



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

**“Diseño de un Calefactor Aprovechando la
Producción de Vapor, para Climatizar el Am-
biente de una Piscina Temperada”**

PROYECTO DE GRADO

**Previo a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO**

Presentado por:

Carlos Edwin Valencia Romero

Guayaquil - Ecuador

1989

AGRADECIMIENTO

A DIOS, por su compañía y fortaleza.

Al PhD. ALFREDO BARRIGA R.,
Director del Tópico, por su ayuda
y colaboración para la
realización de este trabajo.

A los Ings. GUSTAVO ACOSTA Y
JORGE DUQUE por su gran ayuda
desinteresada.

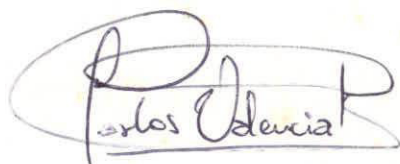
D E D I C A T O R I A

- A MI MADRE
- A MIS HERMANAS
- A MIS TIOS
- A MI ABUELO

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Tópico de Graduación)

A handwritten signature in dark ink, enclosed within a large, loopy oval. The signature appears to read "Carlos Valencia".

Carlos Edwin Valencia Romero

Ing. Marcos Tapia
Sub-decano de la Facultad
de Ingenieria Mecánica

Ing. Francisco Andrade
Dr. Alfredo Barriga R.
Director

Ing. Mario Patiño
Ing. Jorge Duque R.
Miembro del Tribunal

Ing. Marcos Pazmiño
Ing. Eduardo Rivadeneira
Miembro del Tribunal

RESUMEN

El presente trabajo es realizado para el estudio del diseño de un calefactor a ser usado en la climatización del edificio que posee una piscina temperada de competencia y distracción en una Academia Deportiva, de una ciudad de la región interandina.

El estudio comienza con un análisis de las pérdidas térmicas de la piscina y el edificio, y con sus resultados el aire deberá ganar 104106.8 W de energía para alcanzar 22°C en el interior, valores que sirven para diseñar el intercambiador de calor, el cual será un serpentín de superficie extendida, cuyo medio de calentamiento es vapor de agua a 68.95 kPa (equivalente a 10 psig) y con una razón de 169 kg/hr.

Además, se selecciona los registros de salida del aire y se diseña el sistema de distribución del mismo.

INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE FIGURAS	X
INDICE DE TABLAS	XI
LISTA DE SIMBOLOS	XII
INTRODUCCION	15
 CAPITULO I ANALISIS METEOROLOGICO DE LA ZONA	 17
1.1 Información general	17
1.2 Temperatura y humedad ambiental	18
1.3 Temperatura del subsuelo	18
1.4 Velocidad del viento	19
 CAPITULO II ESTUDIO DEL SISTEMA PISCINA-AMBIENTE ..	 21
2.1 Análisis térmico de la piscina	21
2.1.1 Aproximación de la Conductividad térmica del subsuelo	 21
2.1.2 Pérdidas térmicas de la piscina con el me- dio	 25
2.2 Calentamiento de la piscina	35
 CAPITULO III CARGA DE CALEFACCION	 36
3.1 Procedimiento general	36

	<u>Pág.</u>
3.2 Selección de las condiciones de diseño	37
3.3 Cálculo de temperaturas de los espacios adyacentes sin calefacción	40
3.4 Cálculo de pérdidas por transmisión	42
3.5 Cálculo de pérdidas por infiltración	47
3.6 Fuentes internas de calor	51
3.7 Energía de calefacción	51
 CAPITULO IV ESTUDIO Y DISEÑO DEL CALEFACTOR	 53
4.1 Intercambiador de calor	53
4.1.1 Intercambiador de superficie extendida ...	54
4.1.2 Intercambiador de calor tubo-aleta	55
4.1.3 Intercambiador de calor de flujo cruzado .	58
4.2 Calentamiento del aire por serpentines de superficie extendida	60
4.2.1 Vapor como medio de calentamiento	60
4.2.2 Observaciones generales	62
4.2.3 Diferencia media verdadera de temperatura en intercambiador de calor de flujo cruzado y tubos aleteados	63
4.2.4 Eficacia de superficie extendida	65
4.2.5 Coeficiente global de transferencia de calor en superficies aleteadas secas	68
4.3 Diseño del calefactor	70
 CAPITULO V DISTRIBUCION Y DISEÑO DE DUCTOS	 81
5.1 Difusión del aire	81

	<u>Pág.</u>
5.2 Selección de registros de salida	83
5.3 Diseño de ductos	84
CAPITULO VI ANALISIS DE RESULTADOS	92
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	95
APENDICES	100
A. GRAFICOS	101
B. TABLAS	126
BIBLIOGRAFIA	140

INDICE DE GRAFICOS

Pag.

A.1 Presión Promedia por Mes, rango de 20 años	
A.2 Temperatura Ambiental Horaria	
A.3 % de Humedad Relativa, promedio diario	
A.4 % de Humedad Relativa, horaria	
A.5 Temperatura del Subsuelo desnudo, promedio dia - ria	

INDICE DE TABLAS

Pag.

B.1	Presión atmosférica, media mensual	
B.2	Temperatura ambiental diaria	
B.3	Temperatura del suelo	
B.4	Temperatura para conductividad del suelo	
B.5	Datos para obtener pérdidas en la piscina	
B.6	Pérdidas de calor de la piscina	
B.7	Datos para calefacción	
B.8	Carga para calefacción	
B.9	Velocidades para ciertos días y horas	
B.10	Coeficientes de pérdidas de fricción	
B.11	Diseño de ductos por el método de reganancia estática	
B.12	Datos dimensionales de dos arreglos de aletas de placa y tubo	

LISTA DE SIMBOLOS

A	Area
Cp	Calor específico
D	Diámetro
e	Espesor
eq	Equivalente
f	Coeficiente de rozamiento
G	Flujo másico por unidad de Área
Gr	Número de Grashof
g	Aceleración de la gravedad
H	Altura
HR	Humedad relativa
h	Entalpía
h _c	Coeficiente convectivo
h _{fg}	Calor latente
k	Conductividad térmica
L	Longitud
Ln	Logaritmo base e
M	Masa
Nu	Número de Nusselt
P	Presión
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor, energía

XIII

Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
r	Radio
S	Factor de forma
SP	Caída de presión estática
T	Temperatura, proyección
U	Coeficiente global de transmisión
V	Volumen
v	Velocidad
W	Humedad, ancho

SUBINDICES

a	Ambiental, aire
B	Base
bs	Bulbo seco
C	Calentamiento
c	Convección
cal	Calefacción
d	Depósito
e	Exterior
F	Aleta
f	Final, fílmica, fila
h	Hormigón, hidráulico
I	Infiltración
i	Inicial, interior
k	Conducción

XIV

l	Latente
m	Media
n	Neta
P	Pared
p	Piso, paleteado, piscina
s	Superficie, salida, sensible
sat	Saturado
sb	Subsuelo
sc	Sin calefacción
T	Total, techo
t	Tubo
v	Vaporización, ventana, vapor
w	Agua
z	Azulejo

LETRAS GRIEGAS

β	Coeficiente de expansión térmica
Δ	Incremento, cambio
τ	Viscosidad cinemática
μ	Viscosidad absoluta
π	3.1416
δ	Densidad
θ	Tiempo
φ	Eficacia
$\int$	Integral
Σ	Sumatoria

I N I E R O D U C C I O N

El uso de serpentines de superficie extendida para calentar aire en climatización, usando vapor de agua, es el tipo de intercambiador de calor más empleado y adecuado.

La Academia Deportiva se encuentra ubicada en la ciudad de Quito, sector de Iñaquito, a $78^{\circ} 29'$ Longitud Oeste y $00^{\circ} 10'$ Latitud Sur y a 2789 de Altitud.

Se determinan las condiciones climáticas para calcular las propiedades del aire y las condiciones de diseño, ya que las tablas están dadas a condiciones normales y para otras zonas, respectivamente.

Se realiza un cálculo de pérdidas para calefacción del edificio para el calentamiento sensible del aire, por transmisión e infiltración.

El diseño de ductos y selección de registros de aire se lo realiza en función del tipo de construcción del edificio.

En cuanto a conclusiones se determina que el sistema de calefacción estará en funcionamiento cuando la temperatura

exterior es inferior a los 15°C , ya que a mayores temperaturas el aire del edificio alcanzará temperaturas altas, incluso hasta 21°C en días muy calurosos.

C A P I T U L O I

ANALISIS METEOROLOGICO DE LA ZONA

1.1 INFORMACION GENERAL

El lugar donde se encuentra ubicada la piscina de natación y sitio de las mediciones está en la siguiente posición: Longitud = 78° 29' Oeste, 00° 10' latitud Sur, altitud 2789 m.

El clima es del tipo Mesotérmico-Húmedo, propio de la región Interandina, la lluvia se hace presente durante todo el año, con inviernos lluviosos y veranos menos lluviosos, ésta es muy característica por el incremento de los vientos; el paisaje tiene aspecto boscoso y cubierto de un verdor permanente.

- La nubosidad fluctúa entre 4 y 7/8 de cielo cubierto.
- Las máximas absolutas en la temperatura van entre 19 y 23°C.
- Las mínimas absolutas se anotan entre 00 y 6°C.
- La temperatura media anual fluctua entre los 11 y 13°C.
- La Humedad Relativa bordea el 75%.

-Totales anuales de lluvia fluctuando entre los 1000 y 1500 mm.

La presión atmosférica a 2789 m es de 0.71995 atm. equivalente a 72.91 kPa., que es la presión promedio mensual para un rango de 20 años tomado del gráfico A.1 y de la Tabla B.1.

1.2 TEMPERATURA Y HUMEDAD AMBIENTAL

En la Tabla B.2 tenemos la temperatura ambiental promedio T_a , y en los gráficos A.2 la temperatura ambiental horaria para algunos días.

Los gráficos A.3 representan los porcentajes (%) de humedad relativa promedio diario y los A.4 porcentaje (%) de humedad relativa horaria.

1.3 TEMPERATURA DEL SUBSUELO

La temperatura del subsuelo promedio para algunos días está en los gráficos A.5.

Las temperaturas del subsuelo fueron tomadas a diferentes profundidades, hasta donde se considera que el valor permaneciera constante. En la Tabla B.3 tenemos temperaturas del subsuelo, para algunas horas del día.

1.4 VELOCIDAD DEL VIENTO

La figura 1.1 representa los datos promedio de los años 1986 a 1989, para los meses del año. Como resultado tenemos un promedio de 3.3 m/s.

La Tabla B.9 nos da valores para ciertos días, dando como resultado velocidades mayores a la promedio, entre 5 y 7 m/s, llegando a un máximo de 8 m/s y en rara ocasión hasta 16 m/s.

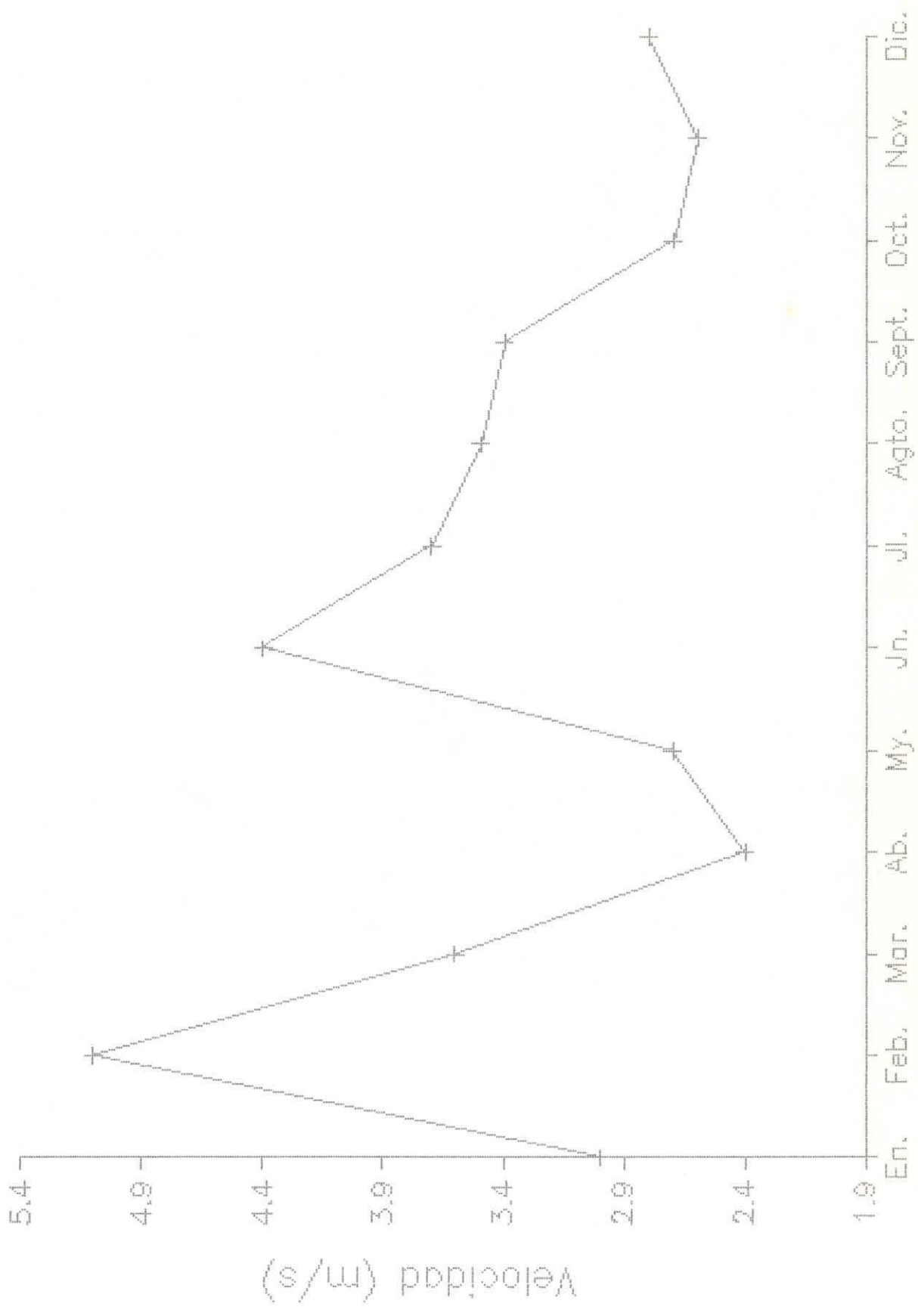


Figura 1.1 Promedio de Meses, años 1985-89

C A P I T U L O I I

ESTUDIO DEL SISTEMA PISCINA AMBIENTE

2.1 ANALISIS TERMICO DE LA PISCINA

2.1.1 Aproximación de la Conductividad Térmica del Subsuelo

Para realizar esta prueba se introdujo un recipiente metálico cilíndrico en el suelo, lleno con agua caliente, representado en la figura 2.1.

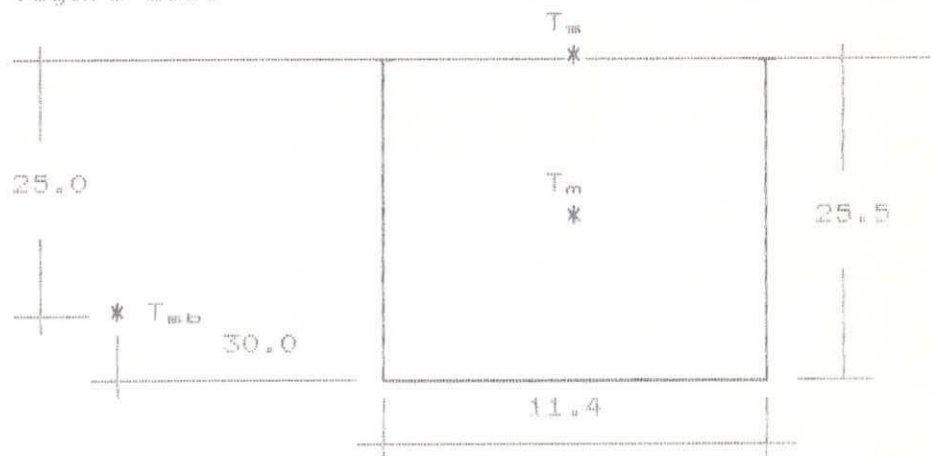


Figura 2.1 RECIPIENTE CON LOCALIZACION DE TERMOCUPLAS

En la Tabla B.4, tenemos las temperaturas para 2 horas y 10 minutos.

El calor total perdido por el agua será:

$$Q_T = M_w C_p (T_{wi} - T_{wf})$$

$$M_w = V \delta = 2.6 \text{ Kg}$$

$$C_p = 4.187 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_{wi} = 74.0^\circ\text{C}$$

$$T_{wf} = 31.2^\circ\text{C}$$

reemplazando:

$$Q_T = 2.6 \text{ kg}(4.187\text{kJ/kg}^\circ\text{K})(74.0 - 31.2)^\circ\text{K}$$

$$Q_T = 465.9\text{kJ}$$

$$Q_T = 465900\text{J}/7800\text{seg} = 59.73 \text{ W}$$

El Factor de Forma S_1 , es definido para Conducción a través de un medio homogéneo, de conductividad térmica k , entre una superficie isotérmica y un cilindro vertical de longitud L .

$$D/L \ll 1 \quad S_1 = 2L\pi/\ln(4L/D) \quad \text{Tabla 3.1 (9)}$$

$$D/L = 0.44 \quad S_1 = 1.61\text{m}/\ln(4 \times 0.44)$$

$$S_1 = 2.77 \text{ m}$$

El Factor de Forma S_2 , se define para un disco delgado horizontal, enterrado profundamente, dentro de un material homogéneo de conductividad térmica k .

$$S_2 = 4.45D/(1 - (D/5.67L)) \quad \text{Tabla 3.1 (9)}$$

$$S_2 = 4.45 \times 0.114\text{m}/(1 - (0.114/5.67 \times 0.255))$$

$$S_2 = 0.58 \text{ m}$$

Para obtener el calor perdido hacia el subsuelo por la parte cilíndrica y la tapa inferior del recipiente, tendremos que calcular la pérdida que se opera por la parte superior del recipiente, es decir al ambiente.

El coeficiente de convección h_c se determinará por dos métodos, para obtener un valor promedio: el primero considerando la velocidad del viento, y el segundo por las fórmulas de convección libre para un disco delgado.

a) Por las condiciones existentes en el medio la velocidad de viento es de 3 m/s, tendremos:

$$h_c = 5.7 + 3.8v \quad (1) \text{ y } (12)$$

$$h_c = 5.7 + 3.8 \times 3 = 17.1 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$A = (0.114)^2 \pi / 4 = 0.012 \text{ m}^2$$

$$Q_c = h_c A (T_m - T_a)$$

$$Q_c = (17.1 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}) (0.012 \text{ m}^2) (23.7 - 13.6) ^\circ\text{K}$$

$$Q_c = 2.10 \text{ W}$$

El calor de conducción hacia el subsuelo:

$$Q_k = Q_T - Q_c \quad Q_k = k(S_1 + S_2)(T_m - T_{sb})$$

$$Q_k = 59.73 - 2.10 = 57.63 \text{ W}$$

$$k = Q_k / (S_1 + S_2)(T_m - T_{sb})$$

$$k_1 = 57.63 \text{ W} / (2.77 + 0.58) \text{ m} (45.6 - 20.4) ^\circ\text{K}$$

$$k_1 = 0.682 \text{ W/m} ^\circ\text{K}$$

b) Para convección libre, tenemos:

$$Gr = g\beta(T_{\infty} - T_s)L^3/\tau^2 \quad \text{Ec. 9.13 (4)}$$

$$T_r = \frac{T_{\infty} + T_s}{2} = \frac{23.7 + 13.6}{2} = 18.6 + 273 = 291.6^\circ\text{K}$$

Propiedades como k , Pr y μ pueden ser asumidas como independientes de la presión, como una excelente aproximación. Sin embargo, para un gas la viscosidad cinemática, $\tau = \mu/\delta$, varía con la presión ya que es dependiente de la densidad y ésta cambia con la presión. $\tau_1/\tau_2 = P_2/P_1$

Interpolando en la Tabla A.4 (4) para aire, a condiciones standar, tenemos:

$$\tau = 15.13 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \quad \tau_{real} = 2.1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s},$$

$$Pr = 0.709$$

$$\beta = 3.43 \times 10^{-3} \text{ }^\circ\text{K}^{-1}$$

$$k = 25.61 \times 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$L = 0.9D = 0.9 \times 0.114 \text{ m} = 0.103 \text{ m}$$

$$g\beta/\tau^2 = 7.61 \times 10^7 \text{ 1/m}^3\text{ }^\circ\text{K}$$

$$Gr = 7.61 \times 10^7 (23.2 - 13.6)^\circ\text{K} (0.108\text{m})^3$$

$$Gr = 9.203 \times 10^8$$

$$Ra = GrPr = (9.203 \times 10^8)(0.709) = 6.52 \times 10^8$$

$$Nu = \left[0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/4}}{(1 + (0.559/Pr)^{9/16})^{4/27}} \right]^2 \quad \text{Ec. 9.34 (4)}$$

$$Nu = \left[0.6 + \frac{0.387(6.52 \times 10^3)^{1/4}}{(1 + (0.559/0.709)^{9/16})^{8/27}} \right]^2$$

$$Nu = 12.9$$

$$h_c = kNu/L = 25.6 \times 10^{-3} \text{ W/m}^2 \text{ K} (12.9) / (0.103 \text{ m})$$

$$h_c = 3.2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$Q_c = 3.2 \text{ W/m}^2 \text{ K} \times 0.042 \text{ m}^2 (23.7 - 13.6)^\circ \text{ K} = 0.388 \text{ W}$$

$$Q_k = 57.24 \text{ W}$$

$$k_c = 0.683 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

El coeficiente de conductividad promedio será

$$k = (0.682 + 0.683)/2 = 0.683 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

2.1.2 Pérdidas Térmicas de la Piscina con el Medio

Las dimensiones, para el calculo de áreas y volumen, de la piscina son 25x15x1.5 m. En la figura 2.3 se aprecia los calores perdidos por el agua, así como el calor necesario para el calentamiento inicial de la misma. El análisis sera realizado para el primero en las horas de funcionamiento de la piscina, entre las 09H00 y 19H00, y para el segundo en el período de calentamiento agua hasta que alcance la temperatura deseada, en este caso 05H00 hasta 9H00 y 25°C (valor promedio para piscinas de competencia y recreación (2)).

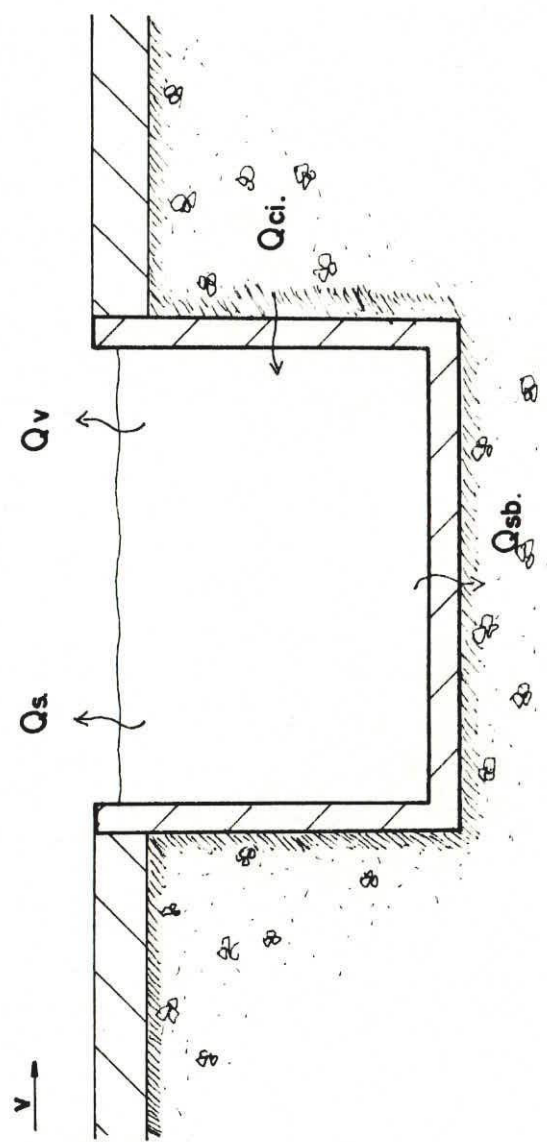


Figura 2.3 SISTEMA TERMICO DE LA PISCINA.

Para calcular las pérdidas de calor con el Subsuelo, a 80 cm de la pared de la piscina, se considera esta distancia en base a que la temperatura del subsuelo permanecerá constante a más de 20 cm, tanto cuando se calienta como cuando se enfría, para nuestro caso tomaremos según gráfico A.5 el valor mínimo de 15°C , debemos considerar la resistencia de los materiales de construcción y la resistencia del subsuelo. En la figura 2.4 se muestra la pared de la piscina.

