidencia que el flujo es turbulento para todos los casos considerados (8). Se presenta un abaco que interrelaciona distintos diámetros de tubería, velocidades de aire y coeficientes de intercambio convectivo (hc); este permite hallar gráficamente los valores de hc, a los efectos de optimizar la transferencia de calor por convección. (figura 3).

Para el análisis se plantearon las siguientes condiciones de trabajo:

- Condición 1:  
Vel. media = 2.0m/s, hc = 9.45W/m<sup>2</sup>C
- Condición 2:  
Vel. media = 1.5m/s, hc = 7.54W/m<sup>2</sup>C
- Condición 3:  
Vel. media = 1.0m/s, hc = 5.45W/m<sup>2</sup>C

Tanto los modelos térmicos periódicos o estacionarios, tienen varias limitaciones debido a las suposiciones involucradas en su desarrollo.

Suponer en un modelo periódico, un flujo de calor constante dentro de la tierra, no es real ya que no considera las variaciones diurnas y anuales, tanto en la magnitud como en la dirección del flujo de calor. Por lo

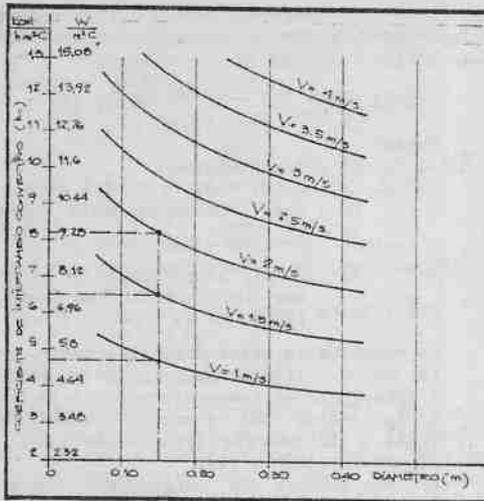


Figura 3

que el sistema experimental, es probable que se comporte mejor que lo estimado en el modelo.

El modelo en régimen estacionario por su parte, supone temperaturas constantes en la tierra, no considerando la acumulación de calor y su recuperación. En consecuencia la predicción arrojará un mejor comportamiento del sistema que lo esperado en la realidad, porque se ignora el aumento de temperatura asociado con el flujo de calor en la tierra. Ambos modelos realizan una sobresimplificación de supuestos, donde la tierra puede ser representada como un sólido homogéneo, con propiedades independientes del espacio y del tiempo. (9)

5. MEDICIONES EFECTUADAS

a/ De las velocidades del aire circulante:

Siendo las velocidades medias dentro de la tubería de 2.0, 1.5, y 1.0m/s, con caudales de 128, 95, y 64m<sup>3</sup>/h, se construyó el perfil de velocidades con los datos obtenidos con un anemómetro Flowmeter DATAMETRICS 80 L. (figura 4).

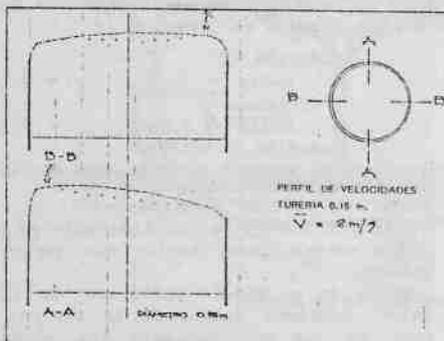


Figura 4

Con las tres velocidades de trabajo y para el diámetro de la tubería de 0.15m, el flujo es turbulento, ya que los tres Números de Reynolds superan el valor  $2 \times 10^3$ , por consiguiente el perfil de velocidad resulta más achatado, no respondiendo a una parábola. Dicho perfil no varía demasiado, puesto que a pesar de tener diferentes N° de Reynolds, la sección se mantiene constante y la variación de velocidad es pequeña.

b/ De la temperatura del aire circulante:

Se realizó una campaña de mediciones durante una semana de julio de 1986, con la simulación de las condiciones de verano en el recinto controlado.

Los resultados del funcionamiento del sistema y su correlación con el modelo de simulación se muestran en las figuras 5 a 12.

Los valores medidos y los predichos son correlacionados considerando:

- a/ la longitud total del sistema (16m): caída de temperatura entre entrada y salida.
- b/ el tramo horizontal del sistema (12m): caída de temperatura entre TAC 2 y TAC 5.
- c/ el tramo horizontal del sistema: caída de temperatura predicha por el Modelo de Simulación.