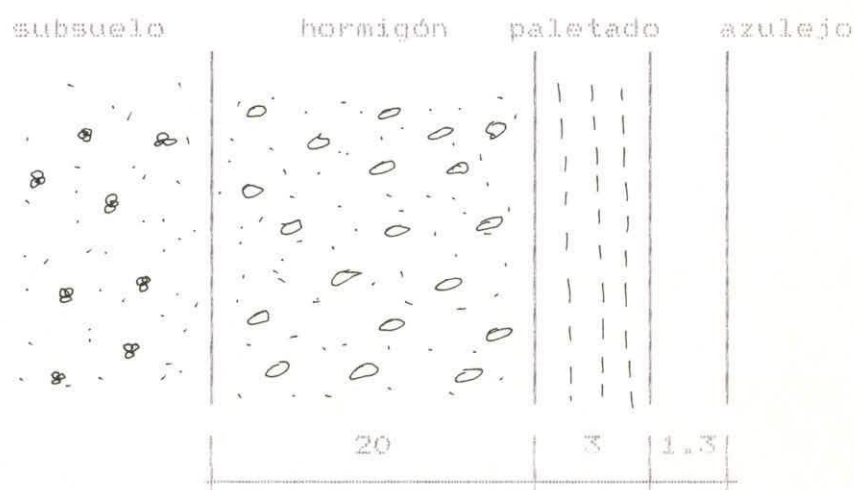


Figura 2.4 PARED DE LA PISCINA

Resistencia del Hormigón

$$R_h = L/k$$

$$k = 0.128 \text{ W/m}^{\circ}\text{K}$$

$$R_h = 0.20\text{m}/0.128\text{W/m}^{\circ}\text{K} = 1.563 \text{ m}^2 \text{ }^{\circ}\text{K/W}$$

Resistencia del Paletado

$$R_p = L/k$$

$$k = 1.047 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$R_p = 0.003\text{m}/1.047\text{W/m}^\circ\text{K} = 0.029 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

Resistencia del Azulejo

$$R_z = L/k$$

$$k = 1.8 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$R_z = 0.0127\text{m}/1.8\text{W/m}^\circ\text{K} = 7.056 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

Resistencia del Subsuelo

$$R_{sb} = L/k$$

$$L = 0.8 \text{ m}$$

$$k = 0.683 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$R_{sb} = 0.8\text{m}/0.683 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{K/W} = 1.190 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

Como las resistencias están en serie

$$R = R_h + R_p + R_z + R_{sb}$$

$$R = 1.563 + 0.029 + 7.056 \times 10^{-3} + 1.190$$

$$R = 2.789 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

Calor perdido hacia el Subsuelo

$$Q_{sb} = A(T_p - T_{sb})/R$$

A = Area lateral + Area fondo

$$A = 2(25 \times 15 + 15 \times 1.5) + 25 \times 15 = 495 \text{ m}^2$$

$$Q_{sb} = 495\text{m}^2 (25 - T_{sb})/2.789\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{K/W}$$

$$Q_{sb} = 177.5(25 - T_{sb})\text{W/}^\circ\text{K}$$

En la Tabla B.5 tenemos T_{sb} para poder observar

como varia la pérdida de calor, el cual está representado en la Tabla B.6.

Otra manera para determinar esta pérdida de calor, es mediante el Factor de Forma entre la piscina y la superficie del piso del edificio.

$$S = NL/M$$

donde:

N , número de tubos de transmisión de calor

M , número de cuadrados curvilíneos an el canal

L , longitud de la piscina m.

$$Q_{sb} = 2Sk_{sb}(T_p - T)$$

donde:

T_p temperatura del piso del edificio

$$Q_{sb} = 2 \times S \times 0.420 \text{ W/m K} \times (25 - T)^\circ\text{K}$$

$$Q_{sb} = 0.84 \times S (25 - T) \text{ W}$$

Evaluaremos para dos temperaturas de piso, con el objetivo de comparar las pérdidas de calor a diferentes temperaturas. Las graficas de las lineas de flujo de calor y las isotérmicas se encuentran en las figuras 2.5 y 2.6.

Para $T = 10^\circ\text{C}$

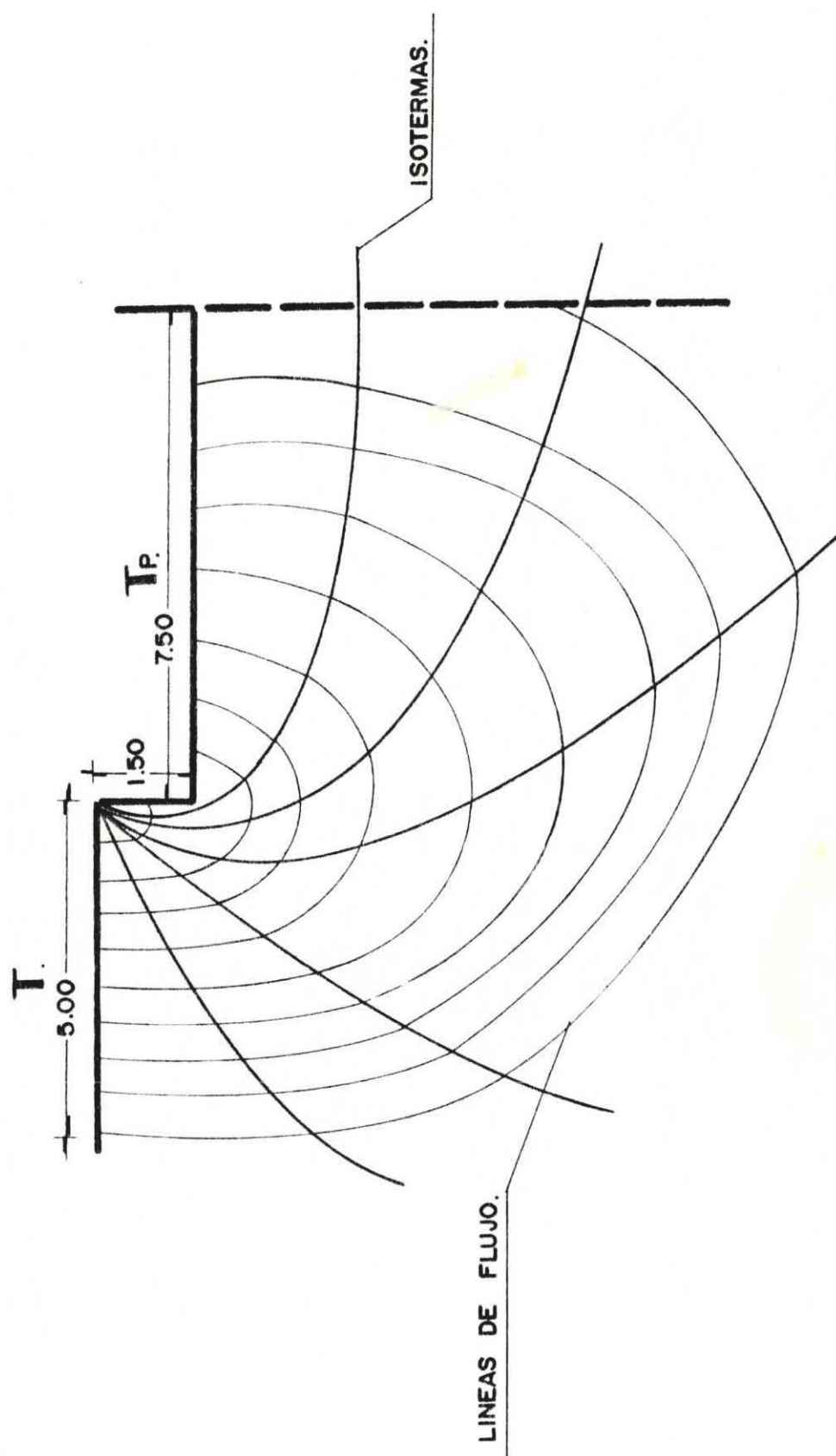


Figura 2.5 DIAGRAMA PARA ENCONTRAR FACTOR DE FORMA A $T = 10^{\circ}\text{C}$.

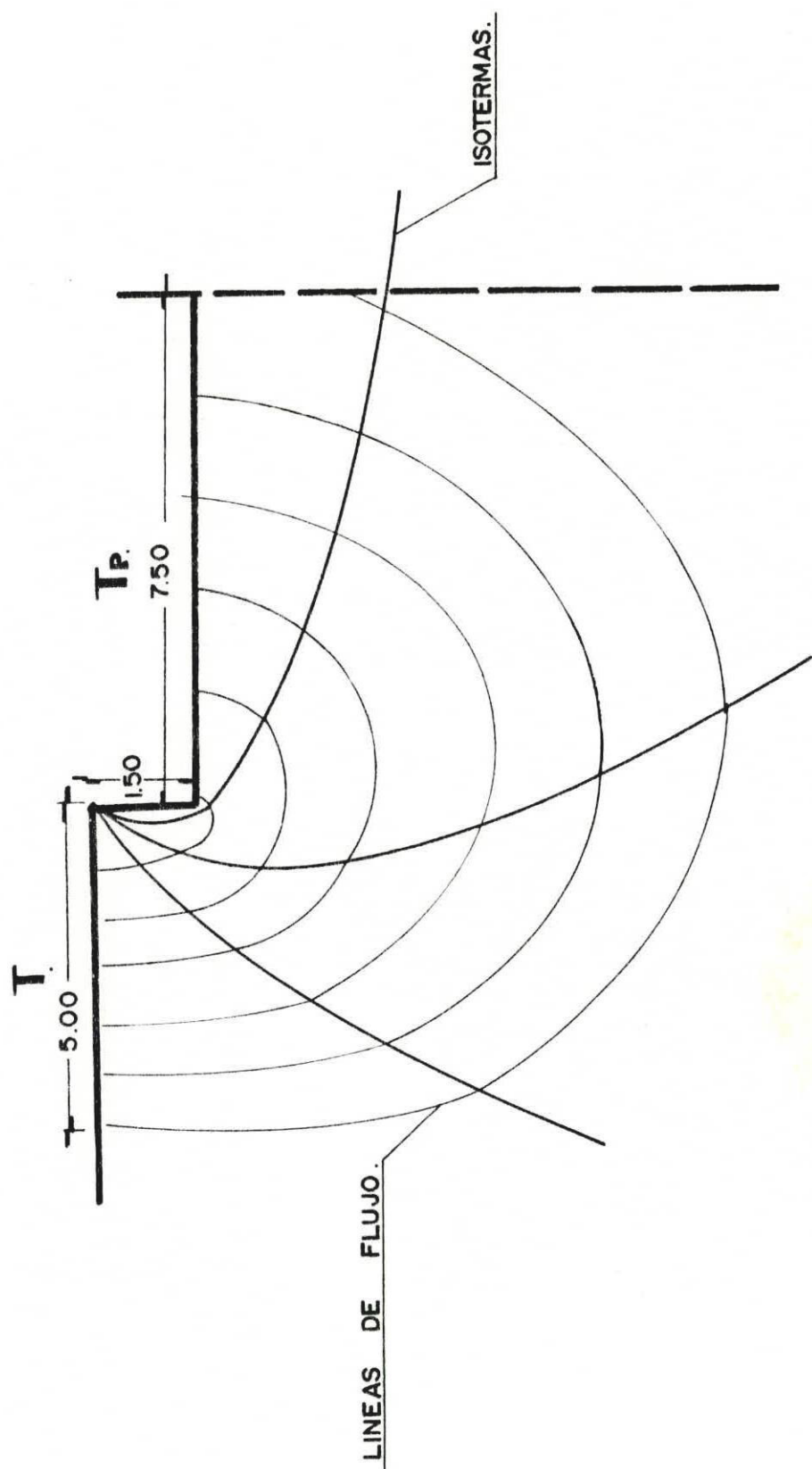


Figura 2.6 DIAGRAMA PARA ENCONTRAR EL FACTOR DE FORMA A $T = 15^{\circ}\text{C}$.

$$S = 9 \times 25 \text{ m} / 6 = 37.5 \text{ m}$$

$$Q_{sb} = 0.84 \times 37.5 \times (25 - 10) = 472.5 \text{ W}$$

Para $T = 15^\circ \text{C}$

$$S = 6 \times 25 \text{ m} / 4 = 37.5 \text{ m}$$

$$Q_{sb} = 0.84 \times 37.5 \times (25 - 15) = 315 \text{ W}$$

De los resultados de pérdida, los obtenidos inicialmente serán los considerados para la suma de pérdidas.

Pérdida Superficial

$$Q_s = 60 A_s (T_p - T_{a1}) \quad \text{Ec. 54.11 (2)}$$

A una velocidad sobre la piscina de 0.15 m/s , valor deseado sobre la superficie de una piscina de natación para competencia.

$$A_s = 25 \text{ m} \times 15 \text{ m} = 375 \text{ m}^2$$

$$Q_s = 60 \times 375 \text{ m}^2 (25 - T_{a1}) = 22500 (25 - T_{a1}) \text{ W}/^\circ \text{K}$$

En la Tabla B.5 tenemos T_{a1} para el rango deseado de temperatura en base a las condiciones de diseño de calefacción del edificio de la piscina, y con la relación anterior calculamos las pérdidas de calor representadas en la Tabla B.6.

Para determinar las pérdidas que tendrán lugar por vaporización es necesario conocer la cantidad de agua que se evapora hacia el aire interior del edificio.

$$M_v = h_m A_m (p_w - p_a) / h_{fg} \quad \text{Ec. 20.1 (2)}$$

$$h_m = 0.0887 + 0.07815v$$

$$M_v = A_m (0.0887 + 0.07815v) (p_w - p_a) / h_{fg}$$

donde:

h_m , coeficiente de transferencia de masa en m/s.

p_w , presión de saturación del vapor tomada a la T_p superficial del agua, será determinada en Tabla de Vapor en kPa, para nuestro caso será 3.167 kPa.

p_a , presión de saturación del aire interior en el punto de rocío a kPa.

$p_a = W x p_{w,s}$, donde W está dado por las condiciones de diseño de climatización del edificio de la piscina, y $p_{w,s}$ está dado en Tabla A.1 (5).

h_{fg} , calor latente para cambiar el agua a vapor a T_p superficial en kJ/kg, nuestro dato será, a 25°C, 2440.8 kJ/kg

v , velocidad del aire sobre la superficie de la piscina en m/s.

En la Tabla B.5 se encuentran valores para $p_{w,s}$, p_a y M_v .

Habrá necesidad de remover esta agua evaporada del interior del edificio, cuyo valor limita la cantidad de aire mínima requerida en el interior a ser introducida, en m^3/s .

$$V_m = M_v / (W_1 - W_m) \quad \text{Ec. 20.2 (2)}$$

donde:

W_1 y W_m , a temperaturas de diseño kg/kg .

Calor perdido por Vaporización

$$Q_v = M_v h_{fg}$$

Valores para esta pérdida se encuentran en la Tabla B.6.

Calentamiento inicial del agua de la piscina

Es necesario conocer el tiempo de no funcionamiento de la piscina, durante un período de 24 horas, para determinar el cambio de temperatura que se producira en el agua.

Para piscinas similares a nuestro tema el cambio de temperatura entre las 19H00 y 05H00 esta en un rango de 3 a 4 $^{\circ}C$.

$$V = A_m H = 375m^2 \times 1.5m = 562.5 m^3$$

$$\theta = 9 - 5 = 4 \text{ hr}$$

$$T_{pi} = 21 \text{ o } 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{pf} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{ci} = 4170V(T_{pf} - T_{pi})/3600 \theta \quad \text{Ec. 54.10 (2)}$$

$$Q_{ci} = 162.89(25 - T_{pi}) \text{ kW/}^{\circ}\text{K}$$

$$Q_{ci1} = 162.89 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}(25 - 21)^{\circ}\text{K} = 651.56 \text{ kW}$$

$$Q_{ci2} = 162.89 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}(25 - 22)^{\circ}\text{K} = 488.67 \text{ kW}$$

2.2 CALENTAMIENTO DE LA PISCINA

Necesitamos determinar cual será la energía más alta a ser requerida en el tiempo de funcionamiento. Para lo cual tomaremos los valores críticos o máximos que obtendremos de la Tabla B.6, y del calentamiento inicial.

$$Q_c = Q_{p\acute{e}rdidas} + Q_{ci}$$

$$Q_c = 157500\text{W} + 72735.8\text{W} + 1774.8\text{W} + 651562\text{W}$$

$$Q_c = 883572.6 \text{ W}$$

C A P I T U L O I I I

CARGA DE CALEFACCION

3.1 PROCEDIMIENTO GENERAL

Calcular una carga para calefacción implica estimar la pérdida de calor probable de cada habitación o espacio que haya que caldear, al mismo tiempo que se mantiene una temperatura del aire interior seleccionada durante períodos de condiciones climatológicas exteriores de proyecto. Las pérdidas de calor son, principalmente:

1. Pérdidas por transmisión o calor transferido a través de paredes, cristales, techo, suelo u otras superficies.

2. Pérdidas por infiltración o energía necesaria para calentar la entrada de aire del exterior a través de rendijas y hendiduras alrededor de puertas y ventanas abiertas.

Estás pérdidas las podemos mostrar, junto con la ganancia de calor producida por el calor cedido por la superficie de la piscina, en la figura 3.1. Para

calcular la carga de calefacción para proyecto, debe obtenerse información acerca del diseño del edificio, para determinar las diferentes áreas, materiales, espesores y uso del edificio.

3.2 SELECCION DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO

La solución ideal al problema de diseño de sistemas de calefacción es la creación de una instalación con una capacidad de producción máxima igual a la carga por calefacción precisa en las condiciones de tiempo climatológicas locales más severas. Sin embargo, esta solución no es, generalmente, económica puesto que los registros meteorológicos muestran que las condiciones climáticas extremas no se repiten anualmente. Si los sistemas de calefacción se diseñaran para condiciones climatológicas extremas, existiría un exceso de capacidad durante la mayor parte de la vida útil de servicio del sistema.

Antes de seleccionar una temperatura exterior de proyecto se debe considerar:

Es el tipo de estructura pesado, medio o ligero?

Está aislado el edificio?

Está expuesto el edificio a vientos fuertes?

Es elevada la carga de infiltración o ventilación?

Hay más superficies de cristal que lo normal?

Durante qué período del día se utilizará el edificio?

Cuál es la naturaleza de ocupación?

Habrán largos períodos de funcionamiento o temperatura interior reducida?

Cuál es la diferencia entre las temperaturas diarias máxima y mínima?

Hay condiciones locales que produzcan una variación importante en las temperaturas informadas por el Instituto Meteorológico?

Qué dispositivos auxiliares habrá en el edificio?

Cuál es el costo previsto de combustible o energía?

Además el efecto de viento sobre las necesidades de calefacción de cualquier edificio debe considerarse por dos razones:

1. El movimiento de aire aumenta la transmisión de calor de paredes, cristal y techo, afectando a paredes deficientemente aisladas en un grado mucho mayor que las paredes bien aisladas.

2. El viento aumenta materialmente la infiltración de aire frío a través de las rendijas alrededor de puertas y ventanas e incluso a través de los propios materiales de construcción de edificios.

Sobre la base de proyecto, se deberá elegir la

combinación más desfavorable de temperatura y velocidad del viento, obsérvese que varía en edificios diferentes, porque la velocidad del viento ejerce mayor efecto sobre edificios con grados de infiltración relativamente altos. Es posible que un edificio requiera más calor en un día ventoso con una temperatura exterior moderadamente baja que en un día apacible con una temperatura exterior mucho más baja.

Si se prefiere el procedimiento de cambio de aire para calcular intensidades de infiltración, esta correlación no es muy importante. Al utilizar el procedimiento de rendijas puede emplearse la tasa de fugas a una velocidad de viento de 6.7 m/s, a menos que la experiencia local haya establecido que otras velocidades son más apropiadas. Velocidades del viento anormalmente elevadas pueden tener efecto sobre el valor de U de los componentes del edificio.

Por lo expuesto anteriormente estamos listos para determinar nuestras condiciones de diseño:

INTERIOR

$$T_{ai} = 18 \text{ a } 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$HR = 50 \text{ a } 60 \%$$

$$v_{ai} = 0.2 \text{ a } 0.25 \text{ m/s (área con espectadores)}$$

$$v_{ai} = \text{hasta } 0.13 \text{ m/s (área de bañistas)}$$

EXTERIOR

$$T_{ae} = 10^{\circ}\text{C}$$

$$v_{ae} = 6.5 \text{ m/s (invierno o verano)}$$

3.3 CALCULO DE TEMPERATURAS EN ESPACIOS ADYACENTES SIN CALEFACCIONAR

La pérdida de calor de sitios calefaccionados a espacios sin caldear tiene que basarse en las temperaturas estimadas o supuestas reinantes en dichos espacios sin calefaccionar. Esta temperatura entrará en la escala de diferencias entre interior y exterior. Si las respectivas áreas de las superficies adyacentes al sitio calefaccionado y expuestas al exterior son las mismas y si los coeficientes de transmisión son iguales, la temperatura dentro del espacio sin caldear puede suponerse casi igual a la media de las temperaturas interior y exterior del proyecto. Si las áreas de las superficies y los coeficientes son desiguales, la temperatura reinante en el espacio sin caldear deberá calcularse por, la Ec. 25.1 (1):

$$T_{ec} = \frac{T_{ai}(A_1U_1 + A_2U_2 + \text{etc.}) + T_{ae}(KV_e + A_aU_a + \text{etc.})}{A_1U_1 + A_2U_2 + \text{etc.} + KV_e + A_aU_a + A_bU_b + \text{etc.}}$$

donde:

$$K = 1200$$

T_{ec} = temperatura en espacio sin calefaccionar, $^{\circ}\text{C}$

$A_1, A_2, \text{etc.}$ = áreas de superficies de espacios sin

caldear adyacentes al espacio caldeado, m^2

$A_a, A_b, \text{ etc.}$ = áreas de superficies de espacios sin caldear expuestos al exterior, m^2

$U_1, U_2, \text{ etc.}$ = coeficientes de transmisión de las superficies $A_1, A_2, \text{ etc.}$, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

V_e = proporción de aire exterior introducido en el espacio sin caldear por infiltración y/o ventilación, m^3/s .

Por lo general, se supone que las temperaturas dentro de espacios sin caldear con grandes superficies de cristal y dos o más superficies expuestas al exterior (como son porches para dormir) son las mismas que las del exterior.

Es importante anotar, para nuestro caso, el escape que se producirá hacia el sitio de las duchas debido a la conexión directa entre el aire del edificio y el aire de las duchas, ya que no existen puertas sino una área de 1.8×2.2 m. Para determinar las pérdidas podremos asumir, en base a experiencias en el campo de la calefacción, que se producirá una recirculación del aire, por tanto, para los cálculos tomaremos la mitad del área y asumiremos una velocidad de 1.5 m/s. La densidad del aire y su peso específico será un promedio de las dos corrientes de aire. Los resultados están dados en la Tabla B.7.

3.4 CALCULO DE PERDIDAS POR TRANSMISION

La fórmula básica para la pérdida de calor por transmisión, conducción y convección, a través de cualquier superficie es:

$$Q = AU(T_{ai} - T_{ae})$$

La densidad del aire sera:

$$\rho = P/RT = 72.96 \text{ kPa} / (286.9 \text{ J/kg}^\circ\text{K} \times 283)^\circ\text{K} = 0.9 \text{ kg/m}^3$$

Las áreas serán determinadas en las figuras 3.2 a 3.5 del edificio, el coeficiente global de transferencia de calor sera determinado mediante la suma de resistencias de los materiales del elemento y las del aire a cada uno de sus extremos.

Ejemplo

La pared interior Deste tendrá un área de 70.4 m² y construida por un bloque de concreto de 4 plg., un enlucido y una capa de yeso de ½ plg. a cada lado de la pared.