Las curvas de las figuras 5 a 12 muestran que la caída de temperatura en el tramo horizontal del sistema es menor en las mediciones que aquella predicha por el Modelo. Esto significa que las propiedades higrótérmicas del suelo predichas no responden enteramente a las condiciones reales.

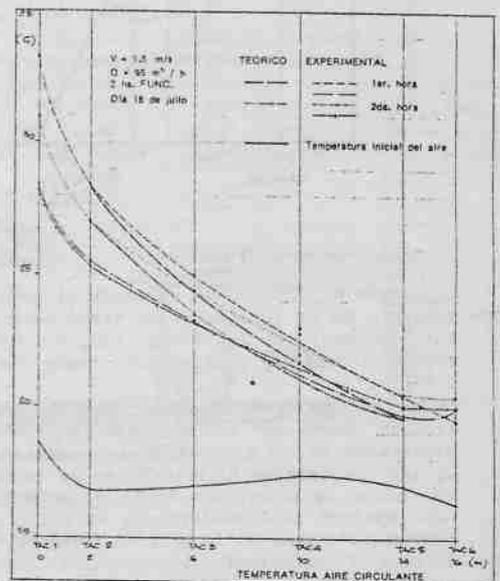


Figura 5

Se observa que usando un modelo matemático para simular el comportamiento de un tubo en régimen estacionario, la caída teórica de temperatura es mayor que aquella experimental.

Por otra parte, si la simulación se realiza en régimen periódico, como ocurre con las tres últimas horas de funcionamiento del día 21 de julio, los resultados se invierten, es decir, la caída de temperatura experimental es mayor que la predicha teóricamente, (Figura 7).