Las conductividades de los materiales están referidas a (1).

$$k_{\text{bloque concreto}} = 0.78 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$k_{\text{enlucido}} = 0.07 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$k_{\text{yeso}} = 0.21 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

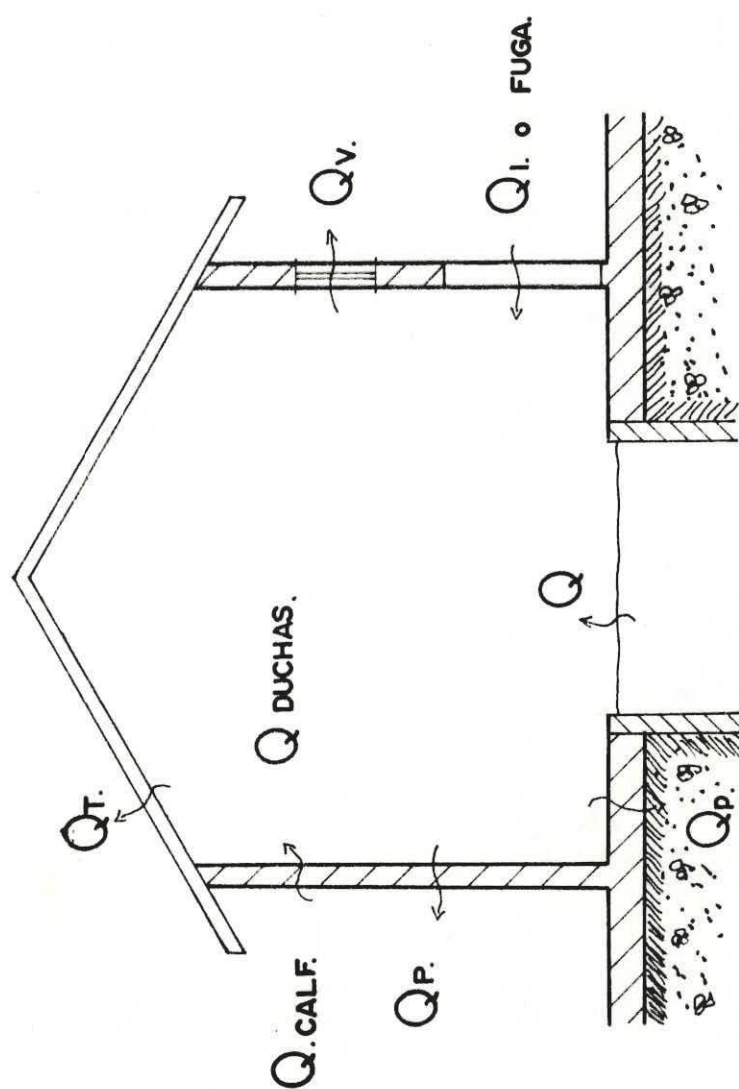
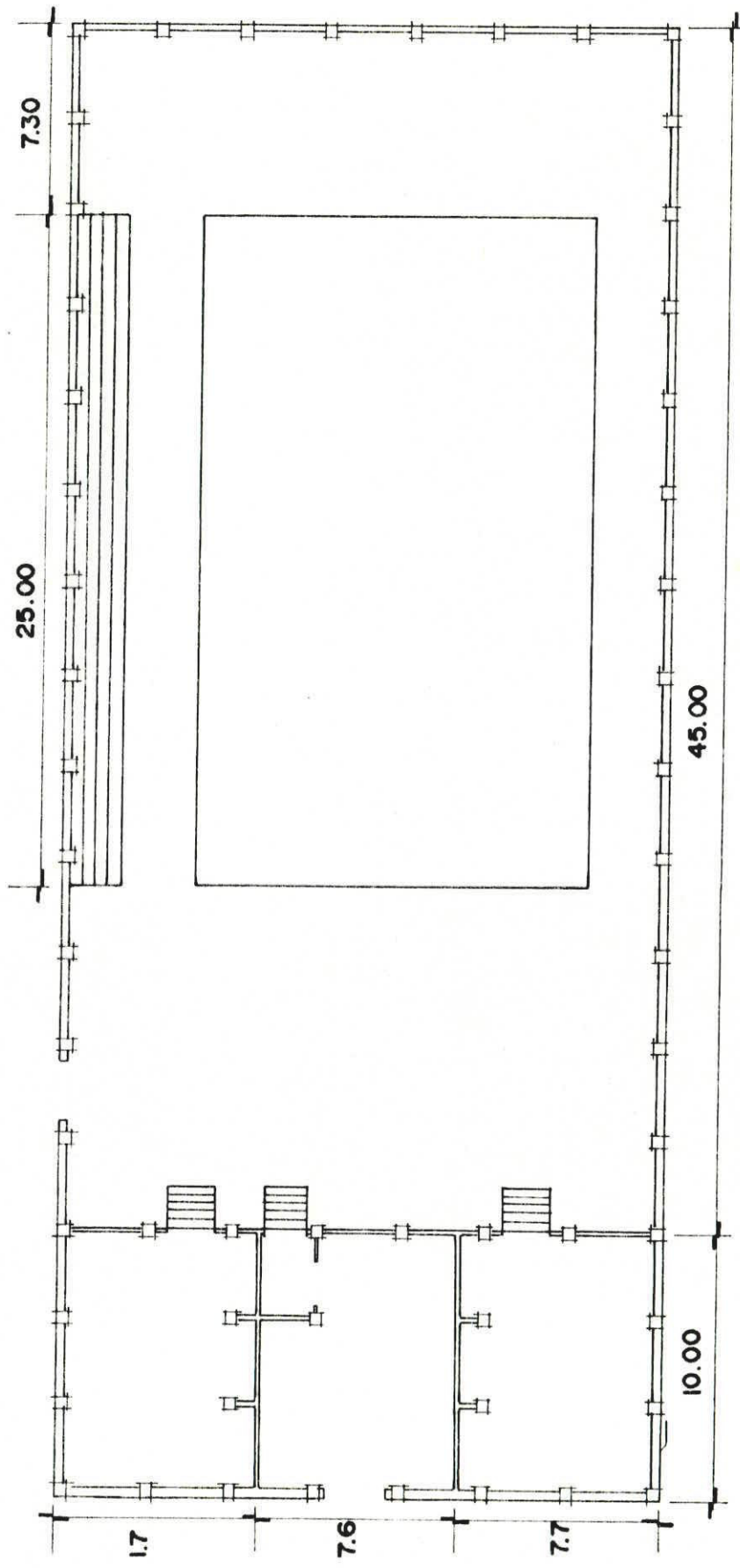
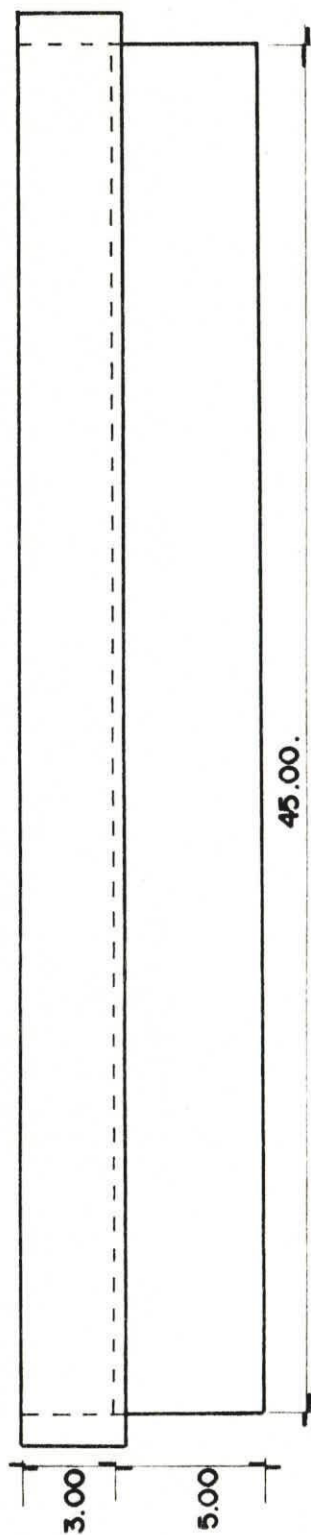


Figura 3.1 SISTEMA TERMICO DEL EDIFICIO.

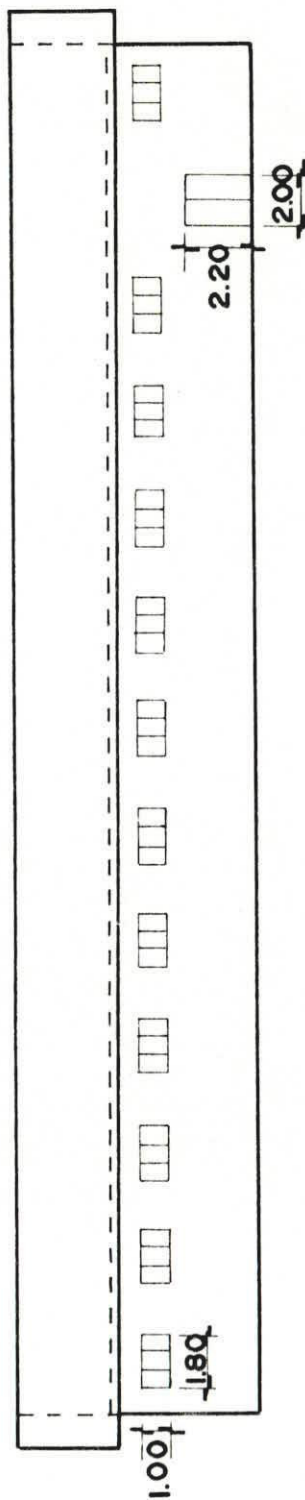


SECCION PLANTA.

Figura 3.2



a) Lateral sur.



b) Lateral norte.

Figura 3.3 SECCIONES LATERALES.

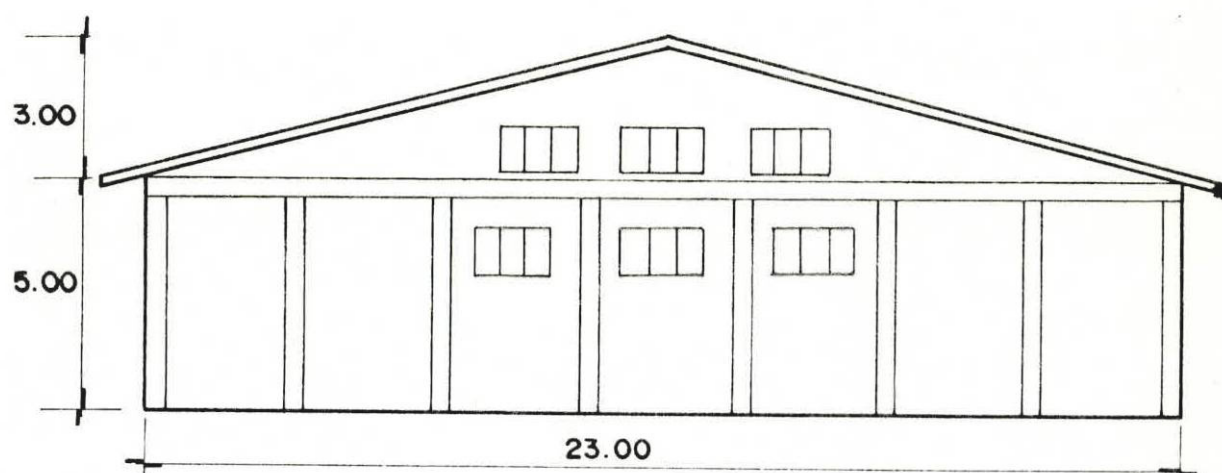


Figura 3.4 SECCION ESTE - INTERIOR.

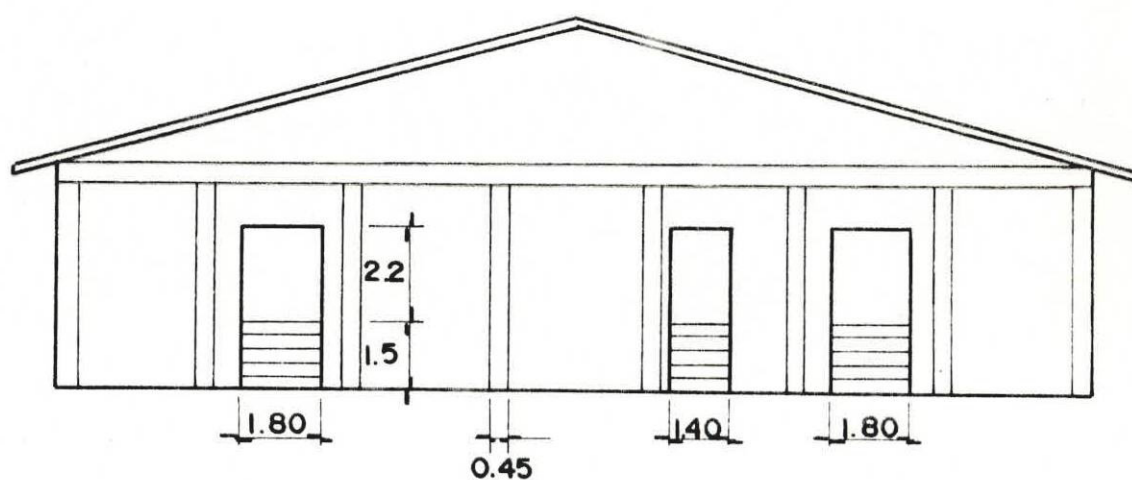


Figura 3.5 SECCION OESTE - INTERIOR.

El factor de convección del aire, será determinado para una velocidad crítica del aire fluyendo horizontalmente a la pared:

Si $v < 4.9$ m/s, usar, $h_a = 5.7 + 3.8v$

Si $v > 4.9 - 30.5$ m/s, usar, $h_a = 7.34v^{0.8}$

Sobre la pared interior, supondremos, que el aire fluira a 0.7 m/s, por lo tanto $h_{a1} = 8.3$ W/m²°K.

El coeficiente global de transferencia de calor será:

$$U = \frac{1}{\Sigma(L/k) + \Sigma(1/h_c)}$$

$$U = \frac{1}{(4/0.78 + 2 \times 0.5(1/0.07 + 1/0.21))/39.36 + 2/8.3}$$

$$U = 1.169 \text{ W/m}^2\text{°K}$$

$$Q = 70.4 \text{ m}^2 \times 1.169 \text{ W/m}^2\text{°K} (22 - 10.8)\text{°K}$$

$$Q = 922 \text{ W}$$

Para tejados a dos aguas se calcula el coeficiente combinado de tejado-techo, y si existen otras áreas como sótano, desván, etc. refierase a (1).

3.5 CALCULO DE PERDIDA DE CALOR PRODUCIDA POR INFILTRACION

La pérdida de calor producida por infiltración del

aire exterior puede dividirse en sensible y latente. La cantidad de energía relacionada con la elevación de la temperatura del aire de infiltración del exterior hasta la temperatura del aire interior es el calor sensible. La cantidad de energía relacionada con la pérdida neta de humedad del espacio se clasifica como calor latente.

Pérdida de Calor Sensible

La energía necesaria para calentar el aire exterior que penetra por infiltración a la temperatura de la habitación se da por:

$$Q_{is} = C_p V \delta (T_{ai} - T_{ae}) \quad \text{Ec. 25.7 (1)}$$

donde:

V , aire exterior que entra al edificio, m^3/s .

El volumen del aire exterior que entra por hora depende de la velocidad y dirección del viento, anchura de rendijas o tamaño de aberturas, tipo de aberturas y otros factores, explicados en el Capítulo 22 de (1). Los dos procedimientos utilizados para obtener la cantidad de aire de infiltración son la longitud de rendijas y la renovación de aire.

Pérdida de Calor Latente

Cuando hay que añadir humedad al aire interior para

mantener condiciones de confort en invierno, la energía necesaria para evaporar una cantidad de agua equivalente a la que se pierde por infiltración (componente latente de pérdida de calor por infiltración) tiene que determinarse. Esta energía puede calcularse por:

$$Q_{11} = V\delta(W_1 - W_e)h_{fg} \quad \text{Ec. 25.9 (1)}$$

Procedimiento de longitud de rendija

La base de cálculo es, la cantidad de rendijas utilizadas para calcular la pérdida de calor por infiltración no debe ser inferior a la mitad de la longitud total de rendijas en los muros exteriores de la habitación. En edificios sin tabiques, el aire que entra a través de rendijas por el lado del viento tiene que salir a través de rendijas en el lado abrigado del viento. Por tanto, tomese la mitad del total de rendijas para calcular cada lado y extremo del edificio. En una habitación con una sola pared expuesta, tómese el total de rendijas; con dos, tres o cuatro paredes expuestas, tómese la pared que tenga las rendijas que produzcan la mayor pérdida de aire, pero tomese por lo menos la mitad del total de rendijas. Por tanto, para determinar las necesidades totales de calor de edificios muy grandes, es preciso basar la pérdida total por infiltración en la pared que tenga el total mayor de rendijas, pero nunca en

menos de la mitad del total de rendijas del edificio.

Cuando se usa el procedimiento de rendijas es conveniente expresar la pérdida de calor en términos de la longitud de rendijas (L):

$$Q_{1s} = 1.2BL(T_{a1} - T_{ae})$$

$$Q_{11} = 2808BL(W_1 - W_e)$$

Procedimiento de renovación de aire

Ya que se requieren ciertas consideraciones con respecto a la calidad de construcción, condiciones climatológicas, empleo de las habitaciones y otros factores, al calcular la infiltración por cualquier procedimiento, algunos proyectistas basan la infiltración en un número calculado de renovaciones de aire corrientemente utilizadas, mejor que en la longitud de las rendijas de ventanas. El número de renovaciones de aire dadas en (1) se puede considerar como guía.

Cuando se calculen las pérdidas por infiltración por este procedimiento de renovación de aire, pueden utilizarse las ecuaciones de Q_{1s} y Q_{11} , iniciales, sustituyendo V por el volumen de la habitación multiplicado por el número de renovaciones.

Los datos obtenidos de las referencias, y los resultados de los cálculos se dan en la Tabla B.8.

3.6 FUENTES INTERNAS DE CALOR

El calor proporcionado por personas, luces, motores y maquinaria dentro del espacio calefaccionado, debe averiguarse siempre para casos tales como teatros, salas de reuniones o conferencias, plantas industriales y edificios comerciales. En las plantas industriales, la situación es diferente: las fuentes de calor pueden sustituir, si son accesibles siempre durante la ocupación, a una parte de las necesidades de calefacción. En ningún caso, la instalación de calefacción existente (excluyendo fuentes de calor) deberá reducirse por debajo de lo necesario para mantener por lo menos 4.4°C dentro del edificio.

Para información sobre el calor suministrado por las personas, véanse los Capítulos 8 y 26 de (1).

3.7 ENERGIA DE CALEFACCION

Considerando el análisis realizado en los puntos anteriores y obteniendo los resultados para cada una de las pérdidas, a la suma de estos valores se le deberá restar toda ganancia de calor que pueda existir en la habitación o edificio, tomando valores críticos, ya que no se puede correr el riesgo de diseñar un sistema pequeño que no cubra las necesidades de

confort, los resultados mostramos en la Tabla B.8.

$$Q_{cal} = Q_{p\acute{e}rdidas} - Q_{ganancia}$$

La cantidad de aire necesario para calefaccionar el edificio se lo determina en base a la ecuación 30 del Capitulo 26 de (1), con los cambios respectivos debido a las propiedades reales del aire.

$$M_a = \frac{Q_{cal}}{2.5 \times 10^{-4} \Delta h}$$

donde:

Δh , diferencia de entalpía entre el aire de entrada y salida.

$$M_a = \frac{1041106.8 \text{ W}}{2.5 \times 10^{-4} (300.2 - 283.2) 10^3 \text{ J/kg}} = 24438 \text{ m}^3/\text{h}$$

C A P I T U L O I V

ESTUDIO Y DISEÑO DEL CALEFACTOR

4.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo el cuál proporciona, por transferencia de energía térmica interna entre dos o más fluidos, una diferencia de temperatura. La transferencia de calor entre los fluidos toma lugar a través de una pared de separación o superficie de transferencia de calor. No hay fuentes de energía térmica interna.

Un intercambiador de calor consiste de la actividad de los elementos del cambio de calor tales como un núcleo o una matriz conteniendo la superficie de transferencia, y los elementos de distribución del fluido tales como headers, múltiples, tanques, sellos o tuberías de entrada y salida, estos son por lo general sin movimiento, excepto en un intercambiador regenerativo rotatorio.

El calor es transferido por conducción a través de la

superficie de transferencia también llamada **superficie primaria o directa**. Para incrementar el área de transferencia de calor, se añaden aletas que pueden estar conectadas íntimamente a la superficie primaria para proveer extensión, es llamada **superficie secundaria o indirecta**. Las aletas pueden formar los pasos de flujo en los fluidos individuales pero no separan los fluidos. Estas superficies secundarias pueden también ser preliminarmente presentados para obtener estructura fuerte, o para proveer completa mezcla de un líquido altamente viscoso.

4.1.1 INTERCAMBIADORES DE SUPERFICIE EXTENDIDA

Los intercambiadores tubulares y de placa son intercambiadores de calor superficial. La efectividad del diseño térmico es usualmente 60% y más bajo, y la densidad de área superficial de transferencia de calor es usualmente menos que $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$. En muchas aplicaciones, una efectividad de intercambiador muy superior (hasta casi 98%) es esencial, y el volumen de la caja y la masa son limitados de modo que una superficie mucho más compacta es deseada. Para fluidos de densidad baja (gases), el restringimiento de la caída de presión tenderá a requerir una gran área de flujo. Por tanto se

necesita aumentar el área superficial y el área de flujo al mismo tiempo en una forma de configuración razonable. Como mencionáramos inicialmente, las aletas aumentan la densidad de Área superficial. El área de flujo es aumentada por el uso de materiales de medida delgada y diámetro de núcleo conveniente. El coeficiente de transferencia de calor en las superficies extendidas puede ser superior o inferior que en las superficies sin aletas.

4.1.2 INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBO-ALETA

En un intercambiador gas a líquido, el coeficiente de transferencia de calor en el lado del líquido es generalmente alto y las aletas no serán necesarias. Además, si la presión es alta para un lado, es generalmente económico emplear tubos. Las aletas son unidas a los tubos por un apropiado mecanismo firme; tensionado, soldado, soldadura de latón, soldadura autógena o por extrusión. Los intercambiadores de calor tubo aleteado se muestran en la figura 4.1. Las aletas en el lado exterior de los tubos pueden ser clasificados como sigue: (1) aletas normales en tubos individuales, figura 4.2, (2) aletas longitudinales, figura 4.3 y (3) aletas

continuas (planas o rugosas) en un arreglo de tubos, figura 4.1.

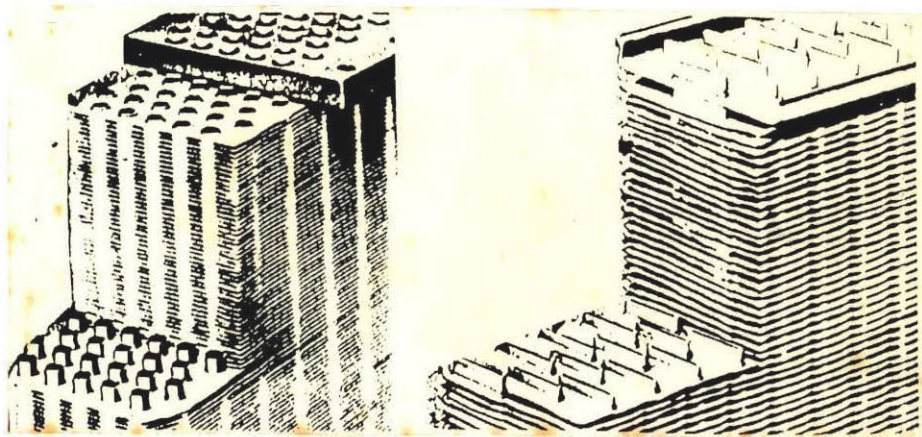


Figura 4.1 INTERCAMBIADORES TUBO ALETEADO

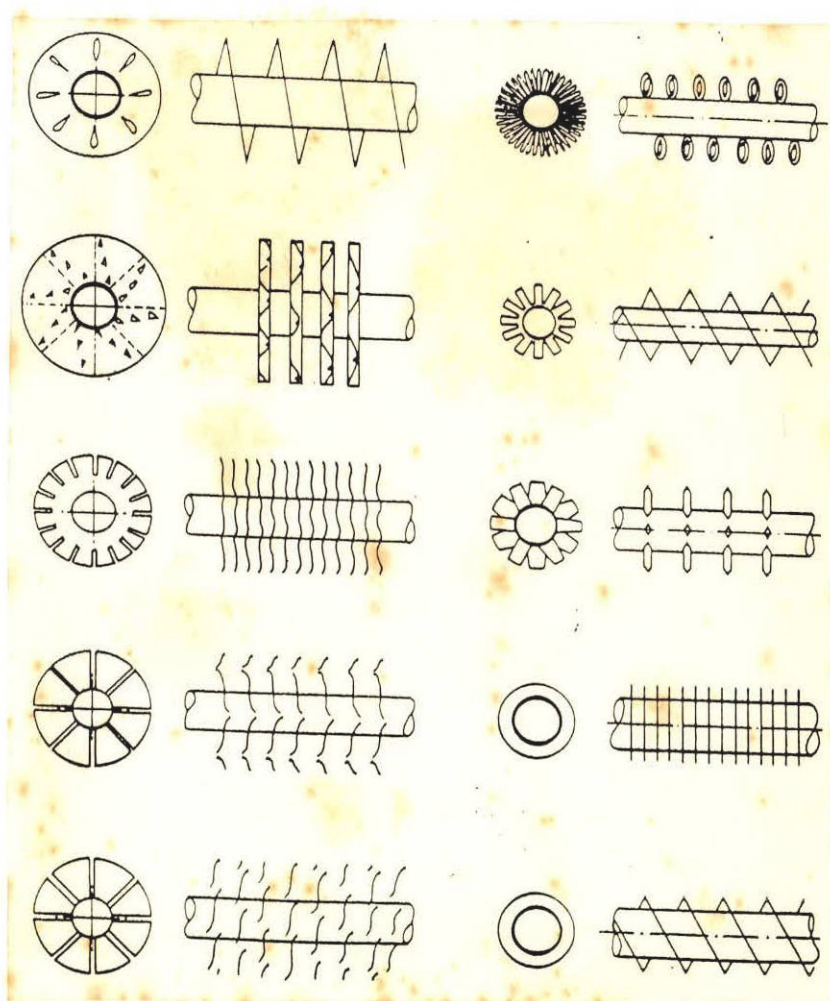


Figura 4.2 ALETAS NORMALES EN TUBOS INDIVIDUALES

Los intercambiadores con aletas continuas son usualmente baratos por su tipo de construcción en facciones simples y su gran cantidad de producción. Estos intercambiadores pueden resistir altas presiones en el lado del tubo. La alta temperatura está limitada por el tipo de unión y el material empleado. Los intercambiadores tubo-aleta tienen una inferior compacticidad a la unidad placa-aleta. Estos son usados para las aplicaciones en plantas de poder, sistemas de propulsión, e industrias de acondicionamiento de aire y refrigeración. Características de este tipo de intercambiador son paquete de tubos poco profundo, bajo flujo de aire longitudinal y área de cara larga debido al restringimiento del diseño en el poder del ventilador y densidad baja de aire.

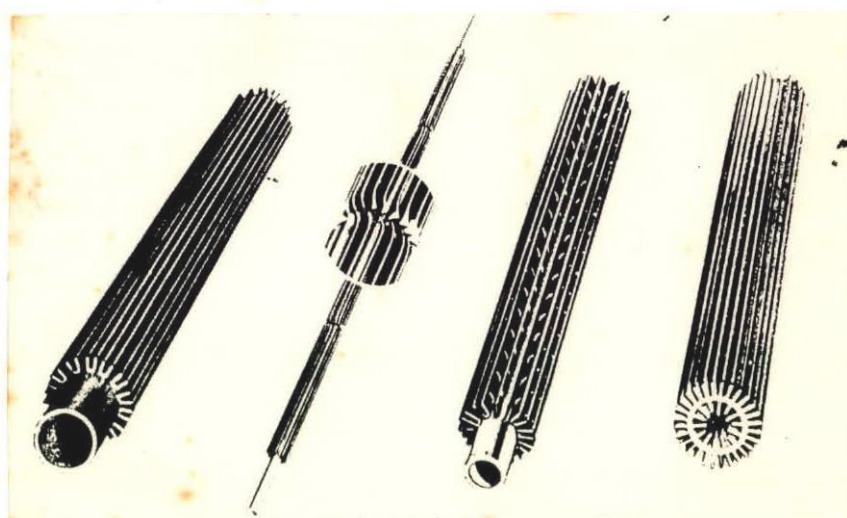


Figura 4.3 ALETAS LONGITUDINALES EN TUBOS INDIVIDUALES

4.1.3 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE FLUJO CRUZADO

En este tipo, figura 4.4, los flujos de los fluidos son normales a cada uno. La variación típica de la temperatura del fluido son idealizados en dos dimensiones y están mostrados en la figura 4.5 solo para las secciones de entrada y salida.

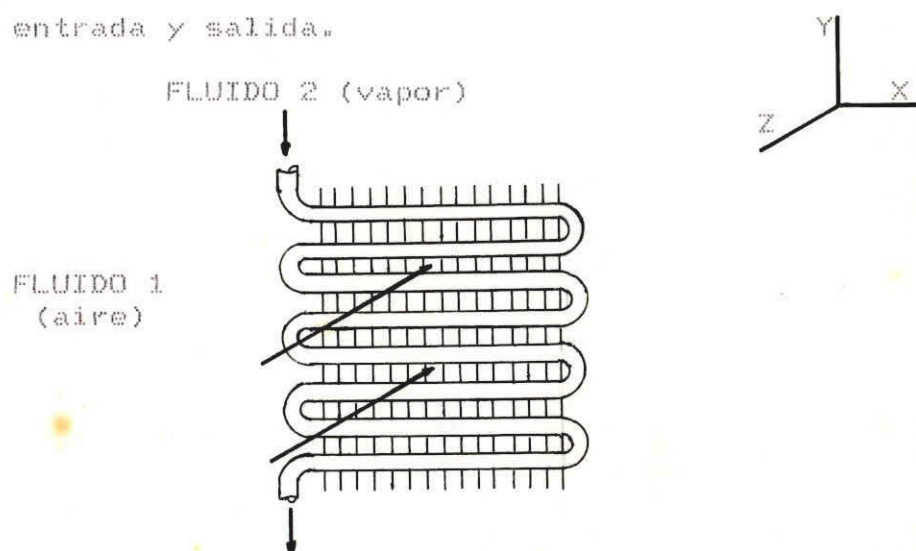


Figura 4.4 INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO TUBO-ALETA, SINMEZCLA-MEZCLADO

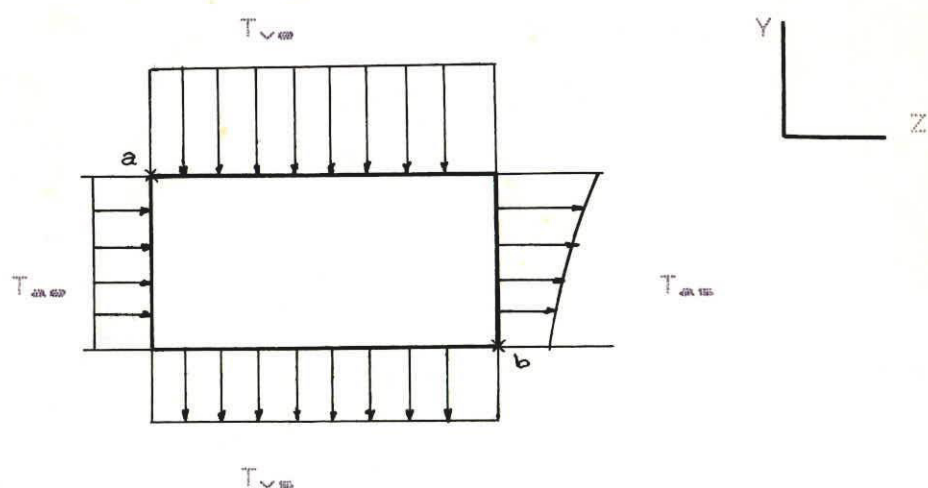


Figura 4.5 DISTRIBUCION DE TEMPERATURA EN INTERCAMBIADOR DE FLUJO CRUZADO SINMEZCLA-MEZCLADO

Termodinámicamente, la efectividad para el intercambiador de flujo cruzado cae en medio de los arreglos de contraflujo y flujo paralelo. La diferencia de temperatura estructural grande existente en las "regiones" de la entrada y salida de los fluidos caliente y frío, puntos a y b en la figura 4.5. Este es uno de los más comunes arreglos de flujo usados para intercambiadores de calor compacto, porque es gradualmente simplificado el diseño del cabezal en la entrada y salida de cada fluido. Si el deseo de que la efectividad del intercambiador de calor sea alto (es decir más de 80%), el recargo del tamaño para flujo cruzado puede llegar a ser excesivo. En semejante caso, es preferible una unidad en contraflujo. En un arreglo de flujo cruzado, la "mezcla" de la corriente de un fluido puede o no ocurrir dependiendo de el diseño. Una corriente de fluido es considerada "sin mezclar" cuando ésta pasa a través de canales o tubos de flujo individual con ningún fluido mezclado entre canales de flujo adyacentes. Fluido 1 en la figura 4.4 es sin mezclar, donde el fluido 2 es considerado "mezclado" porque está en un solo canal de flujo. La temperatura de un fluido sin mezclar, semejante a figura 4.4, está en función

de dos coordenadas y y z , y podrá ser tratado como una constante a través de un corte transversal perpendicular a la dirección del flujo general. La distribución de la temperatura típica de los fluidos sin mezclar en las secciones de salida del intercambiador son mostradas en la figura 4.5. La temperatura de un fluido mezclado (fluido 2 en figura 4.4) está en función de una sola coordenada y , y el cambio de temperatura por paso (en la dirección x) es pequeña comparada a la total. Así, habrá tres combinaciones de arreglo de flujo ideales para un intercambiador de contraflujo: (1) ambos fluidos sin mezclar; (2) un fluido mezclado, el otro sin mezclar; y (3) ambos fluidos mezclados (prácticamente el caso menos importante). La efectividad superior será el mezclado, la efectividad inferior tendrá el intercambiador que tiene todos los otros parámetros constantes.

4.2 CALENTAMIENTO DEL AIRE POR SERPENTINES DE SUPERFICIE EXTENDIDA

4.2.1 VAPOR COMO MEDIO DE CALENTAMIENTO

El vapor es el más común de los medios de calentamiento, como tal introduce algunas

dificultades: (1) El condensado caliente es muy corrosivo, y se debe tener cuidado para evitar que éste se acumule dentro del intercambiador donde el contacto con las partes metálicas causara daños, (2) Las líneas de condensado deben conectarse con bastante cuidado. Es ventajoso en el calentamiento conectar el vapor a los tubos del calentador en lugar de a la carcasa. En esta forma la acción del condensado se confina al lado de los tubos solamente, además, si el vapor fluye a través de los tubos de un intercambiador, no habrá necesidad de más de dos pasos en los tubos. Cuando se usa vapor sobrecalentado como medio de calentamiento, excepto en los sobrecalentadores, es costumbre despreciar el rango de temperatura de sobrecalentamiento, y considerar todo el calor cedido a la temperatura de saturación.

La transferencia de calor de un vapor en condensación a una superficie más fría, puede considerarse como un caso especial de transferencia de calor por convección. En sistemas de acondicionamiento de aire, los procesos de condensación de vapor generalmente ocurren en condensadores de refrigerantes o en serpentines de vapor usados para calentar aire.

El vapor se condensa dentro de los tubos y el aire circula sobre la superficie exterior. Los cálculos de transferencia de calor se efectúan con una ecuación similar a $Q = h_c A (T_v - T_s)$, donde T_v es la temperatura del vapor condensante y T_s es la temperatura superficial de la pared del tubo.

En condensadores de vapor de agua o refrigerantes, el vapor de entrada puede venir recalentado, sin embargo, es práctica usual calcular el coeficiente de condensación h_c con las propiedades del vapor saturado, su magnitud para la mayoría de los vapores condensantes es relativamente grande comparada con los coeficientes de convección libre o forzada en gases. En algunos problemas generales de transferencia de calor se logra suficiente precisión suponiendo coeficientes de condensación aproximados, para el vapor de agua condensándose en el interior de los tubos de un serpentín de calefacción de aire se usa frecuentemente un $h_c = 1200 \text{ Btu/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$ (11).

4.2.2 OBSERVACIONES GENERALES

Casi todo sistema térmico ambiental implica

calentamiento o enfriamiento del aire atmosférico. En el invierno o en climas fríos, el objetivo principal es el calentamiento, mientras en el verano y climas calientes lo es el enfriamiento y deshumidificación. Podremos calentar o enfriar el aire haciéndolo pasar por conductos que contienen serpentines, los cuales consisten de tubos lisos o tubos que tienen aletas o superficies extendidas. Prácticamente los serpentines actuales son del tipo de superficie extendida. La transferencia de calor en tubos aleteados es complicada. Se debe, por supuesto, modificar la expresión conocida del coeficiente global de transferencia de calor que para un tubo liso se conoce, ecuación 2.35 (11):

$$U_o = \frac{1}{\frac{D_o}{D_i h_i} + \frac{D_o}{D_i h_{d,i}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{d,o}} + \frac{1}{h_o}}$$

4.2.3 DIFERENCIA MEDIA VERDADERA DE TEMPERATURA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR DE FLUJO CRUZADO Y TUBOS ALETEADOS

Cuando uno de los fluidos es aire, generalmente no es práctico la contracorriente pura. El intercambiador más económico es usualmente el de tubos aleteados que emplea alguna forma de flujo

cruzado. La diferencia media logarítmica de temperatura es válida en intercambiadores de calor de flujo cruzado sólo cuando la temperatura de un fluido permanece constante (vapor en condensación, ya que se condensa isotérmicamente). Analizaremos un intercambiador de calor en la figura 4.6, para demostrar lo dicho,

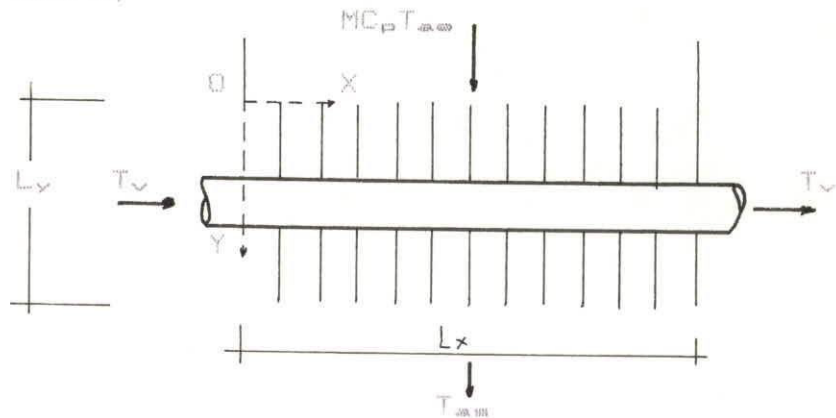


Figura 4.6 FLUJO CRUZADO PURO CON UNA FILA DE TUBOS

Aquí la temperatura del fluido frío T_a variará sólo en la dirección y

$$Q_{v \rightarrow a} = (\Delta E)_a \quad U_v dA_v (T_v - T_a) = M(dx/L_x) C_p dT$$

pero $dA_v = A_v(dx/L_x)(dy/L_y)$. Así

$$\int_{T_{a0}}^{T_{a1}} \frac{dT}{T_v - T_a} = \frac{U_v A_v}{MC_p L_y} \int_0^{L_y} dy$$

La solución para la temperatura del fluido que sale del intercambiador y para una tira de anchura dx , es $T_{a1} = T_{a0} + (T_v - T_{a0})(1 - e^{-Kx})$

$$e^{K_1} = \frac{T_v - T_{ae}}{T_v - T_{as}}$$

$$K_1 = U_o A_o / MC_p = (T_{as} - T_{ae}) / \Delta T_m$$

$$K_1 = \ln \frac{(T_v - T_{as})}{(T_v - T_{ae})}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_v - T_{ae}) - (T_v - T_{as})}{\ln \frac{(T_v - T_{ae})}{(T_v - T_{as})}}$$

De donde la ecuación para los problemas de diseño de intercambiadores de calor de tubos aleteados será

$$Q = U_o A_o T_m \quad \text{Ec. 12.26 (11)}$$

Si hubiera más de un paso de tubo, podríamos demostrar fácilmente que también se aplica la ecuación remplazando K_1 por NK_1 donde N es el número de pasos de tubos. Más aún, si la temperatura del fluido dentro de los tubos permanece constante, no importa la disposición de los pasos de tubo (contraflujo, flujo cruzado, etc.)

4.2.4 EFICACIA DE SUPERFICIES EXTENDIDAS

La adición de aletas a los tubos incrementa el área de la superficie exterior pero a expensas

de disminuir la diferencia media de temperatura entre la superficie y la corriente de aire ($T_{F,B} - T_{bs}$). Mientras la resistencia de un tubo liso puede ser despreciable, la resistencia térmica de la superficie extendida puede ser considerable.

Un parámetro significativo para evaluar la efectividad térmica de las aletas es la **eficacia de la aleta** definida como

$$\eta = \frac{T_{F,m} - T_{bs}}{T_{F,B} - T_{bs}} = \frac{\Delta T_{F,m}}{\Delta T_{F,B}} \quad \text{Ec. 12.19 (11)}$$

donde:

$T_{F,m}$, temperatura media de la aleta °C

$T_{F,B}$, temperatura en la base de la aleta °C

T_{bs} , temperatura de bulbo seco del aire °C

Para calentamiento o enfriamiento de aire se usan comúnmente tubos aleteados con placas rectangulares de espesor uniforme, como aletas. No es posible obtener matemáticamente una solución exacta para la eficiencia de este tipo de aleta. Carrier y Anderson demostraron que un método aproximado es suponer que una aleta de cada tubo tiene igual rendimiento al de una aleta de placa circular de igual área. La figura 4.7 (Fig. 12.13, (11)) ilustra el método donde

se calcula un radio exterior equivalente de aleta circular mediante la ecuación 12.25 (11),

$$r_2 = \sqrt{ac/\pi}$$

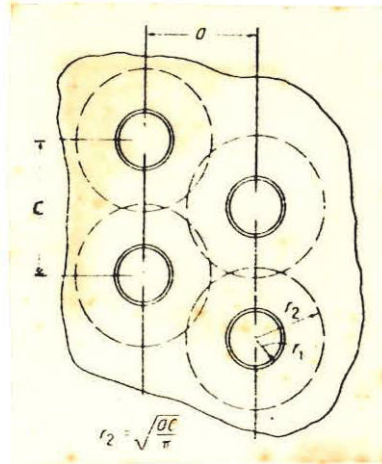


Figura 4.7 METODO DE APROXIMACION PARA TRATAR UNA ALETA DE PLACA RECTANGULAR DE ESPESOR UNIFORME EN FUNCION DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR PLANA DE IGUAL AREA.

Determinado el radio equivalente exterior, se obtiene la eficacia de la aleta de la figura 4.8 (Fig. 12.11, (11)).

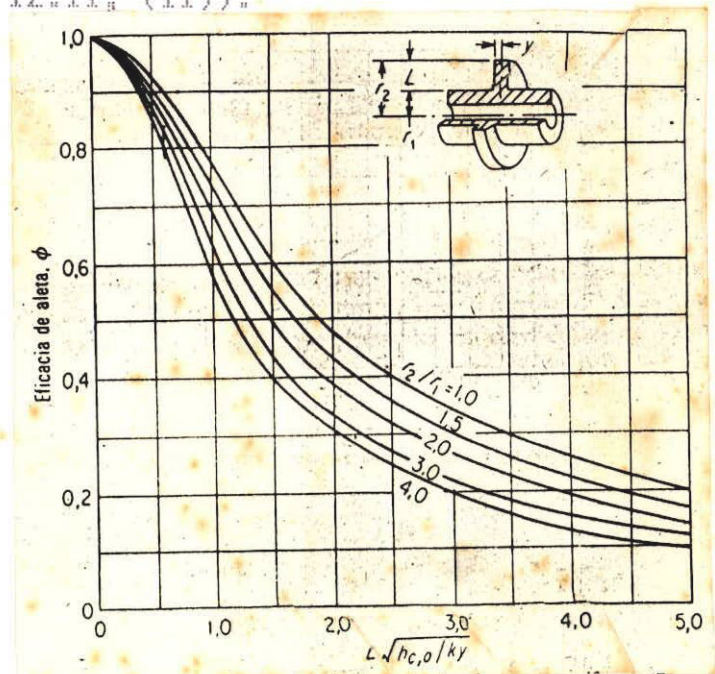


Figura 4.8 EFICACIA DE UNA ALETA DE PLACA CIRCULAR DE ESPESOR UNIFORME.

4.2.5 TRANSFERENCIA GLOBAL DE CALOR EN SUPERFICIES ALETEADAS SECAS

El diseño práctico de un intercambiador de calor implica la solución de la ecuación de calor dada anteriormente. El coeficiente global de transferencia de calor incluirá la eficiencia de la aleta y los coeficientes de depósito, aunque un depósito ligero sobre la superficie exterior de un tubo aleteado tiene en general poco efecto sobre U a causa de la magnitud frecuentemente grande de $1/h_{c,e}$. Algunas veces se tiene en cuenta la unión imperfecta de las aletas a los tubos, pero este efecto es difícil de evaluar y con una buena construcción deberá ser pequeño. Es más importante incluir un coeficiente de depósito para la superficie interior de los tubos. Para la mayoría de los casos, por la ecuación 12.23 (11)

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{A_{t,i} h_i} + \frac{A_e}{A_{t,i} h_{d,i}} + \frac{1 - \phi}{h_{c,e} (A_{t,e}/A_F + \phi)} + \frac{1}{h_{c,e}}}$$

donde:

A_e , área externa total, m^2

$A_{t,i}$, área de la superficie de un tubo, m^2

$h_{d,i}$, coeficiente de depósito de la superficie interior $W/m^2 \cdot ^\circ K$

Se da información sobre el coeficiente h_i para vapor condensándose y el coeficiente de depósito $h_{d,i}$ para condensación de vapor de agua de ciudad en tubos no ferrosos será de 11356.5 W/m²°K de Tabla 2.4 (11). El valor del coeficiente de convección externo $h_{e,e}$ en serpentines aleteados es influenciado por el tipo de aleta, el espaciado entre aletas y otros factores. Comúnmente se necesita obtener información experimental en cada uno de los tipos particulares de disposición de aletas. La información disponible es más bien poca. La Tabla B.12 y la figura 4.9 ilustra esquemáticamente la superficie externa (se tomó de "Cambiadores de Calor Compactos" de Kays y London).

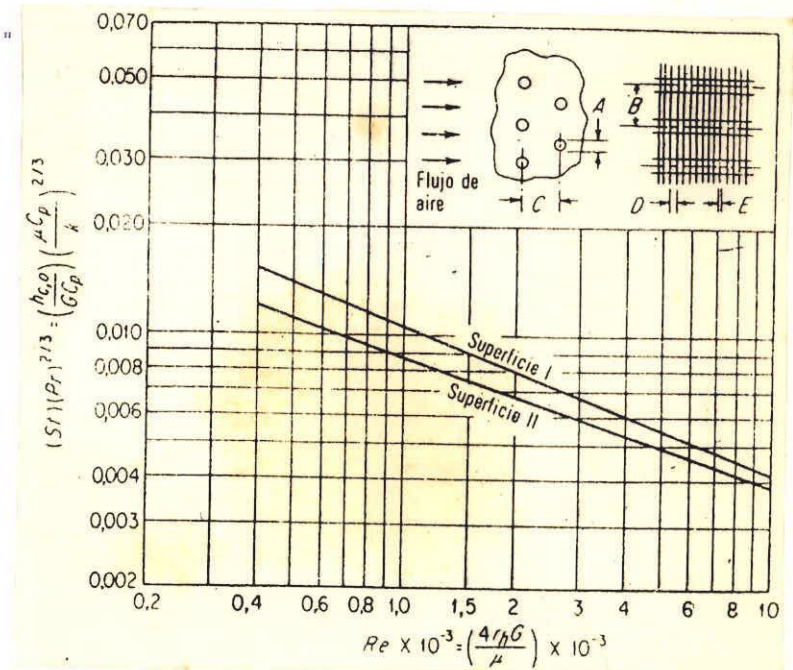


Figura 4.9 CORRELACION DE DATOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA LA SUPERFICIE DE LA TABLA B.12

La figura 4.9 proporciona una estimación del coeficiente de convección de la superficie externa $h_{c,e}$. El grupo adimensional $(h_{c,e}/GC_p)(C_p\mu/k)^{2/3}$ se muestra como una función del número de Reynolds $(4r_hG/\mu)$. La velocidad másica G está referida al área mínima de flujo libre A_c . Kays y London recomiendan que las propiedades del fluido, C_p , μ y k se evalúen a la temperatura media del fluido mezclado.

4.3 DISEÑO DEL CALEFACTOR

El problema consiste en diseñar un intercambiador de calor para entregar al aire exterior 104106.8 W, entrando a razón de 24438 m³/h y con una temperatura de 10°C, a través de una sección de 1778x914 mm. El calentamiento será por medio de vapor a 68.95 kPa.

La temperatura de saturación del vapor será 108.25°C y h_{fg} de 2235.5 kJ/kg, se condensa a 105°C.

La velocidad con que entra el aire será,

$$v = \frac{24438 \text{ m}^3/\text{h}}{1.625 \text{ m}^2 \times 3600 \text{ s/h}} = 4.18 \text{ m/s}$$

Del balance de energía, $Q = M_a C_{pa}(T_{am} - T_{ae})$, obtenemos una T_{am} de 27.5°C, y una diferencia media

verdadera de temperatura:

$$\Delta T_m = \frac{27.5 - 10}{\ln \frac{(108.25 - 10)}{(108.25 - 27.5)}} = 89.21^\circ\text{C}$$

Las propiedades son a $T_m = T_v - T_m = 18.8 + 273 = 291.8^\circ\text{K}$

$$C_p = 1006.8 \text{ J/kg}^\circ\text{K}$$

$$\mu = 1.806 \times 10^{-5} \text{ kg/s m}$$

$$k = 25.66 \times 10^{-3} \text{ W/m }^\circ\text{K}$$

$$Pr = 0.709$$

$$\tau = 2.075 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\delta = 0.870 \text{ kg/m}^3$$

La cantidad de aire será de $M_a = V\delta = 21261.1 \text{ kg/h}$.

El área frontal del serpentín es 1.626 m^2 .

Usando la Tabla B.12 y la Superficie II, debido a que sus dimensiones son más grandes y es recomendable cuando se usa vapor, encontraremos varios resultados.

El área neta de flujo, entre las aletas, es de 49.7% del área frontal $A_n = 0.497 \times 1.626 \text{ m}^2 = 0.808 \text{ m}^2$, por tanto la velocidad másica del aire será

$$G = M_a/A_n = (21261.1 \text{ kg/h})/(0.808 \text{ m}^2)$$

$$G = 26309.3 \text{ kg/hm}^2$$

El diámetro hidráulico es $4r_n = 3.866 \text{ mm}$. Así

$$Re = \frac{4r_m G}{\mu} = \frac{(3.866 \times 10^{-3} \text{ m})(26309.3 \text{ kg/h m}^2)}{(1.806 \times 10^{-5} \text{ kg/s m})(3600 \text{ s/h})} = 1564.4$$

De la figura 4.9 con Re , $\left[\frac{h_{c,e}}{GC_p} \right] \left[\frac{\mu C_p}{k} \right]^{2/3}$

Así $h_{c,e}$ del tubo será

$$h_{c,e} = (0.007 \times 26309.3 \times 1006.8 / 3600) (1.411)^{2/3} = 64.72 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

La eficacia de la aleta, será dada en la figura 4.9 en relación a la figura 4.8, y con los siguientes datos:

$$r_2 = \sqrt{ac/\pi} = \sqrt{(44.45)(38.1)/\pi} = 23.22 \text{ mm}$$

$$r_2/r_1 = 23.22 / (17.17/2) = 2.705$$

$$L = r_2 - r_1 = 23.22 - (17.17/2) = 14.635 \text{ mm}$$

conductividad del aluminio, material de las aletas, k_{Al} es de 220 W/m $^\circ$ K y su espesor medio (e_m) es 0.2032 mm, así, determinamos:

$$L \left[\frac{h_{c,e}}{k_{Al} e_m} \right]^{1/2} = \frac{14.635}{1000} \left[\frac{64.72}{(220)(0.2032/1000)} \right]^{1/2} = 0.557$$

De la figura 4.8 $\phi = 0.84$

El coeficiente convectivo en el interior del tubo, debido a la condensación del vapor será determinado por:

$$h_{c,1} = 0.555 \left[\frac{g \delta_1 (\delta_1 - \delta_v) k_1^3 h'_{fg}}{\mu_1 (T_{sat} - T_m) D} \right]^{1/4} \quad \text{Ec. 10.32 (4)}$$

donde

$$h'_{fg} = h_{fg} + 3/8 C_{p1} (T_{sat} - T_m) \quad \text{Ec. 10.33 (4)}$$

las propiedades tomadas a T_v de 381.25°K

$$\delta_v = 0.776 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{fg} = 2235.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\delta_1 = 952.38 \text{ kg/m}^3$$

$$k_1 = 683.5 \times 10^{-7} \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$\mu_1 = 257 \times 10^{-6} \text{ kg/s m} \quad \mu_v = 1.234 \times 10^{-5} \text{ kg/s m}$$

$$C_{p1} = 4.2275 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$T_m = (105 + 10)/2 + 273 = 330^\circ\text{K}$$

$$h'_{fg} = 2235.5 \times 10^3 + 3/8 (4227.5) (381.25 - 330)$$

$$h'_{fg} = 2315.95 \text{ kJ/kg}$$

así

$$h_{c,1} = 7260 \text{ W/m}^2^\circ\text{K}$$

Calculando el coeficiente global de transferencia de calor, con las diferentes relaciones de áreas y los resultados determinados anteriormente

$$U_o = \frac{1}{\frac{19.31}{7260} + \frac{19.31}{11356.5} + \frac{1 - 0.84}{64.72(0.105 + 0.84)} + \frac{1}{64.72}}$$

$$U_o = 44.6 \text{ W/m}^2^\circ\text{K}$$

La superficie externa total será,

$$A_e = Q/(U_e T_m) = 104106.8 \text{ W} / (44.6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 89.2^\circ \text{K}) = 26.2 \text{ m}^2$$

El número de filas, que tendrá el serpentín, es calculado de la Tabla B.12, hallando que la Superficie II tiene un área de superficie externa con respecto al área frontal y número de fila de $22.86 \text{ m}^2/\text{m}^2$, así

$$\text{Filas} = A_e / (22.86 \times A_{\text{frontal}}) = 26.2 / (22.86 \times 1.626) = 0.7$$

por lo tanto se requiere de una fila de tubos en el serpentín.