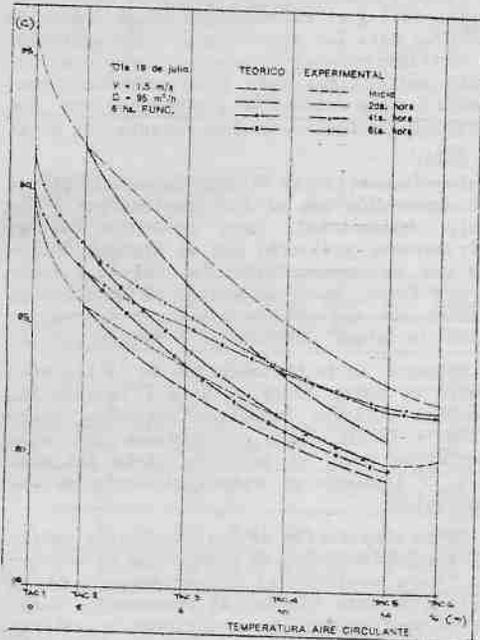


Figura 6

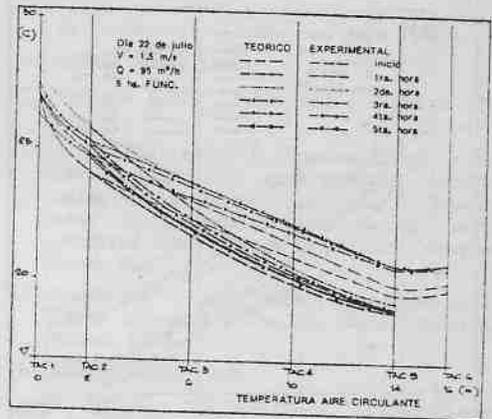


Figura 8

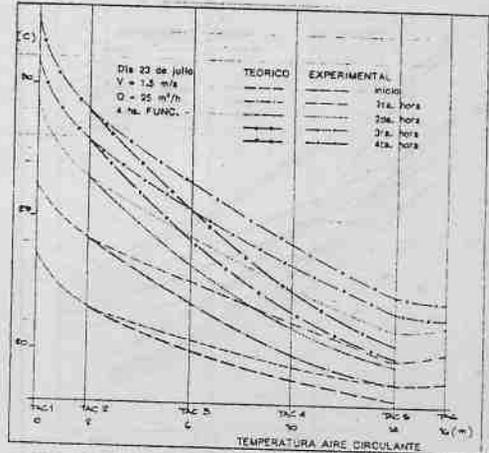


Figura 9

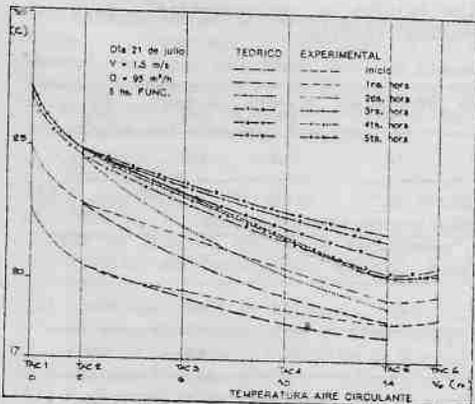


Figura 7

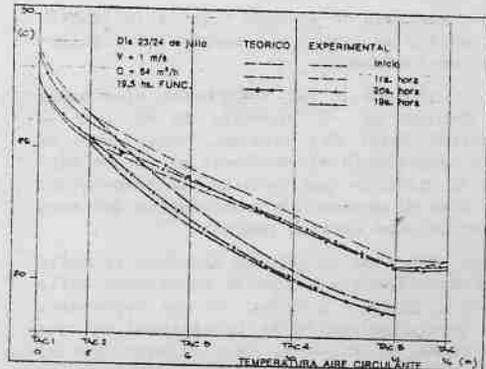


Figura 10

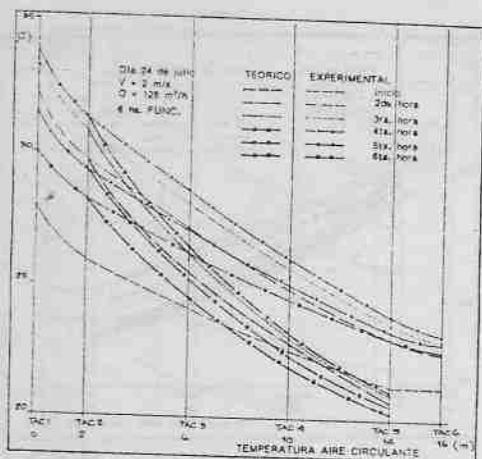


Figura 11

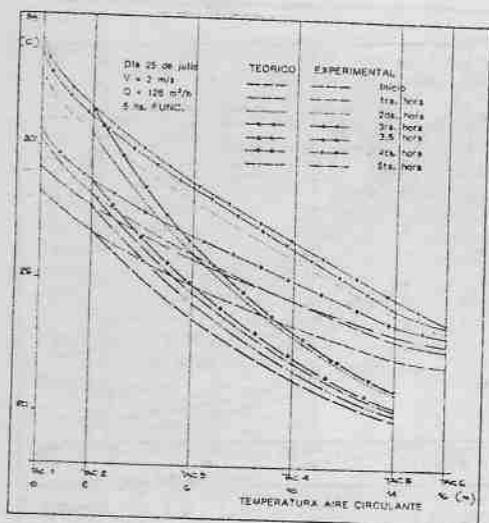


Figura 12

## 6. CONCLUSIONES

Como resultado del ensayo y de la validación del modelo de simulación surgen las siguientes conclusiones:

- De acuerdo a las mediciones efectuadas se obtiene un  $T$  promedio de  $9C$  para la longitud total del sistema, valor este de gran importancia al reconocer el escaso margen de trabajo que permite la temperatura del aire al abordar la problemática del acondicionamiento estival pasivo.
- La reducción de humedad absoluta promedio correspondiente a 6 días de mediciones varía entre  $1.2g/kg$  y  $2.5g/kg$ , lo que representa una leve disminución de la cantidad de agua contenida en el aire. Cabe aclarar que el sistema no trabaja "aislado", y por lo tanto

se produce una mezcla de aire en el recinto controlado y en el espacio habitable debido al fenómeno de convección natural que influye sobre esta reducción.

La Figura 13 y la Tabla 1 muestran la variación de humedad absoluta ( $W$ ) producida por el sistema, no observándose condensación dentro de la tubería.

3. El enfriamiento medio horario producido (EP) permite obtener el enfriamiento medio diario (EPTot.), en base a las horas de funcionamiento del sistema, el  $\Delta T$  obtenido y el caudal circulante.

La Tabla 2 muestra el enfriamiento medio producido (EP) y el enfriamiento total producido (EPTot.) para los distintos días de medición. El enfriamiento o "frigorías" obtenidas por medio del Sistema Tubo intercambiador aire-tierra oscila entre  $1000$  y  $2000$  kcal/día, considerando su funcionamiento durante las horas de sol.