El flujo de vapor necesario para el calentamiento del aire es

$$M_v = Q/h_{fg} = ((104106.8 \text{ W}) / (2229.3 \times 10^3 \text{ J/kg})) 3600$$

$$M_v = 168 \text{ kg/h}$$

La configuración de los tubos en las aletas y espesor de ellas están en la figura 4.10, de aquí obtendremos el espaciamento y número de los tubos, el espaciamento, dimensiones y número de aletas:

$$\text{Tubos} = (914 \text{ mm}) / (38.1 \text{ mm}) = 23$$

Área de tubos por fila,

$$A_{tr} = (\pi(0.017\text{m})^2/4) \text{ tubos} = 2.32 \times 10^{-4} \times 23 = 5.33 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Número de aletas = $1778 \text{ mm} / 3.28 \text{ mm} = 542$, determinando el número de aletas por pulgada en número entero, el mayor valor será de 7, por lo tanto sólo podremos instalar 490 aletas.

El área de aletas es el 0.905 del área externa total,

$$A_F = (26.2 \text{ m}^2)(0.905) = 23.7 \text{ m}^2$$

El ancho de las aletas será,

$$C = ((A_F/\text{aletas} + A_{t,r})/2H) - E$$

$$C = (23.7/490 + 0.0104)/(2 \times 0.914) - 4.06 \times 10^{-4} =$$

0.0317m, equivalente a 1.25 pulgadas.

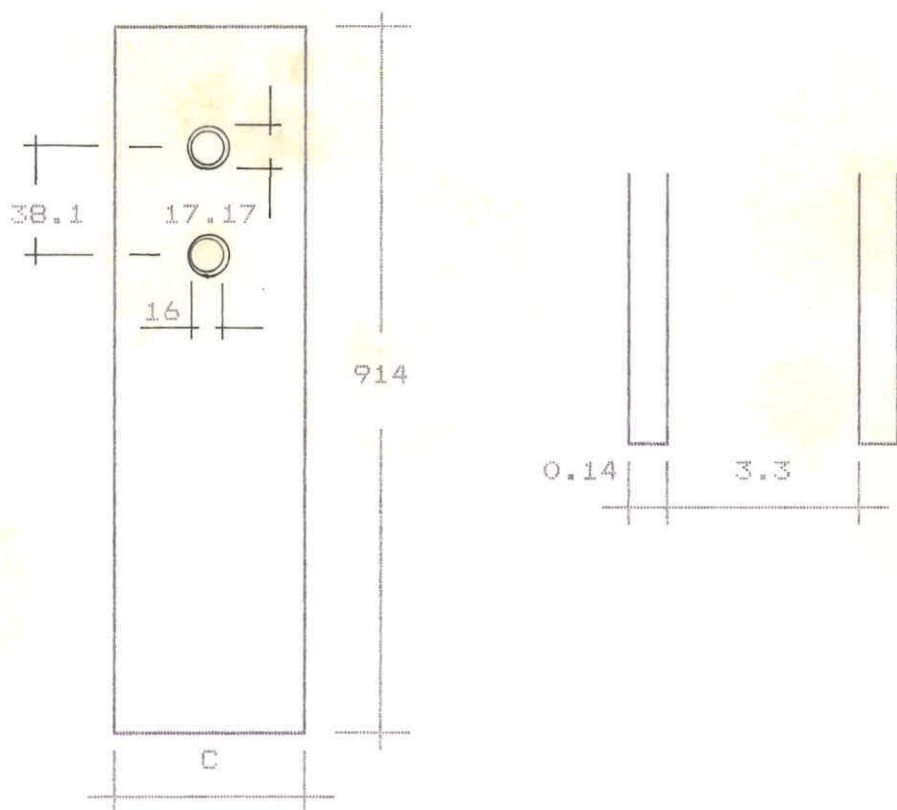


Figura 4.10 DIMENSIONES DE ALETAS

Caída de Presión en el lado de los tubos

Usando la ecuación 7.45 del libro de Donald Q. Kern

$$P = \frac{fG^2 L_n}{2.01 \times 10^3 D_{ig} (\mu_v / \mu_t)^{0.14}}$$

donde:

G , Velocidad másica por unidad de área, kg/s m²

f , Factor de fricción

L , longitud del tubo, m

D_i , Diámetro interior del tubo, m

g_e , gravedad específica

n , número de pasos

μ_t , viscosidad a la temperatura de la pared, kg/s m

$$L = 1.778 \text{ m}$$

$$n = 1$$

$$D_i = 0.0016 \text{ m}$$

$$g_e = \delta_v / \delta_{\text{agua}} = 0.776 / 1000 = 7.76 \times 10^{-4}$$

$$(\mu_v / \mu_t)^{0.14} = (1.234 \times 10^{-3} / 1.029 \times 10^{-3})^{0.14} = 1.2$$

$$G = M_v / A_{t,r} = (168 \text{ kg/h}) / (3600 \times 5.33 \times 10^{-3} \text{ m}^2) = 10.08 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$$

$$Re = D_i G / \mu_v = 13070$$

$$f = 0.028$$

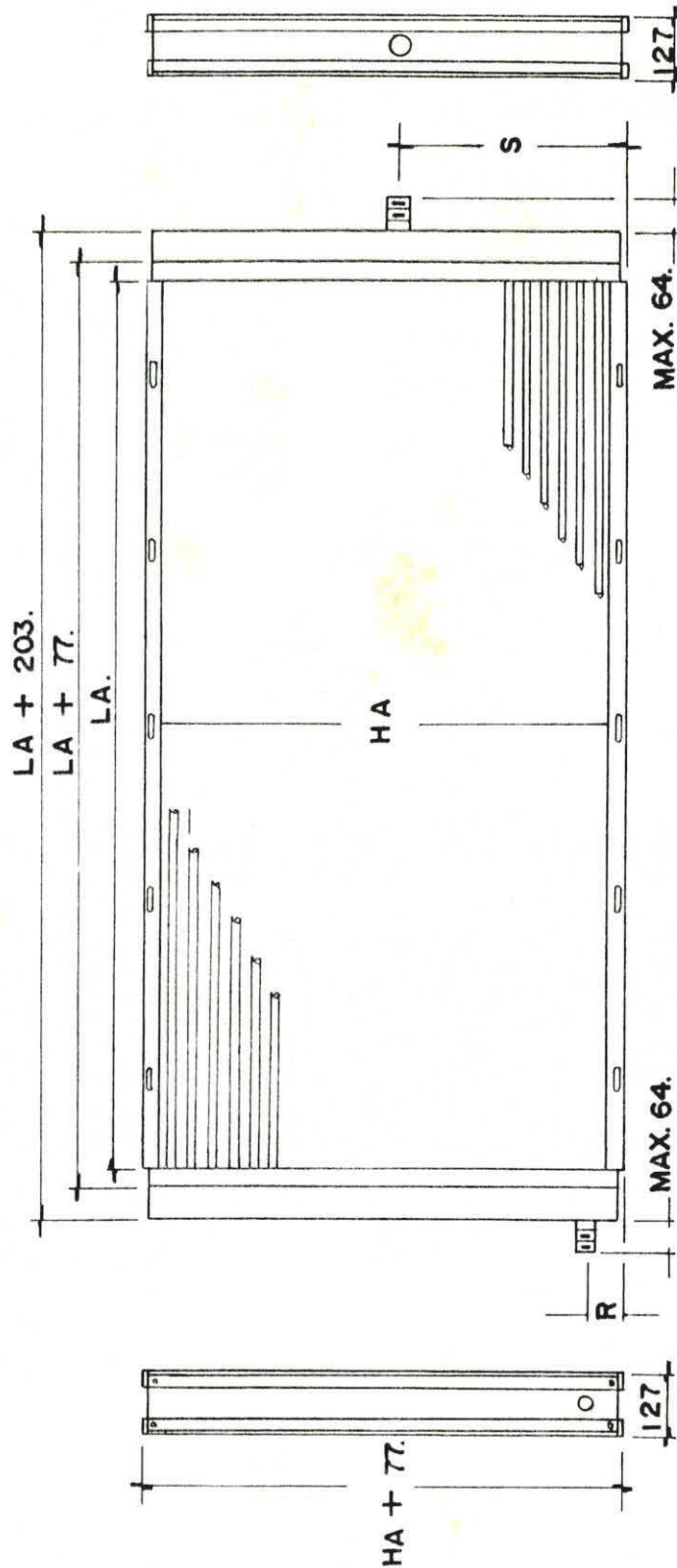
$$\Delta P = \frac{0.028 \times (10.08)^2 \times 1.778 \times 1}{2.01 \times 10^{-3} \times 16 \times 10^{-3} \times 7.76 \times 10^{-4} \times 1.2} = 168 \text{ Pa}$$

equivalente a 0.67 pulgadas de agua.

La configuración que tendrá el serpentín de vapor se lo representa en la figura 4.11, con sus dimensiones y elementos principales, donde:

LA = Longitud de tubos, mm

HA = Altura de aletas, mm



LA = 1778.

$$HA = 914.$$
$$R = 64 \pm 13 \quad (76).$$

S = 3,2 a 4.3 sobre la linea central del serpentin (470).

Figura 4.11 DATOS DIMENSIONALES DEL SERPENTIN.

R = Conexión de retorno, mm

S = Conexión de suministro, mm

Nuestros resultados serán comparados a los obtenidos mediante un catálogo de cierto fabricante y a un cálculo mediante un programa de computación, facilitado por una empresa. Anotaremos el procedimiento del catálogo, más no una explicación del mismo ya que sólo nos interesa comparar. Con respecto al programa daremos los resultados, el programa en si no es factible obtenerlo.

CATALOGO

Trabajaremos en unidades inglesas

1. Determinar TR/ITD:

$$TR = \text{Aire salida} - \text{Aire entrada} = BTUH/0.812CFM$$

$$TR = 355233.2/(0.812 \times 14373) = 30.45 \text{ } ^\circ F$$

$$ITD = T_{v, sat} - T_{ae} = 239.4 - 50 = 189.4 \text{ } ^\circ F$$

$$TR/ITD = 30.45/189.4 = 0.161$$

2. Selección Inicial

En la figura 3 a 812.3 pies/min para determinar cual serpentín excede a TR/ITD de 0.161. Será el que tiene 0.175, 5SB-1001H.

3. Determine el factor de carga de condensación (F_L)

$$\text{Carga de Condensación} = \text{BTUH}/h_{fg} \times \text{Tubos}$$

$$\text{C.C.} = 355233.2/(952.6 \times 12) = 31.08 \text{ Lb/hr-tubo}$$

Con este dato y 10 psig en la figura 9 para aleta

$$F_L = 1.0$$

4. Selección Final

$$\text{Actual TR/ITD} = 0.175 \times 1.0 = 0.175 > 0.161$$

Selección final 5SB-1001H

donde:

5 - diámetro del tubo 5/8" (16 mm)

SB - tubo simple

10 - 10 aletas por pulgada

01 - 1 fila de tubos

5. Caída de Presión

En la figura 15 y con la cantidad de aletas, tendremos 0.35" H_2O .

6. Determine Actual Carga de Condensación

$$\text{Actual TR} = 0.175 \times (239.4 - 50) = 33.145 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Actual BTUH} = 0.812 \times 14373 \times 33.145 = 386831.2$$

Carga Actual Condensación

$$\text{C.C.} = 386831.2/952.6 = 406.1 \text{ Lb/hr}$$

7. Temperatura Actual de Salida

$$T_{as} = T_{as} + \text{TR} = 50 + 33.2 = 83.2 \text{ } ^\circ\text{F} (28.4 \text{ } ^\circ\text{C})$$

PROGRAMA

Selección	I	II
1. Capacidad, W	143901	130799
2. T_{as} , °C	34.4	32.2
3. Condensado, kg/hr	232	211
4. Caída de Presión, "H ₂ O	0.191	0.153
5. Diámetro de tubo, mm	16	16
6. Aleta por pulgada	6	6
7. Filas de tubos	1	1
8. Tubo simple		
9. Conecciones: retorno mm	38	38
suministro mm	51	51

CAPITULO V

DISTRIBUCION Y DISEÑO DE DUCTOS

5.1 DIFUSION DEL AIRE

En los sistemas forzados es importante una correcta difusión del aire, con respecto a las velocidades, ya que normalmente se suministra a los registros de salida de aire velocidades mucho mayores que las aceptables dentro de zona ocupada. Además se requiere un control de temperatura de la zona acondicionada. Por tanto, una difusión de aire apropiada de aire requiere:

(1) arrastre del aire ambiente por la corriente de aire descargado fuera de la zona de ocupación para reducir el movimiento de aire y las diferencias de temperatura a límites aceptables antes que el aire penetre en la zona ocupada, y

(2) formas para contrarrestar los efectos naturales de convección y radiación dentro de la habitación. Los problemas prácticos de difusión de aire es en cuanto a construcción del edificio, proyecto del sistema y

necesidades de operación.

La selección de registros implican: (a) selección y aplicación adecuadas de salidas de impulsión y tomas de retorno; (b) selección e índices pertinentes de difusión de aire; (c) eliminación de puntos de perturbación en los sistemas actuales; (d) comparación de estudios sobre el terreno o de aerodifusión; (e) valoración de otros factores que pueden afectar a la difusión de aire, como las operaciones del ventilador (continuo o intermitente); y (g) diseño de salidas.

Nuestro tipo de salida, para nuestro caso, se muestra en la figura 5.1, ubicado en una pared lateral superior, debido a la construcción y uso del edificio. Apesar de que el mejor tipo de salida es en el centro de la zona. Nuestro tipo de salida deben utilizarse con diferenciales de temperaturas que no excedan los 15°C .



Figura 5.1 SALIDA Y MOVIMIENTO DE AIRE CALIDO

5.2 SELECCION DE REGISTROS DE SALIDA

La selección de los registros de un edificio depende del empleo de éste, de su tamaño y del tipo de construcción. Los registros deben colocarse de forma que neutralicen cualesquiera corrientes no deseables, tratando de mantener la climatización y velocidades del aire adecuadas sobre las personas. El procedimiento de selección es:

1. Determinar las necesidades de caudal aire y tamaño de habitación.
2. Seleccionar el tipo aparente adecuado de salida y su situación en la habitación.
3. Determinar la longitud característica de la habitación.
4. Seleccionar la relación distancia de proyección a longitud característica de la habitación.
5. Calcular la distancia de proyección o tiro, multiplicando la relación anterior por la longitud característica de la habitación.
6. Localizar, del catálogo del fabricante, el tamaño de salida apropiada.
7. Asegurar que esta salida cumple con otras especificaciones que puedan imponerse, tales como ruido y presión estática.

Para la selección refierase a Capítulo 32 (1).

$$1. V_{total} = 24438 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 104106.8 \text{ W}$$

$$\text{habitación} = 25 \times 45 \times 5 \text{ m}$$

2. 12 registros de pared lateral alta, situadas en la parte superior de la pared de 45m.

$$\text{Carga} = 92.54 \text{ W/m}^2$$

$$V_{registro} = 2036.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Longitud característica = 25 m

$$4. T_{0.25}/L = 1.55$$

$$5. \text{Proyección a } 0.25, T = 1.55 \times 25 = 38.75 \text{ m}$$

6. Consultando a catálogo de fabricante para encontrar un tamaño que proporcione esta proyección isotérmica a 0.25 m/s. Recomienda los siguientes tamaños en mm 1219x305, 1067x356 y 915x406.

Seleccionamos los registros de 1067x356, las características son:

$$P_v = 1.49 \text{ Pa} \quad (\text{presión de velocidad})$$

$$P_T = 3.24 \text{ Pa} \quad (\text{presión total})$$

de espacio; (2) difusión del aire; (3) niveles de ruidos; (4) fugas en los conductos; (5) ganancias y pérdidas de calor en los conductos; (6) equilibrio; (7) prevención de incendios y de sismos; (8) costo de la inversión inicial, y (9) gastos de exploración del sistema.

Existen varios métodos de diseño de ductos, nosotros usaremos el **Método de Reganancia Estática**, este método reduce sistemáticamente la velocidad del aire en la dirección del flujo de tal forma que se aumente la disposición de presión estática (reganancia) para sobreponer la caída de presión del próximo tramo de ducto. Tomando la ecuación de Bernoulli y la figura 5.2 podemos explicar fácilmente el principio utilizado en este método.

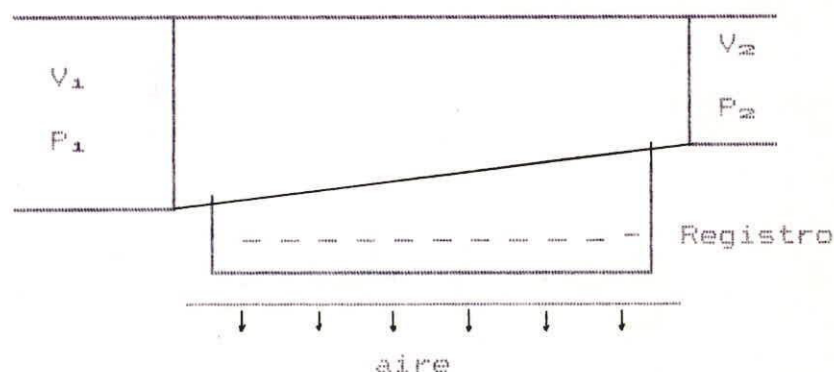


Figura 5.2 TRAMO DE DUCTO ENTREGANDO AIRE

De la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 2

$$\frac{P_1}{\delta} - \frac{v_1^2}{2g_c} = \frac{P_2}{\delta} - \frac{v_2^2}{2g_c} \quad (1)$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\delta} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g_c} \quad (2)$$

La ecuación (2) muestra que habrá un incremento en la presión estática a lo largo de la expansión, si la velocidad se reduce de v_1 a v_2 este aumento de presión se llama **Reganacia Estática** y tiene que ser tomada en cuenta para el diseño de ductos. Debido a la fricción la pérdida es menor que la que aparece en ecuación (2), experimentos indican que la **reganacia** está entre el 75% y el 90% de lo indicado en la ecuación (2).

El primer tramo es el que comanda las pérdidas, por lo tanto mostraremos su cálculo, el diseño de los ductos es mostrado en la figura 5.3

$$V = 24438 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v = 4.18 \text{ m/s}$$

$$A = 1.778 \times 0.914 = 1.625 \text{ m}^2$$

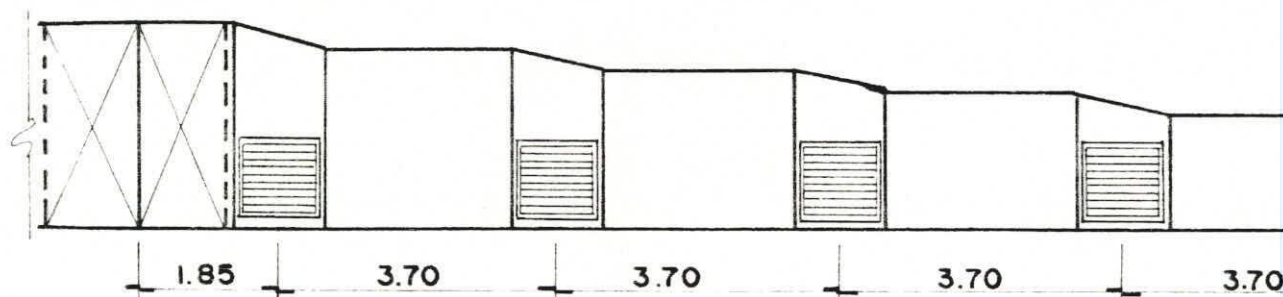
$$L = 8 \text{ m}$$

Pérdida por rozamiento

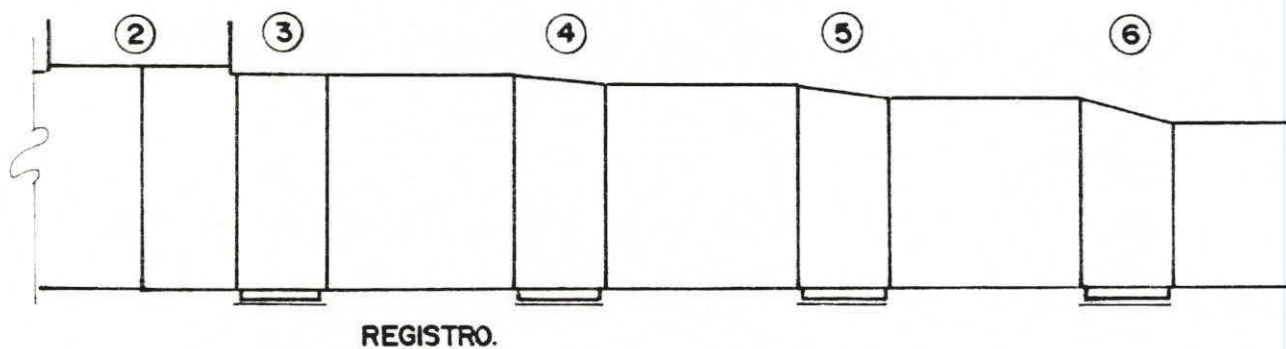
$$\Delta P_r = 3.29f \left[\frac{L}{D_{eq}^{1.22}} \right] v^{1.82}$$

donde

ΔP_r = pérdida de rozamiento o de carga, Pa



a) VISTA FRONTAL.



b) VISTA EN PLANTA.

Figura 5.3

DISTRIBUCION DE DUCTOS

f , rugosidad de la superficie interior (0.9 para conductos galvanizados)

L , longitud del ducto, m

D_{eq} , diámetro equivalente del ducto rectangular, cm

v , velocidad del aire, m/s

$$D_{eq} = 1.3 \frac{(HW)^{0.625}}{(H + W)^{0.25}} = 1.3 \frac{(1778 \times 914)^{0.625}}{(1778 + 914)^{0.25}} = 1375 \text{ mm}$$

$$\Delta P_f = 3.92 \times 0.9 \left[\frac{8}{137.5^{1.22}} \right] (4.18)^{1.82} = 0.94 \text{ Pa}$$

Las pérdidas por accesorios o codos

$$r = W/2 + 120 = 914/2 + 120 = 577 \text{ mm}$$

$$H/W = 1778/914 = 1.95$$

$$r/W = 577/914 = 0.63$$

$$P_v = 10.5 \text{ Pa}$$

El coeficiente de pérdida del codo es

$$C_o = K_o K_{Re} C'_o$$

En la Tabla B.10 se encuentran varios valores de los coeficientes, determinando

$$K_{90} = 1.0 \quad K_{Re} = 1.0 \quad C'_o = 0.731$$

$$C_o = 1.0 \times 1.0 \times 0.731 = 0.731$$

$$\Delta P_{codo} = \text{Codos} \times P_v \times C_o = 2 \times 10.5 \times 0.731 = 15.35 \text{ Pa}$$

La pérdida de total será

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_{codo} = 0.94 + 15.35 \text{ Pa}$$

En la Tabla B.11 se dan los resultados para los otros tramos de ductos.

Así, la pérdida estática de presión total será

$$SP = SP_{\text{registros}} + \Delta P = 34.302 \text{ Pa}$$

Corrigiendo este valor para la ciudad de Quito

$$SP_{\text{Quito}} = SP \times 1.4 = 34.302 \times 1.4 = 48.02 \text{ Pa,}$$

equivalente a 0.2 pulgadas de agua.

Con este valor de presión y el caudal de aire, en un catálogo seleccionamos el ventilador a ser usado, mostrado en la figura 5.4 y tiene las siguientes características:

diámetro de rueda = 927.1 mm

circunferencia = 2911 mm

diámetro interior = 1130.3 mm

Área exterior = 0.63 m²

velocidad = 27.2 m/s

velocidad de salida = 11.1 m/s

En la figura 5.4:

- 1 - Motor de Relación de Velocidad
- 2 - Banda de Fuerza
- 3 - Cojinetes
- 4 - Barra del Ventilador
- 5 - Rueda Centrífuga

6 - Entrada del Aire al Ventilador

7 - Salida del aire

8 - Sujección cuadrada de entrada

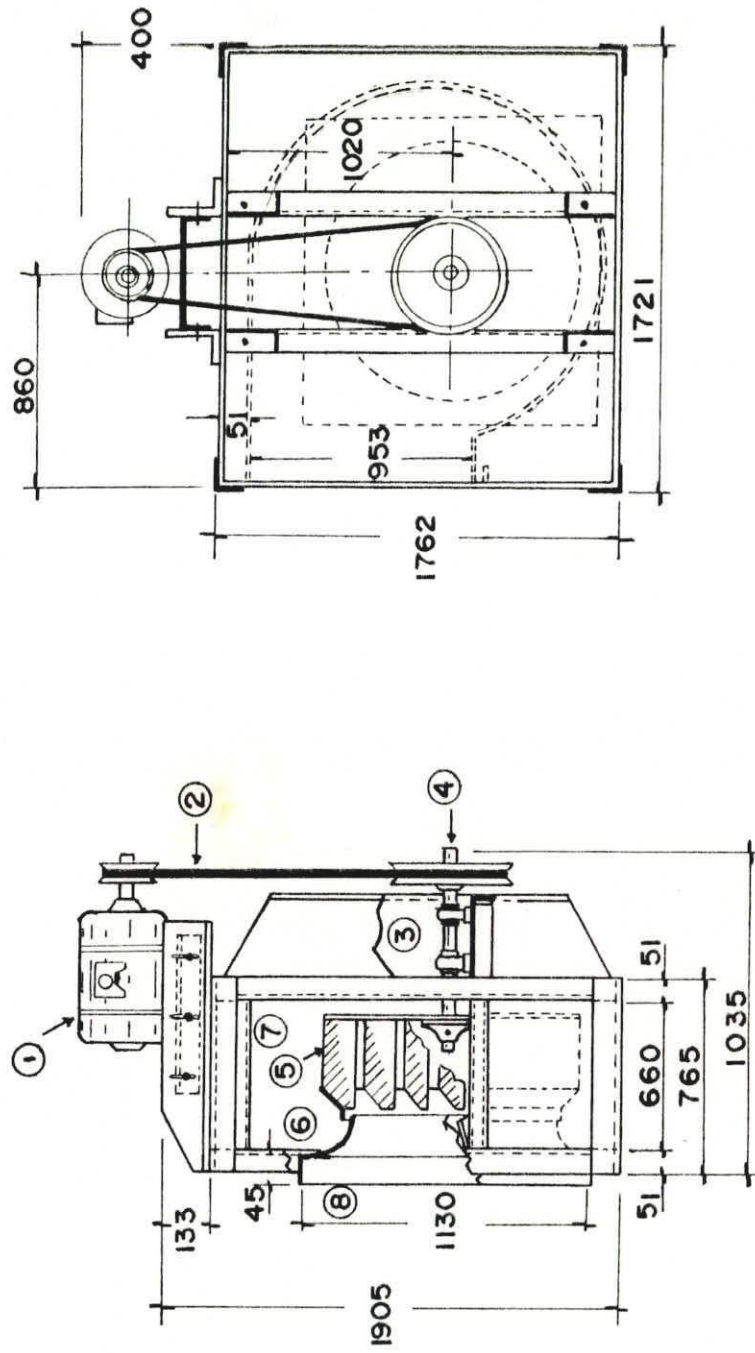


Figura 5.4 VENTILADOR PARA EL MOVIMIENTO DEL AIRE.

CAPITULO VI

ANALISIS DE RESULTADOS

Del análisis meteorológico, con respecto a la ubicación de la piscina a climatizar, determinamos las propiedades reales del aire a 72.91 kPa, ya que las tablas están dadas para condiciones normales.

Comparando la figura 1.1 y la Tabla B.4, observamos que la velocidad promedio de la figura no puede ser tomada como dato de diseño, ya que durante el día la velocidad varía.

De las pérdidas que sufre la piscina anotamos que las debidas al subsuelo son pequeñas, por lo que pueden ser despreciadas, no influenciando grandemente si llueve ya que el piso alrededor del edificio está cubierto de cemento, evitando que haya mucha filtración de agua.

El proceso para estimar la carga para calefacción depende del tipo de sistema a diseñar. En nuestro caso, el sistema suministrará sólo calor sensible, es decir sin añadir humedad. La carga implica sólo la transferencia de calor sensible.

El valor alto de la pérdida de calor por el techo se debe a la gran área que posee.

El valor de confort mínimo de temperatura, 18°C , es obtenido sin necesidad del sistema de calefacción, pero esto provoca una mayor entrega de energía al sistema de calentamiento de agua de la piscina subiendo el costo energético, además se incrementaría la humedad y el olor a cloro, provocando destrucción del edificio y falta de confort al público. Climatizando el aire habrá una diferencia de 3°C entre el aire y el agua, ahorrando energía.

Las características más importantes en un serpentín son: el coeficiente global de transferencia de calor y la caída de presión en el vapor.

El área total de transferencia de calor es el parámetro más importante entre los fluidos, el diseño y arreglo de la superficie del serpentín, la velocidad y la condición de la corriente del aire y del vapor.

Las aletas son ubicadas en la superficie que presenta el menor coeficiente de transferencia de calor, ya que es mejor usar aletas cortas, delgadas y con pequeños espacios entre sí, que aletas en menor número y gruesas, y de material de alta conductividad térmica.

El tipo de salida del aire no es el más adecuado en sistemas de calefacción, ya que la cantidad de aire en reposo será alta, debido a que el aire caliente por tener menor densidad sube, por ésta razón los registros se instalarán un poco inclinados o los deflectores para que el aire trate de ocupar mayor espacio.

Debido a las altas humedades los ductos serán contruidos de planchas galvanizadas, que son resistentes a la corrosión y moho, de ahí, que las pérdidas de rozamiento para el diseño de ductos fue calculado mediante el factor de rozamiento de 0.9, valor de las planchas galvanizadas.

Las pérdidas por infiltración, serán evitadas, ya que provocan una mayor demanda de energía para calentar el aire de mando, debido a que ingresará aire frío. Por lo tanto, serán tratadas como fugas, al tener una presión mayor en el interior del edificio, ya que se estará inyectando aire y el escape de aire hacia las duchas funcionarán como una extracción, esto nos ahorrará la instalación de un extractor.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El método para calcular la Conductividad del Suelo k , con sus respectivas suposiciones, se lo recomienda ya que el valor obtenido se aproxima al valor teórico.
2. Las ecuaciones de pérdida superficial y calentamiento inicial del agua de la piscina, son recomendadas por los ingenieros calculistas que dimensionan los equipos de calentamiento. Además si la velocidad del aire está alrededor de 2.2 m/s, multiplique la ecuación de calentamiento por 1.25 y si está alrededor de 4.5 m/s por 2.0. Por tanto un movimiento de aire excesivo deberá ser evitado sobre la piscina.
3. La razón de evaporación es importante anotar que dependerá de las temperaturas del aire y del agua, y de la velocidad del aire sobre la piscina.
4. La selección de las condiciones de diseño son válidas para la zona dada y requiere del discernimiento del ingeniero de calefacción. Recomendamos la elaboración de una "Tabla de Condiciones de Diseño" para nuestro país y de un laboratorio de pruebas, para obtenerla.

5. Las humedades deben mantenerse sobre los niveles de diseño para evitar el efecto de enfriamiento evaporativo en una persona emergiendo de la piscina, además aumenta la razón de evaporación y los requerimientos de calentamiento.
6. El sistema de calefacción se lo basa en un estado estacionario ficticio en el cual las fuentes intermitentes de calor (efectos solares, personas, luces, etc.) se ignoran. La capacidad máxima se considera generalmente sólo por transmisión de calor normal y por infiltración. Además la presión barométrica se supone constante a través del proceso de calentamiento puesto que en los aparatos, como el serpentín, la caída de presión es generalmente menor que una pulgada de agua.
7. Se recomienda instalar pocos vidrios en las paredes exteriores para evitar el enfriamiento de la corriente de aire y dificultar la condensación, complicando el problema de diseño y costo, sobre todo en épocas más frías.
8. El sistema de calentamiento del agua sirve para calentar el aire a la piscina.
9. Las aletas incrementan la transferencia de calor hacia

o desde un gas, pero son menos efectivas cuando el medio es un líquido.

10. La selección geométrica de una aleta, requiere un balance entre el costo, el peso, el espacio disponible y la caída de presión, así como las características de la transferencia de calor, pero al mismo tiempo introduce una resistencia a la conducción sobre la parte de la superficie en la cual están adheridas las aletas, por consiguiente la adición de aletas no siempre incrementará la rapidez de transferencia de calor, pero sin embargo en la práctica está perfectamente justificada.
11. El diseño y arreglo de un serpentín del tipo de serpentín de superficie extendida en el lado del aire, debe considerar: material de construcción del tubo y aleta; tiro, espesor, alto de aleta y espaciamiento entre ellas; relación entre la superficie de los tubos; dimensiones de la celda de los tubos; el arreglo de tubos y la provisión para aumentar la turbulencia del aire.
12. La misión de un sistema de ductos es transmitir el aire desde el aparato acondicionador hasta el espacio a acondicionar, proyectándose dentro de ciertas limitaciones relacionadas al espacio disponible,

pérdidas de rozamiento, velocidad, nivel de ruido, pérdidas o ganancias de calor y fugas.

13. Recomendamos comparar el método de reganancia estática con el más común, pérdida de rozamiento constante, para comprobar: que el ducto principal tendrá el mismo tamaño, no obstante, los ramales usando el de reganancia estática tendrá un incremento del 15%, pero este aumento de costo inicial se compensa al reducir los gastos de explotación y el tiempo necesario para equilibrar el sistema, y además habrá un aumento de potencia en el otro método de alrededor del 10% suponiendo un motor de mayor potencia con el consiguiente aumento en el costo de equipo, instalación eléctrica y energía (realizado fuera de este proyecto).
14. No es recomendable que el aire de la piscina retorne por el área de espectadores por su alto contenido de humedad y olor a cloro.
15. Todo metal ferroso deberá ser eliminado del área del edificio. Los cielos rasos no deberán ser instalados porque ellos proveen una humedad alta que requiere una ventilación separada. Todos los componentes del sistema de calefacción serán protegidos con un alto revestimiento resistente a la corrosión por que están

directa o indirectamente expuestos a la humedad.

16. Recomendamos desarrollar un tema sobre la posible construcción de este tipo de intercambiadores de calor en nuestro país, ya que en la actualidad son importados.

A P E N D I C E S

A P P E N D I C E "A"