4. La eficiencia del sistema puede calcularse en comparación con el consumo eléctrico de un equipo convencional. Esto demuestra que el enfriamiento producido por el sistema se logra con un consumo eléctrico del ventilador de  $0.8$  KWh/d, mientras que si se lo pretende obtener con una máquina con ciclo de compresión, la misma consumiría  $7$  KWh térmico/día.

5. Respecto de la optimización de la transferencia de calor entre el aire y la tubería, conviene utilizar diámetros pequeños, entre  $0.10m$  y  $0.30m$ , para velocidades del aire aceptables desde el punto de vista del confort, y teniendo en cuenta el costo de los materiales.

6. De la comparación de los resultados teóricos y experimentales se deduce que es necesario, para predecir el comportamiento de un sistema de tubo similar al presentado, conocer en profundidad las condiciones higrotérmicas y las características físicas del suelo del sitio donde se pretende instalarlo, ya que variaciones en corto plazo de los niveles de humedad, pueden conducir a grandes "saltos" en los valores de conductividad y por ende difusividad térmica.

Tabla 1

Día	Velocidad aire m/s	W recinto g/Kg	W local g/Kg	$\Delta W$ g/Kg
19	1.5	11.8	9.51	2.29
21	1.5	9.4*	6.84	2.56
22	1.5	9.7	7.81	1.19
23	1.5	11.0	8.85	2.15
24	2	11.1	9.90	1.20
25	2	12.5	11.30	1.20

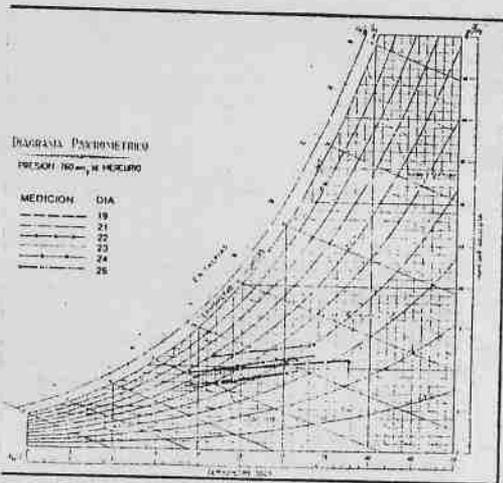


Figura 13

Las rectas corresponden al proceso de enfriamiento en los distintos días de medición.

Tabla 2

Día	Velocidad aire m/s	TAC I D	TAC S C	T C	EP Kcal/h	Func. hs.	EP Total Kcal/día
18	1,5	30,17	20,0	10,17	280	2	560
19	1,5	33,10	21,7	11,4	313	6	1878
21	1,5	25,9	19,9	6	165	5	825
22	1,5	27,18	20,46	6,7	184	5	920
23	1	28,0	20,9	7,1	130	19,5	2535
24	2	31,5	22,56	8,94	330	6	1980
25	2	30,8	22,78	8,02	295	5	1475

## 7. AGRADECIMIENTOS

Los autores desean agradecer a la Srta. Nora Glikstein, Analista de Sistemas, y al Ing. Manuel Fernández del IMAE, Fac. de Ciencias Exactas e Ingeniería de la UNR, por la colaboración prestada en el desarrollo de distintas etapas del presente trabajo.

## 8. REFERENCIAS

- (1) P. Mosconi, R. Tarditti y E. Di Bernardo, "Modelo de Simulación térmico-dinámico de un sistema de tubos enterrados", X Reunión de Trabajo de ASADES, Neuquén 1985.
- (2) D. Perone y E. Di Bernardo, "Definición de días de diseño para el área bioclimática de Rosario", X Reunión de Trabajo de ASADES, Neuquén 1985.
- (3) P. Mosconi, "Enfriamiento Pasivo en Contacto con la Tierra", Actas IX Reunión

de Trabajo de ASADES, San Juan 1984.

- (4) ASHRAE Guide 1960.
- (5) Kenneth Labs, "Solar Age", Octubre 1979 pp. 44.
- (6) A. S. Dhaliwal y D. Goswami, "Heat transfer analysis in environmental control using an underground air tunnel", Department of Mechanical Engineering, North Carolina A & T, State University, Greensboro, NC.
- (7) Goldstein et al., "Modern Developments in Fluid Dynamics", Vol. 1, Dover Publications, 1965.
- (8) ASHRAE Guide 1960.
- (9) D. Elmer y G. Schiller, "A preliminary examination of the dehumidification potential of earth-air heat exchangers", Passive Cooling Proceedings, 1981.