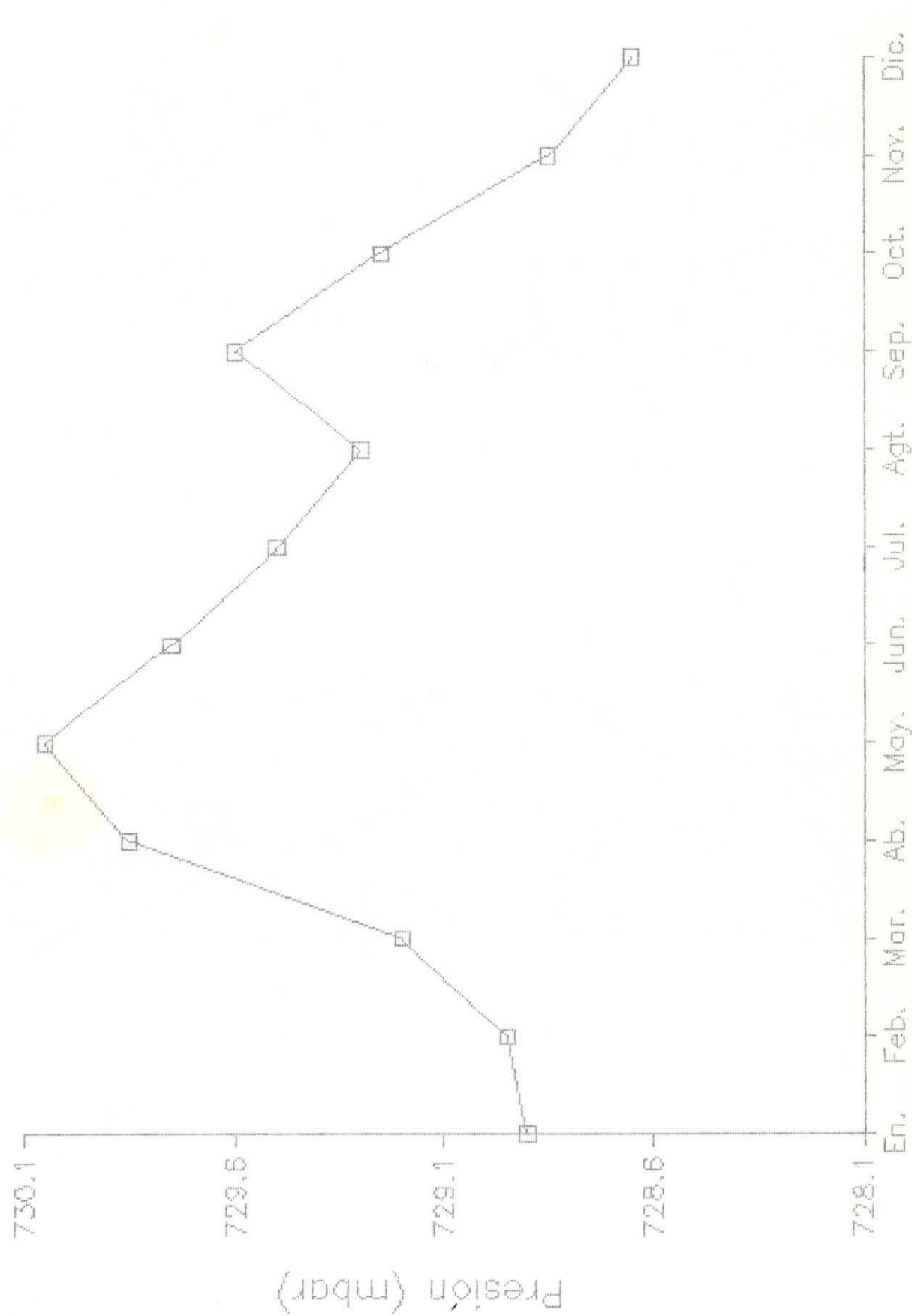


Gráfico A.1

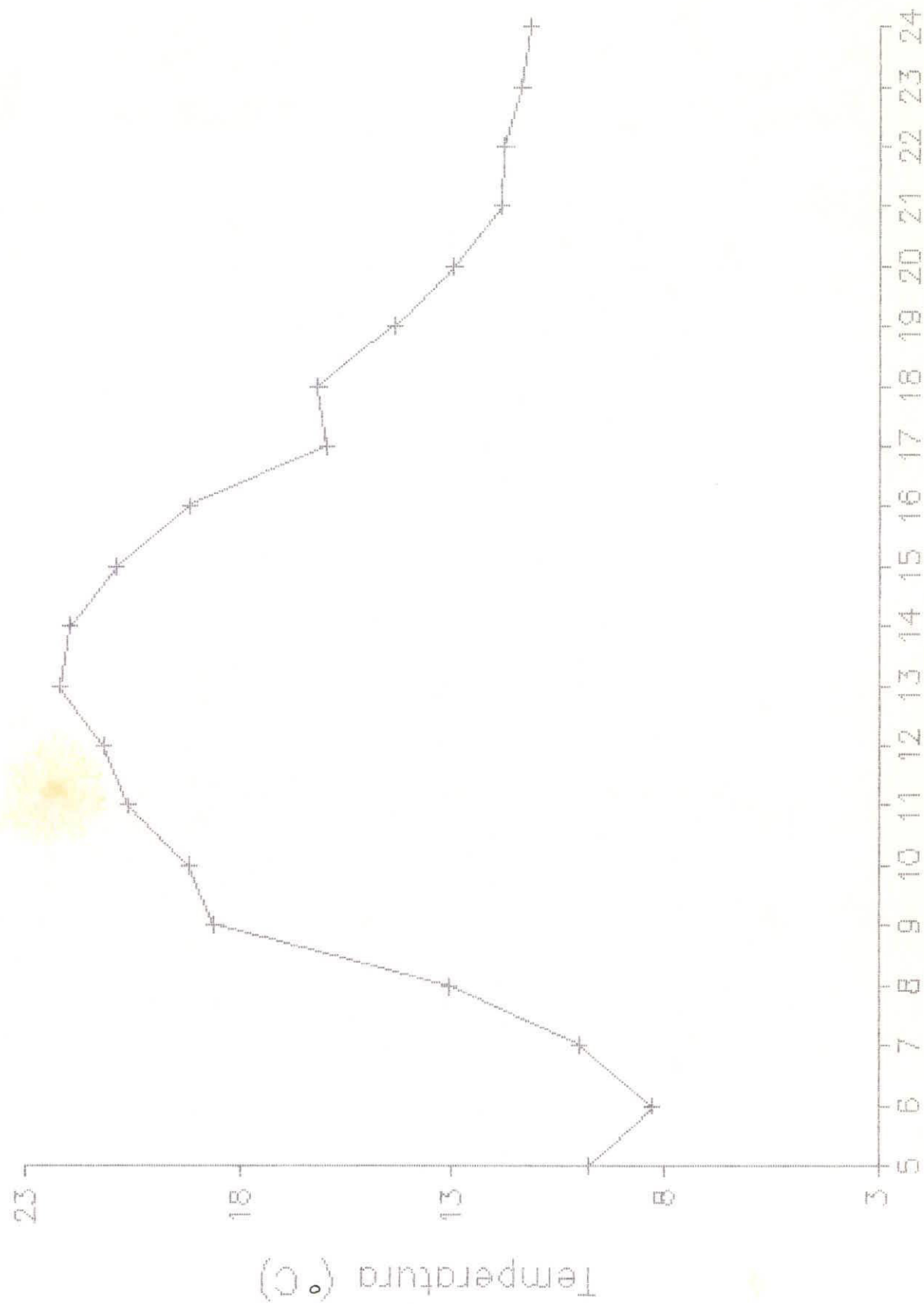


Gráfico A.2 Temperatura Ambiental Horaria - Junio 1

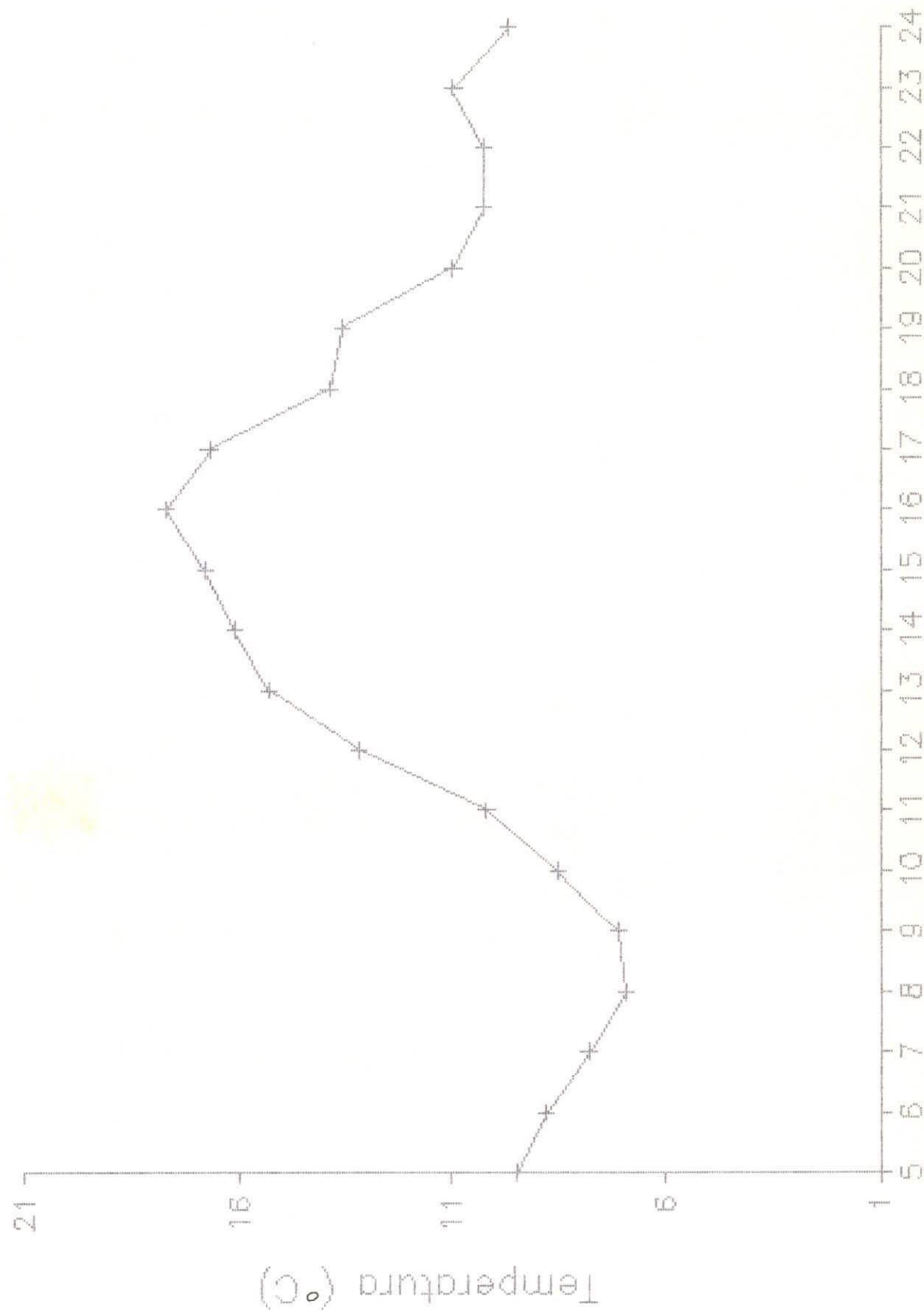


Gráfico A.2 Temperatura Ambiental Horaria - Junio 24

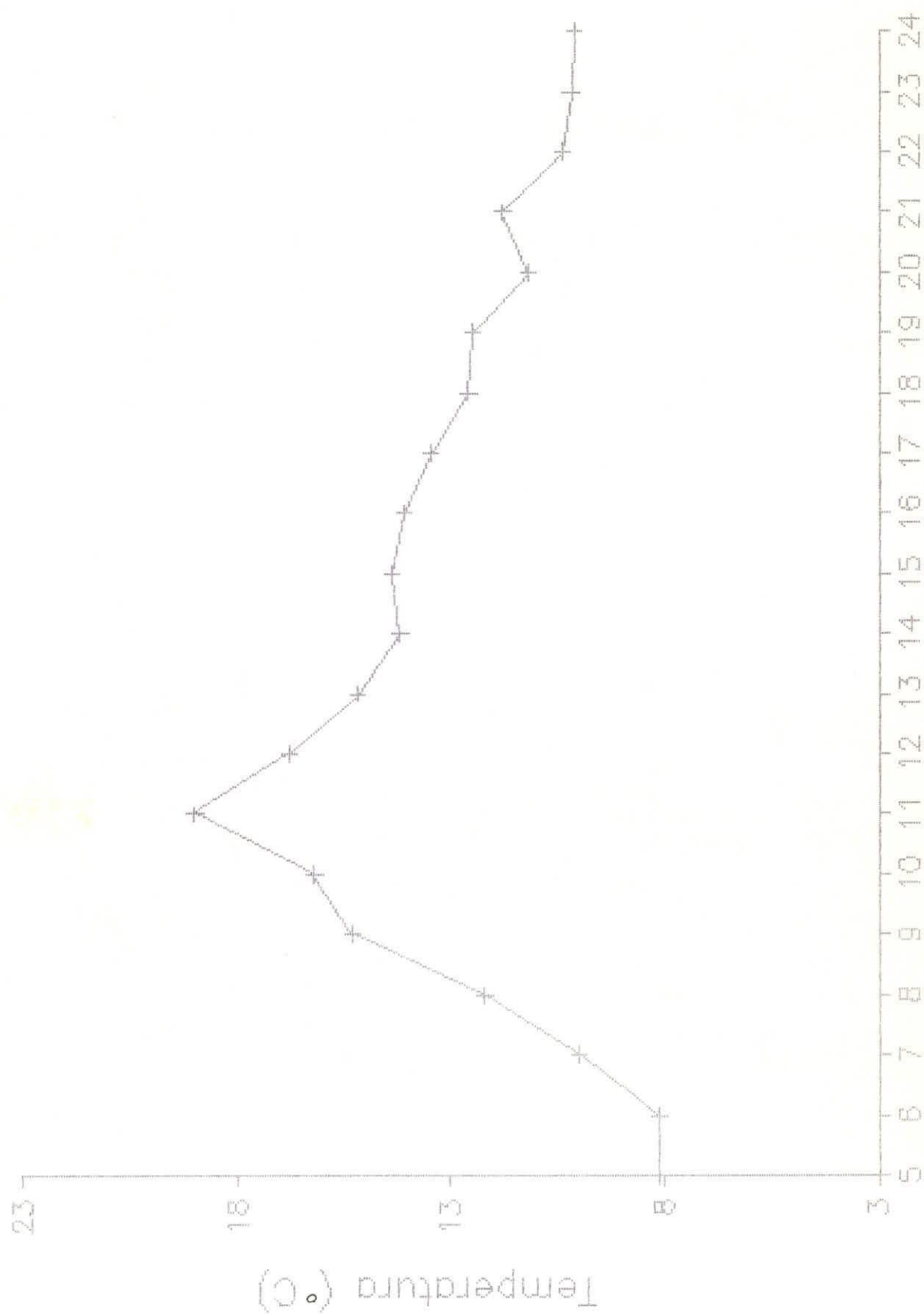


Gráfico A.2 Temperatura Ambiental Horaria - Julio 6

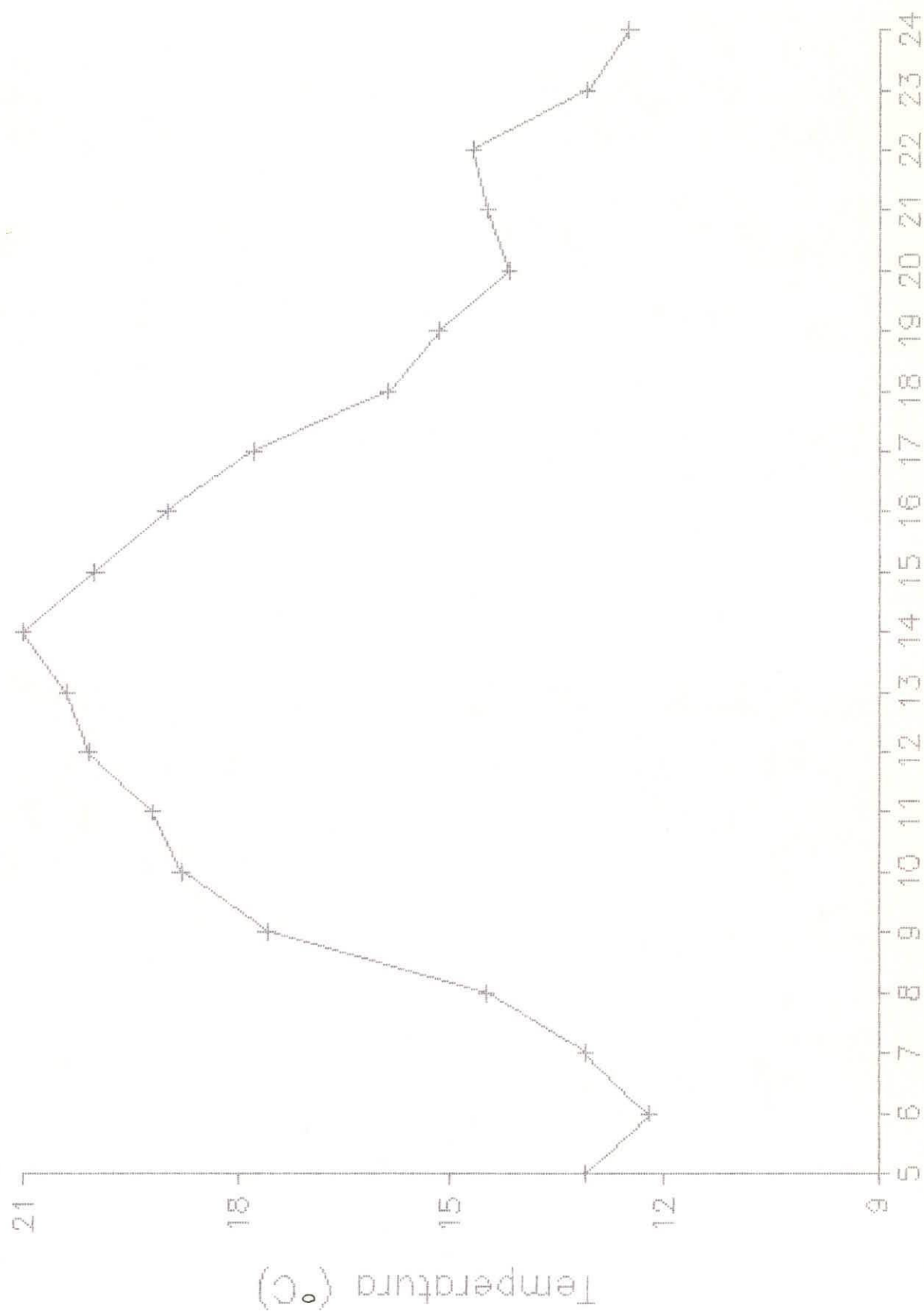


Gráfico A.2 Temperatura Ambiental Horaria - Julio 15

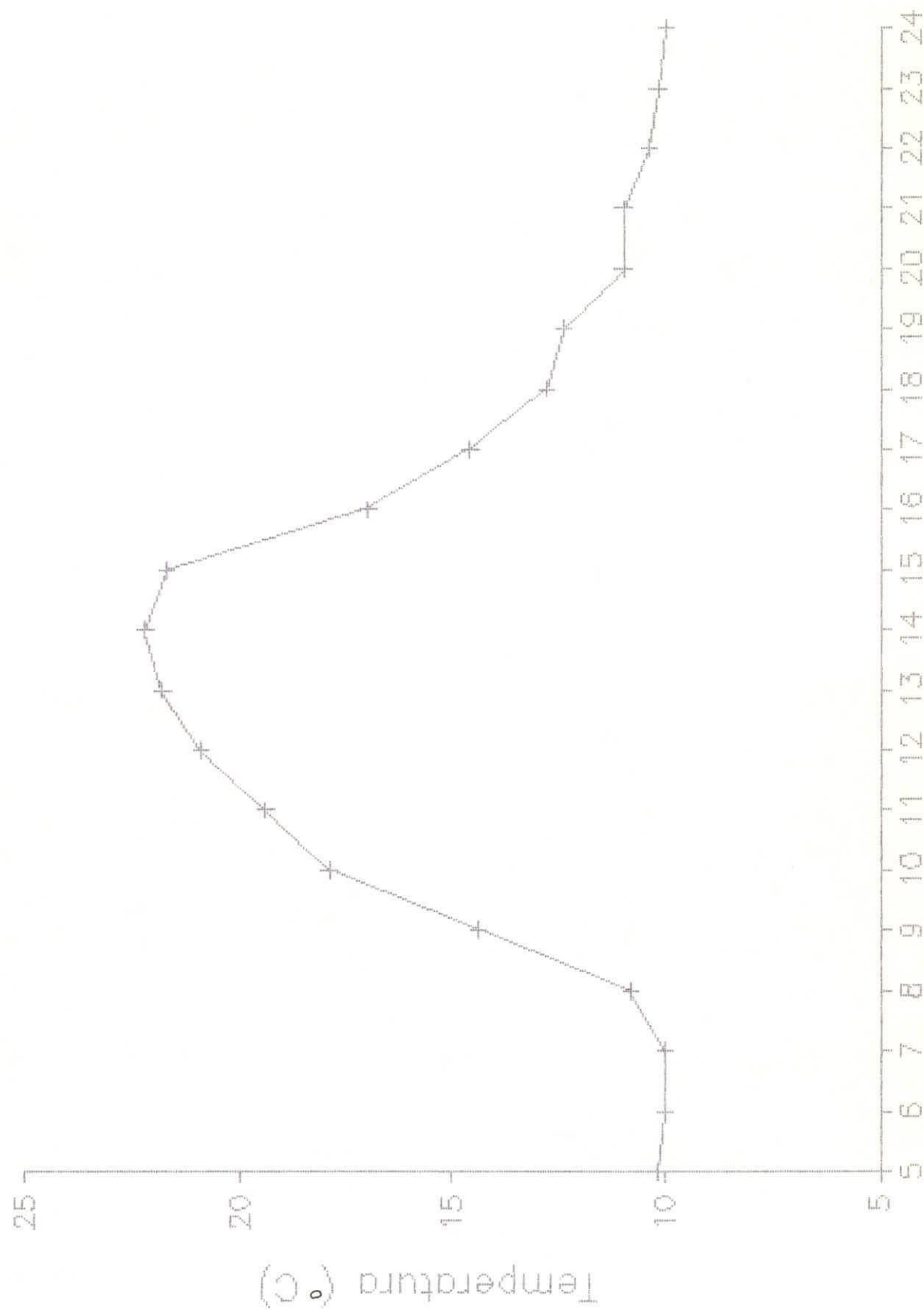


Gráfico A.2 Temperatura Ambiental Horaria - Julio 24

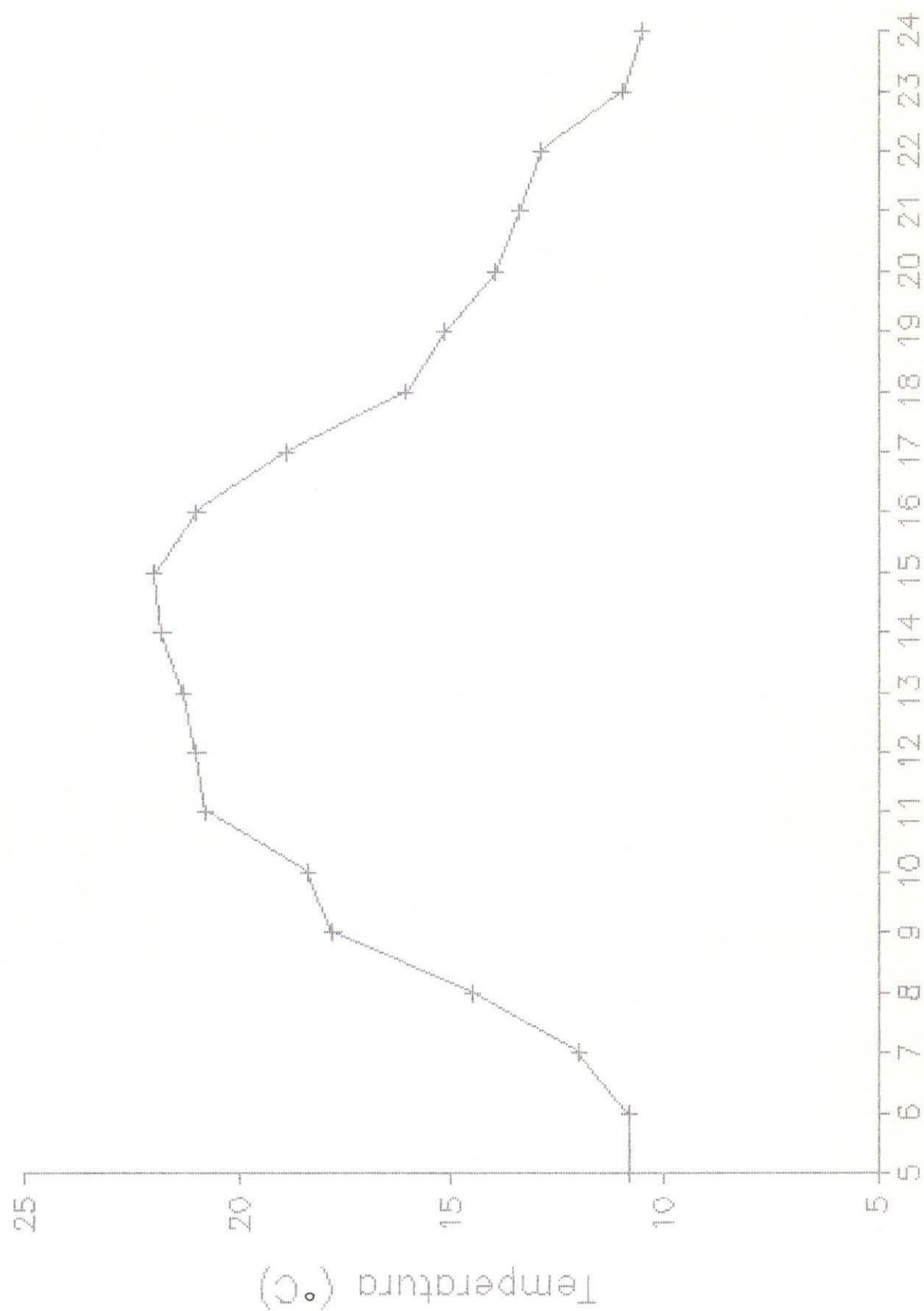
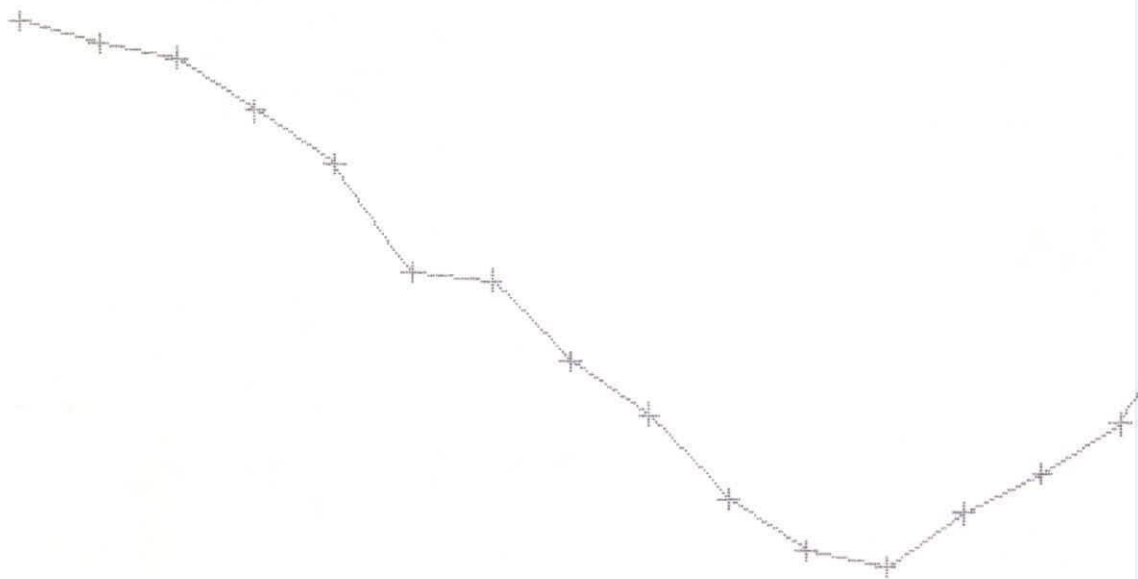


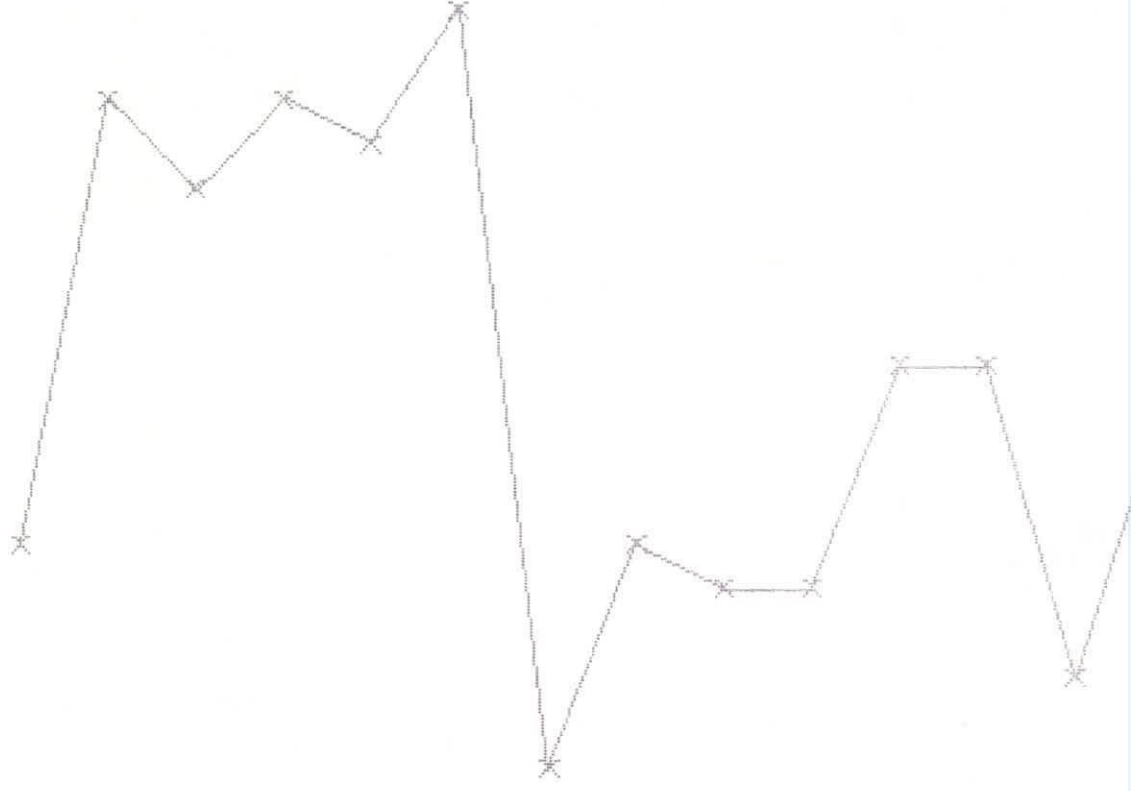
Gráfico A.2 Temperatura Ambiental Horaria - Agosto 18

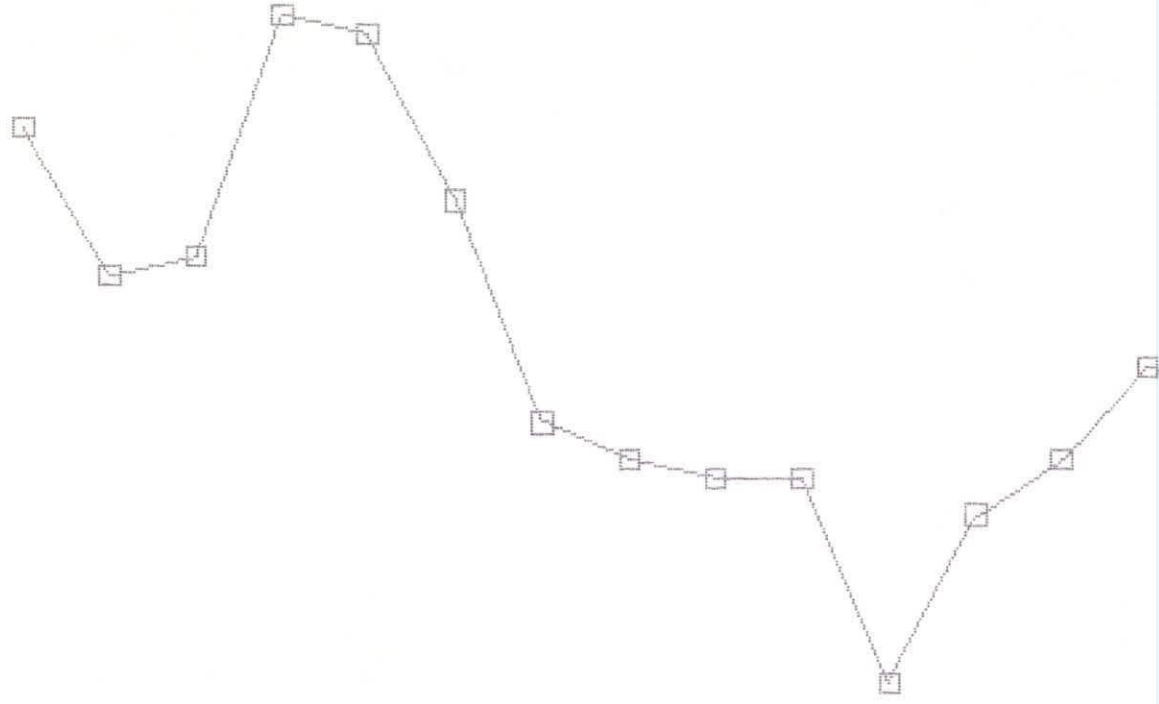
temperatura Ambiental Horaria - Agosto 25



Humedad Relativa Promedio Diario, Junio

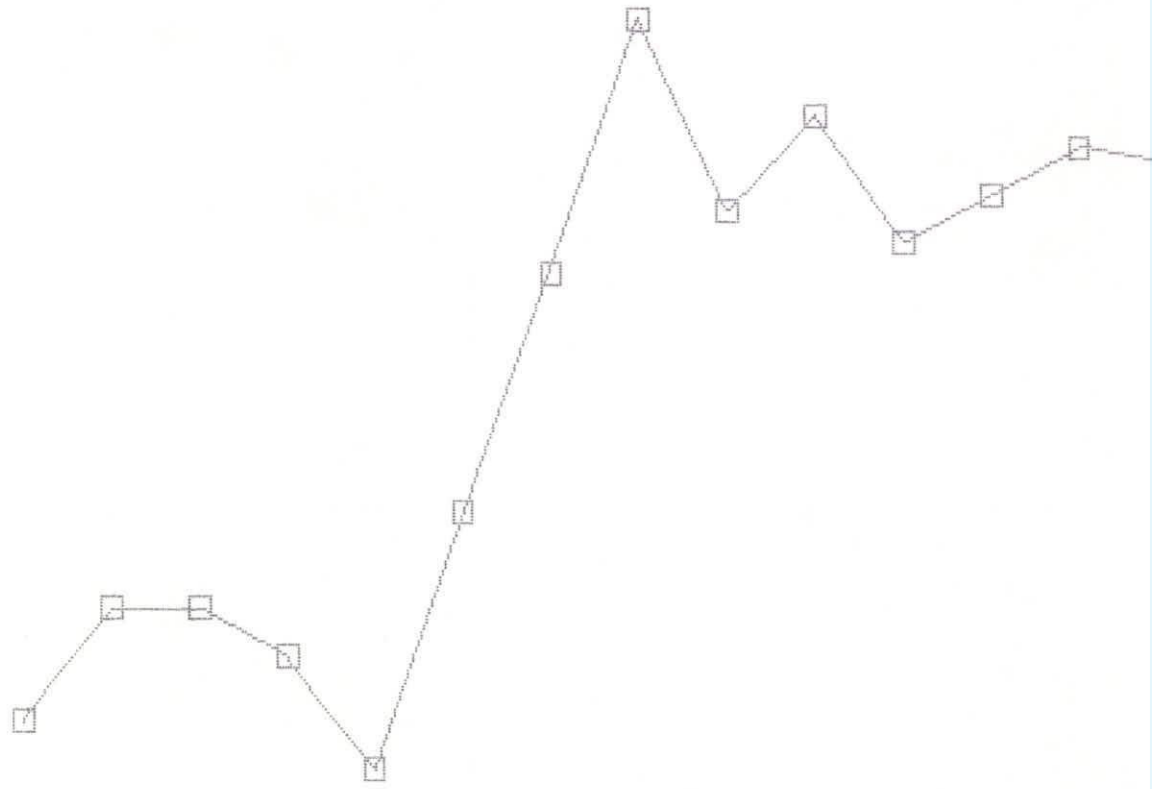
110



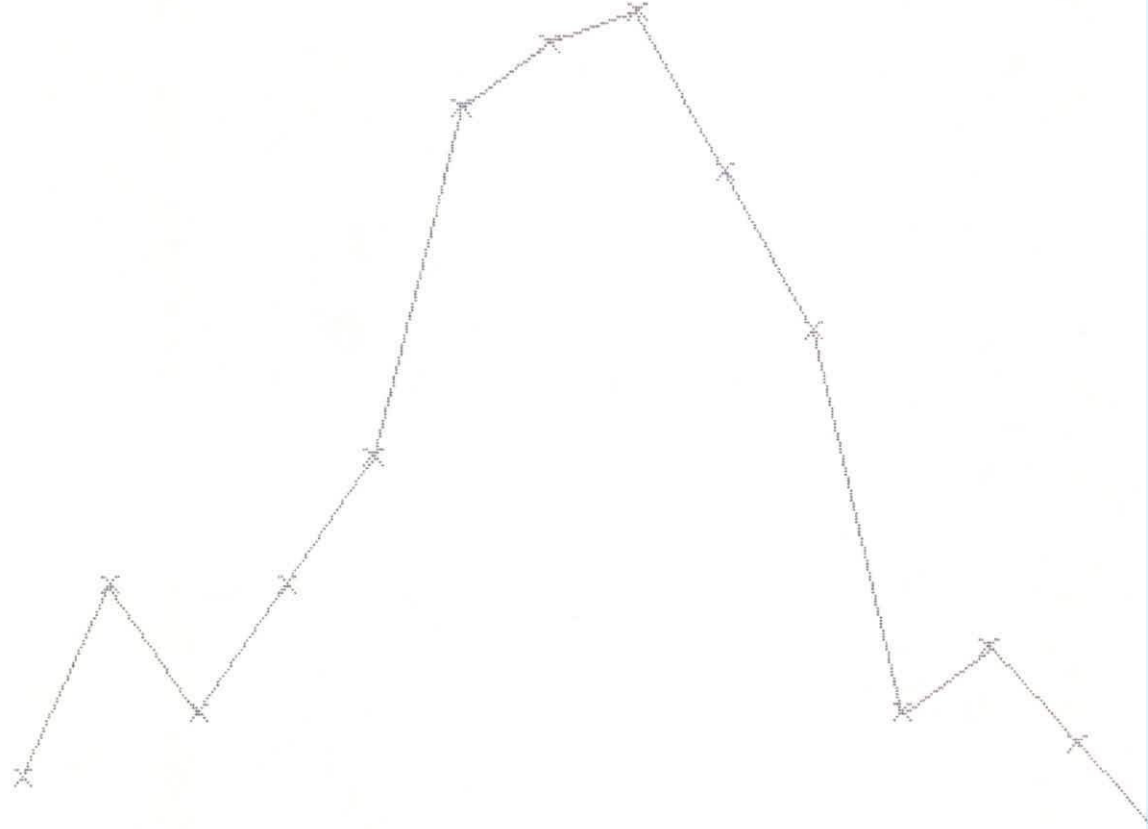


Humedad Relativa Promedio Diario, Junio

Humedad Relativa Promedio Diario, Julio



Humedad Relativa Promedio Diario, Agosto



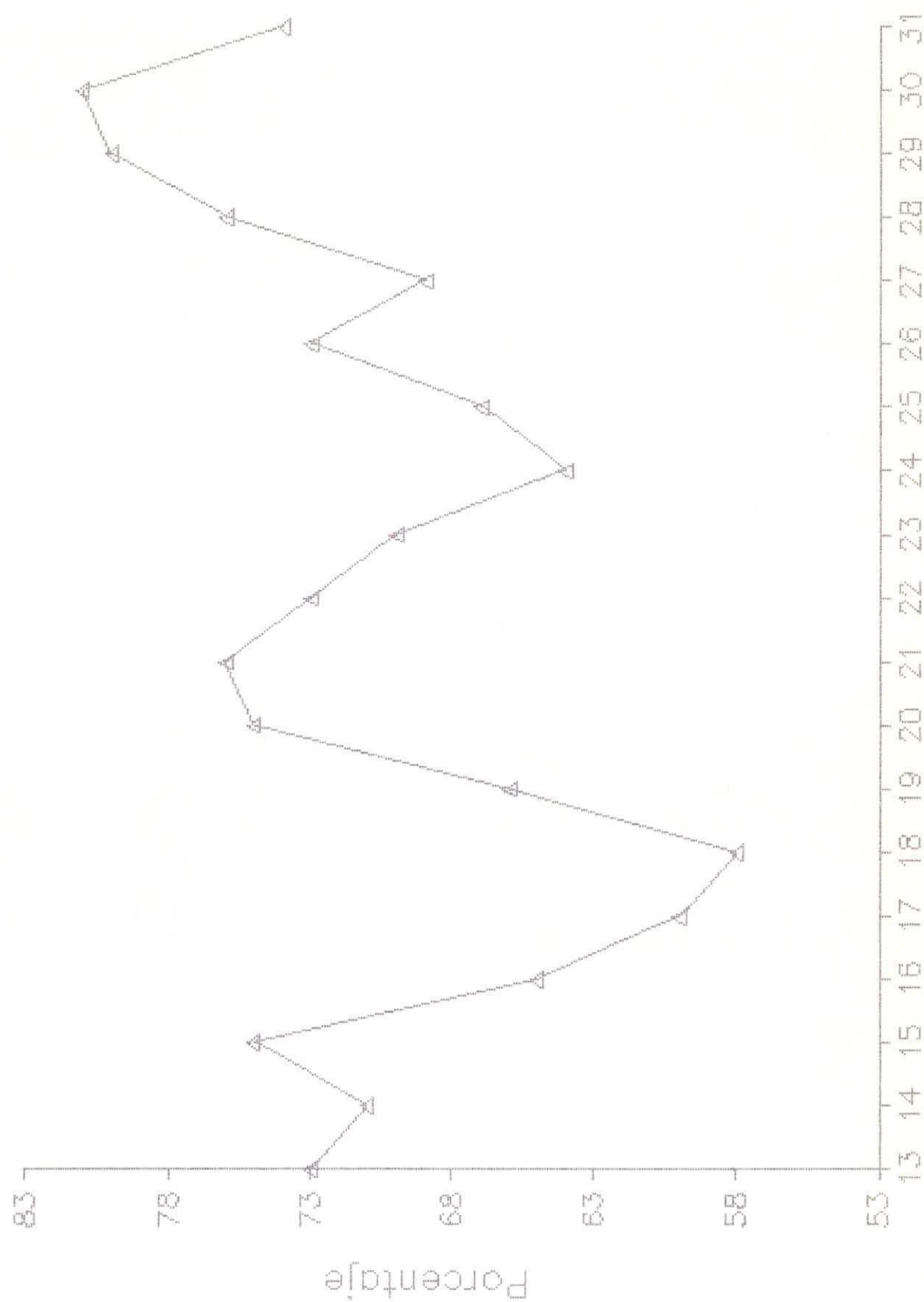


Gráfico A.3 Humedad Relativa Promedio Diario, Agosto

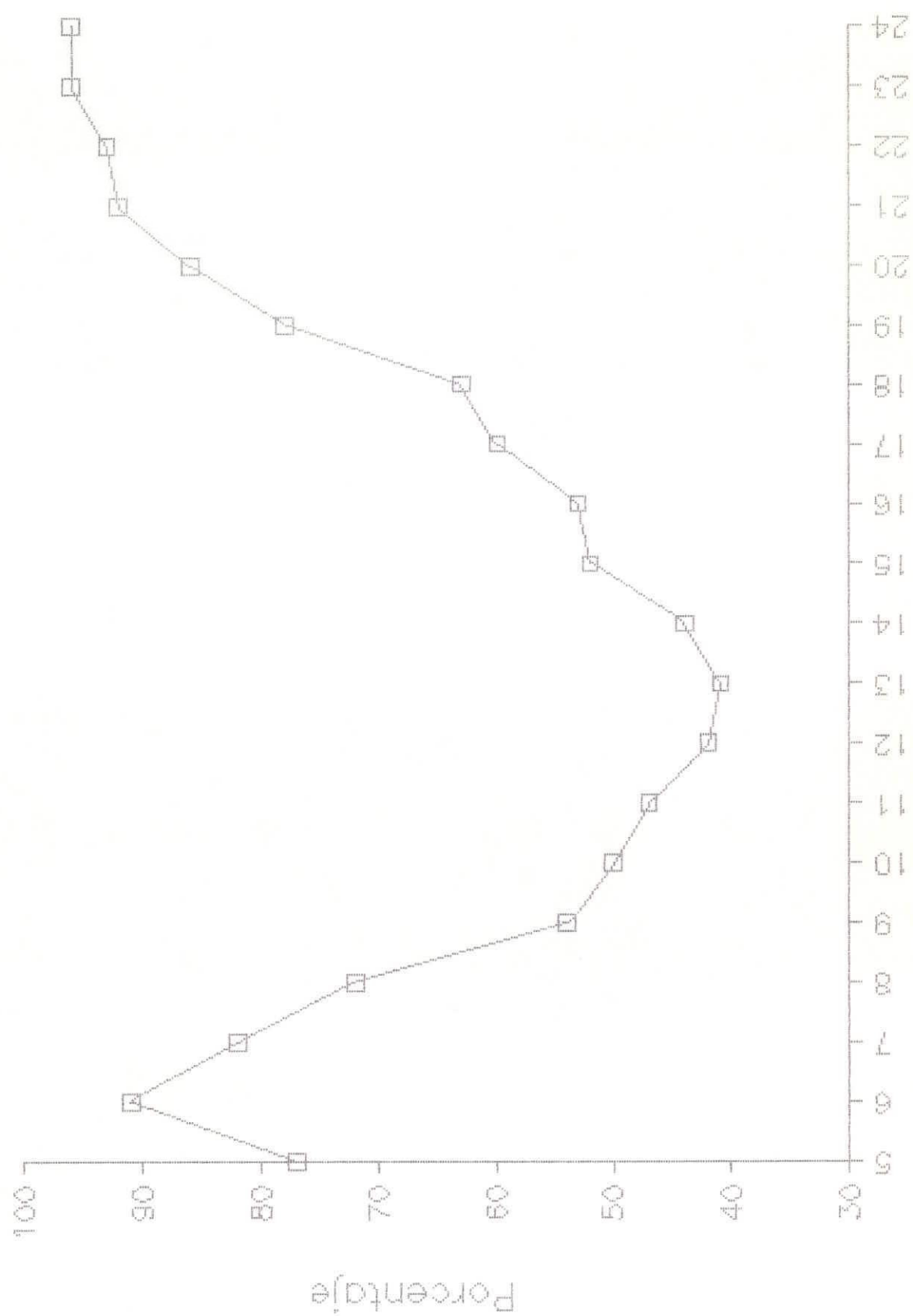
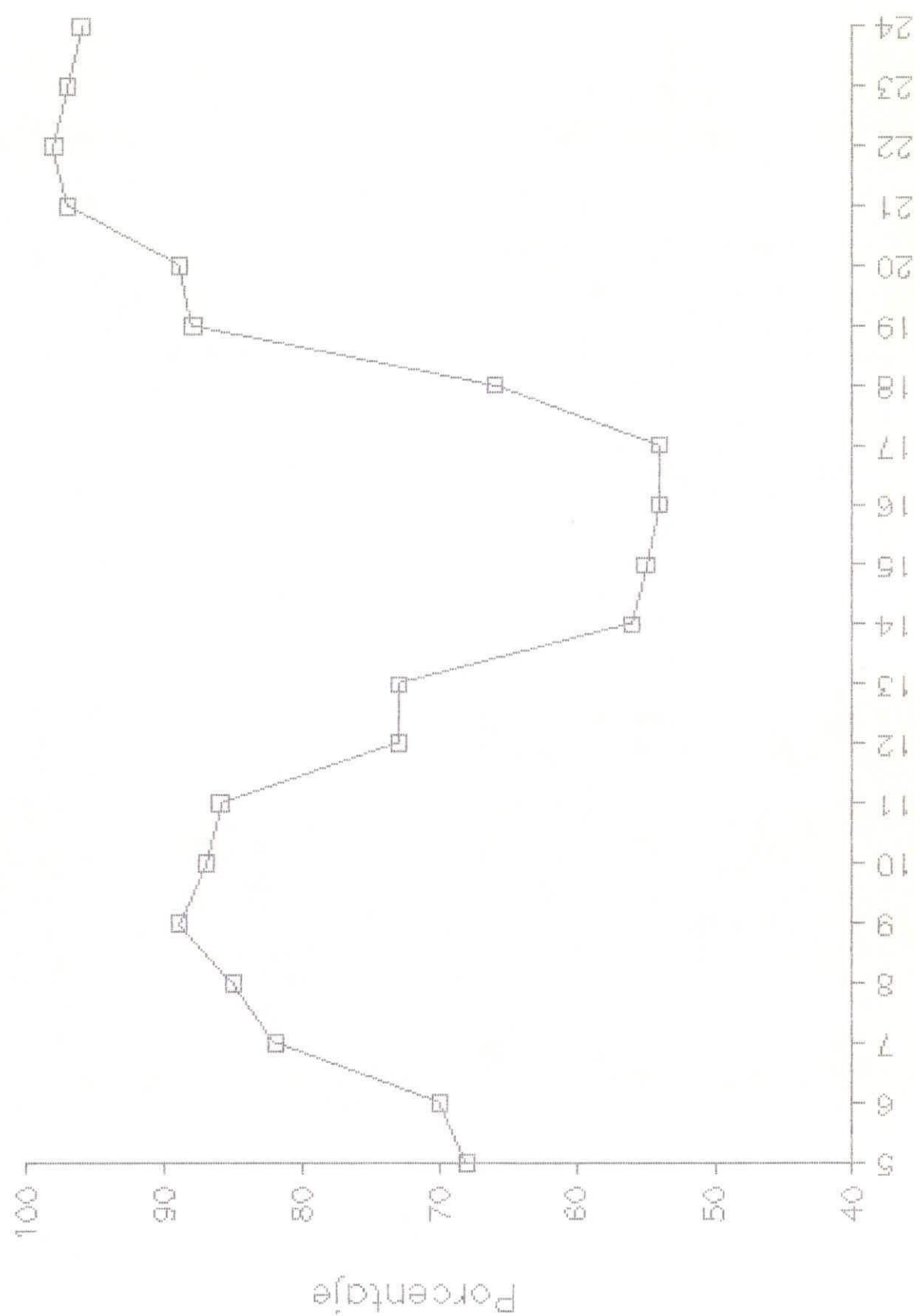


Gráfico A.4 Humedad Relativa Horaria - Junio 1



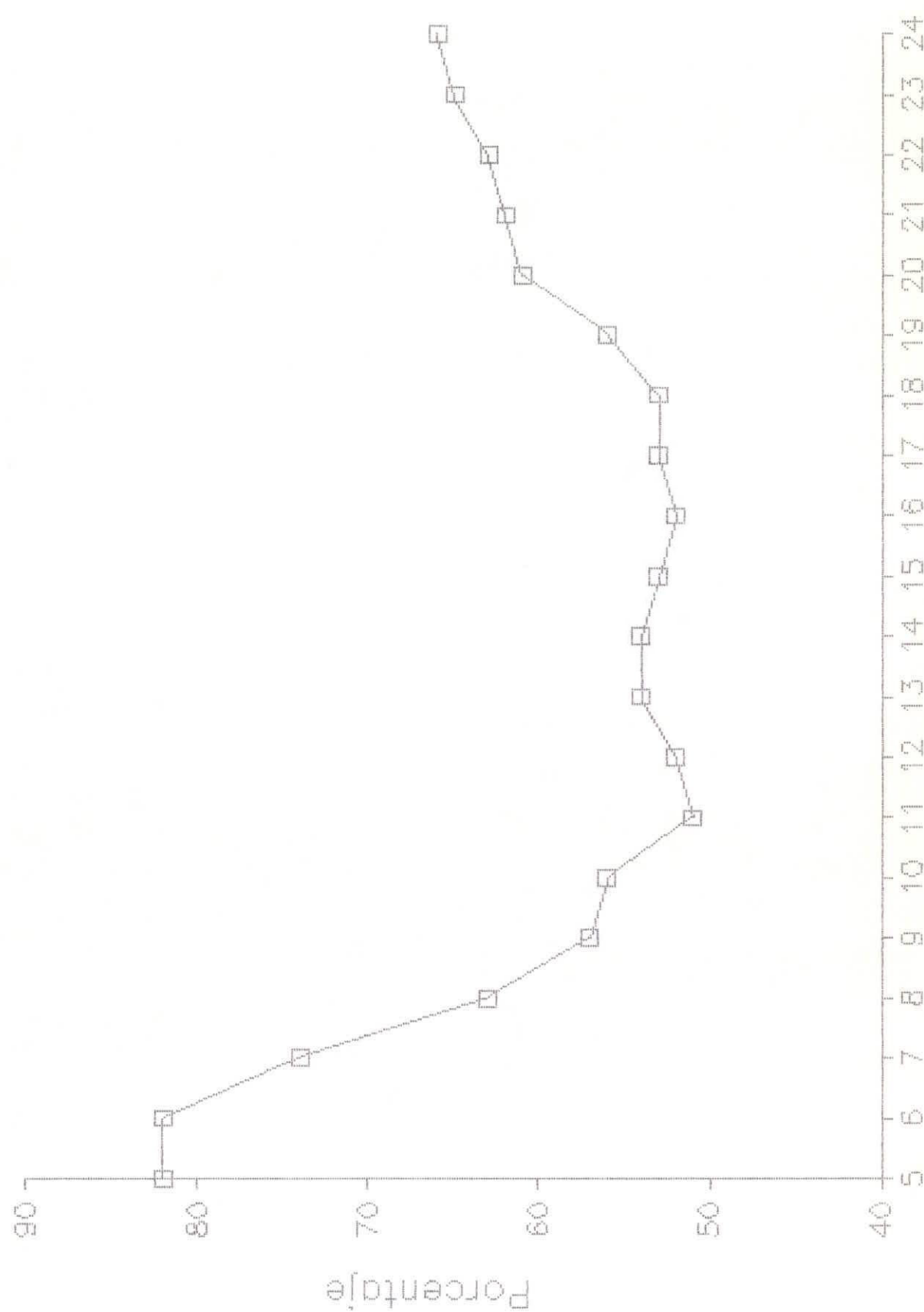


Gráfico A.4 Humedad Relativa Horaria - Julio 6

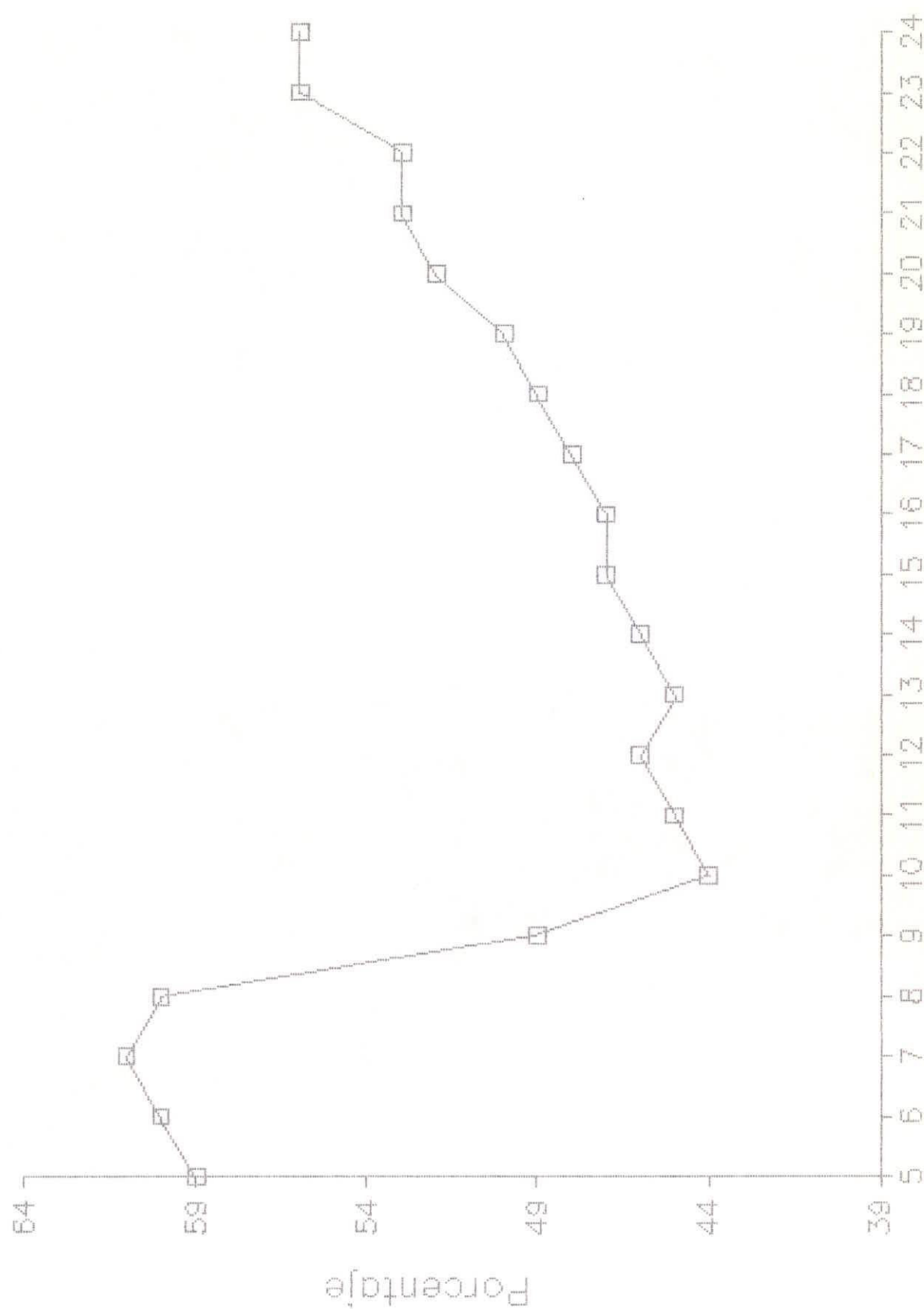
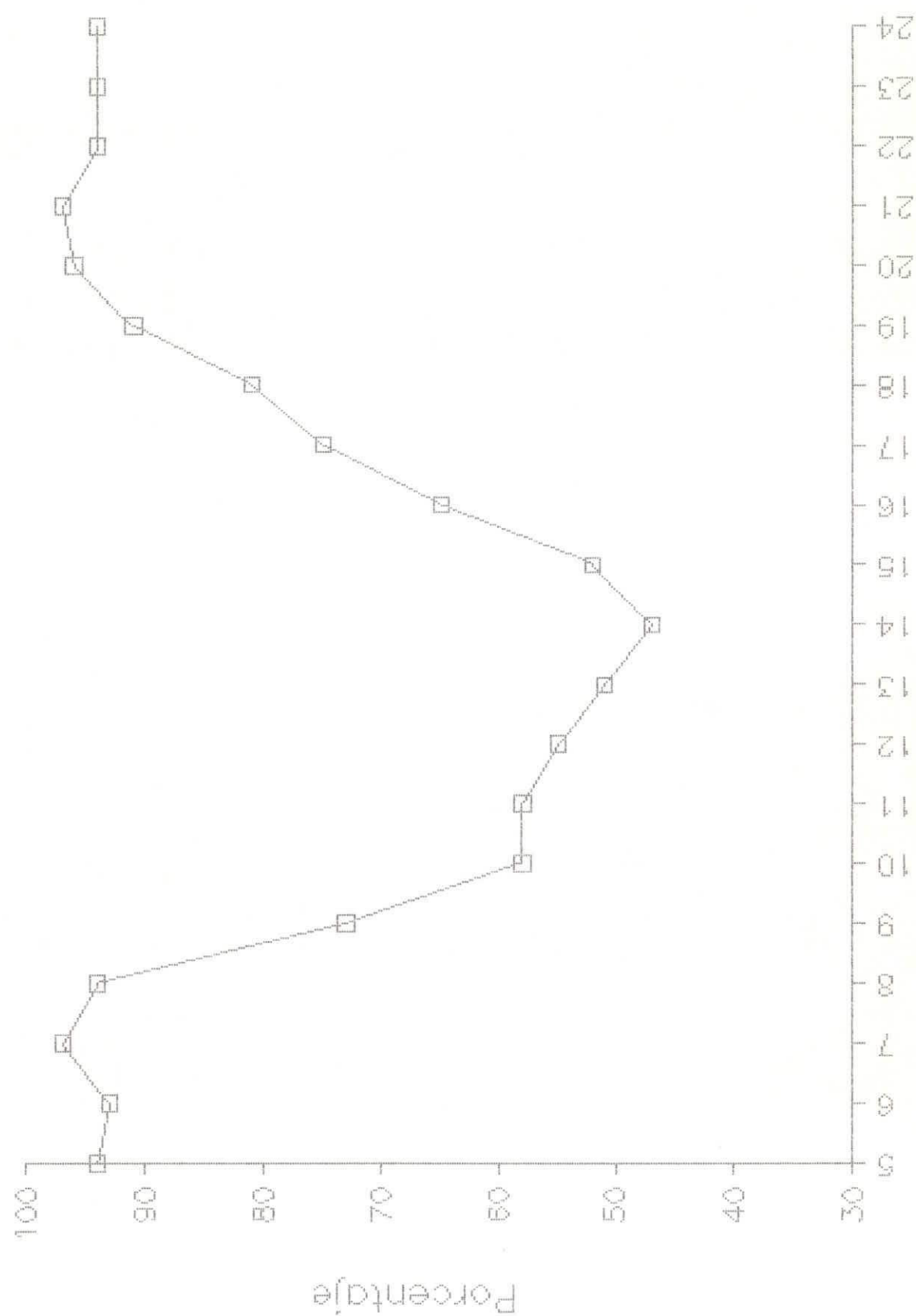


Gráfico A.4 Humedad Relativa Horaria - Julio 15



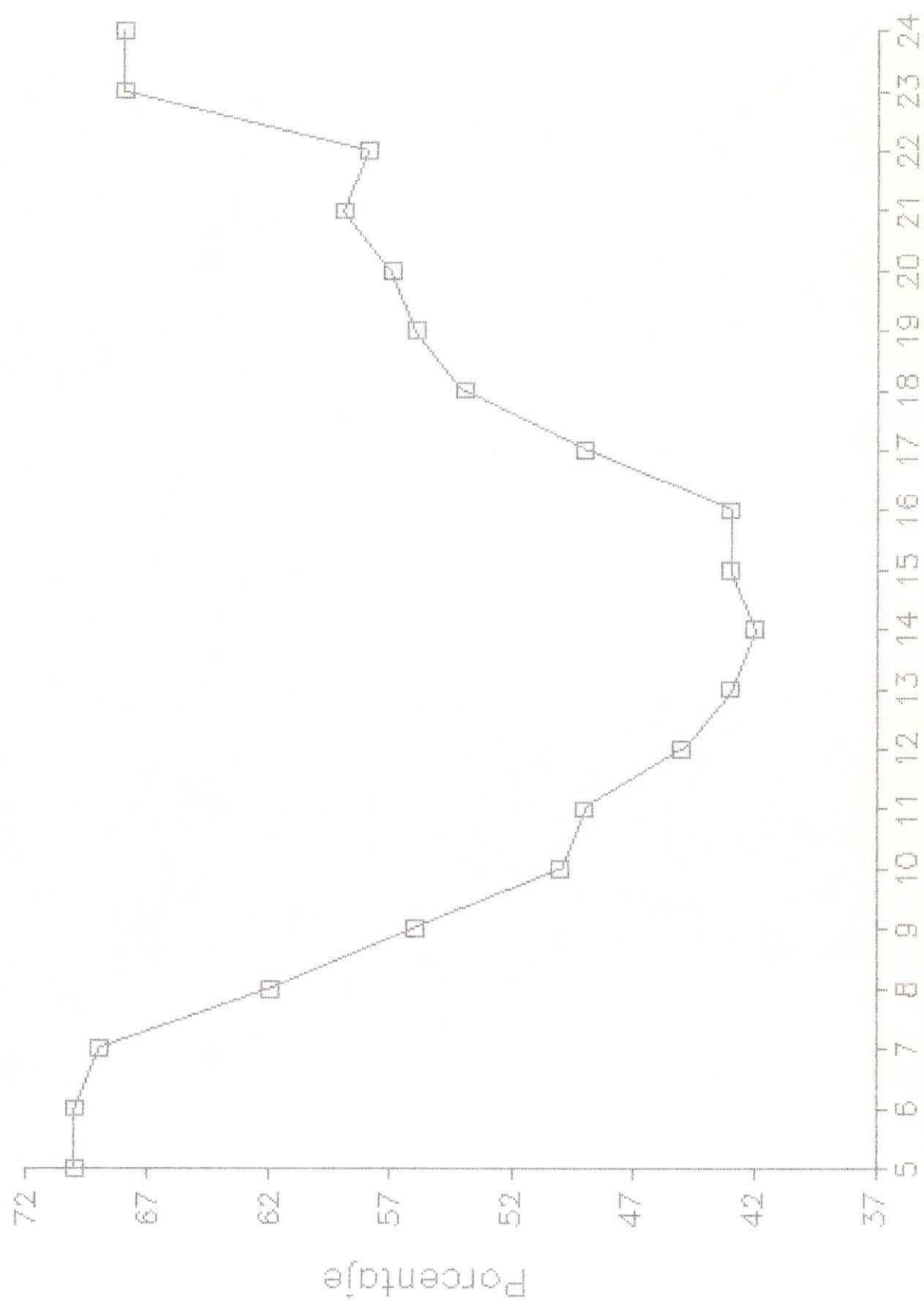


Gráfico A.4 Humedad Relativa Horaria - Agosto 18

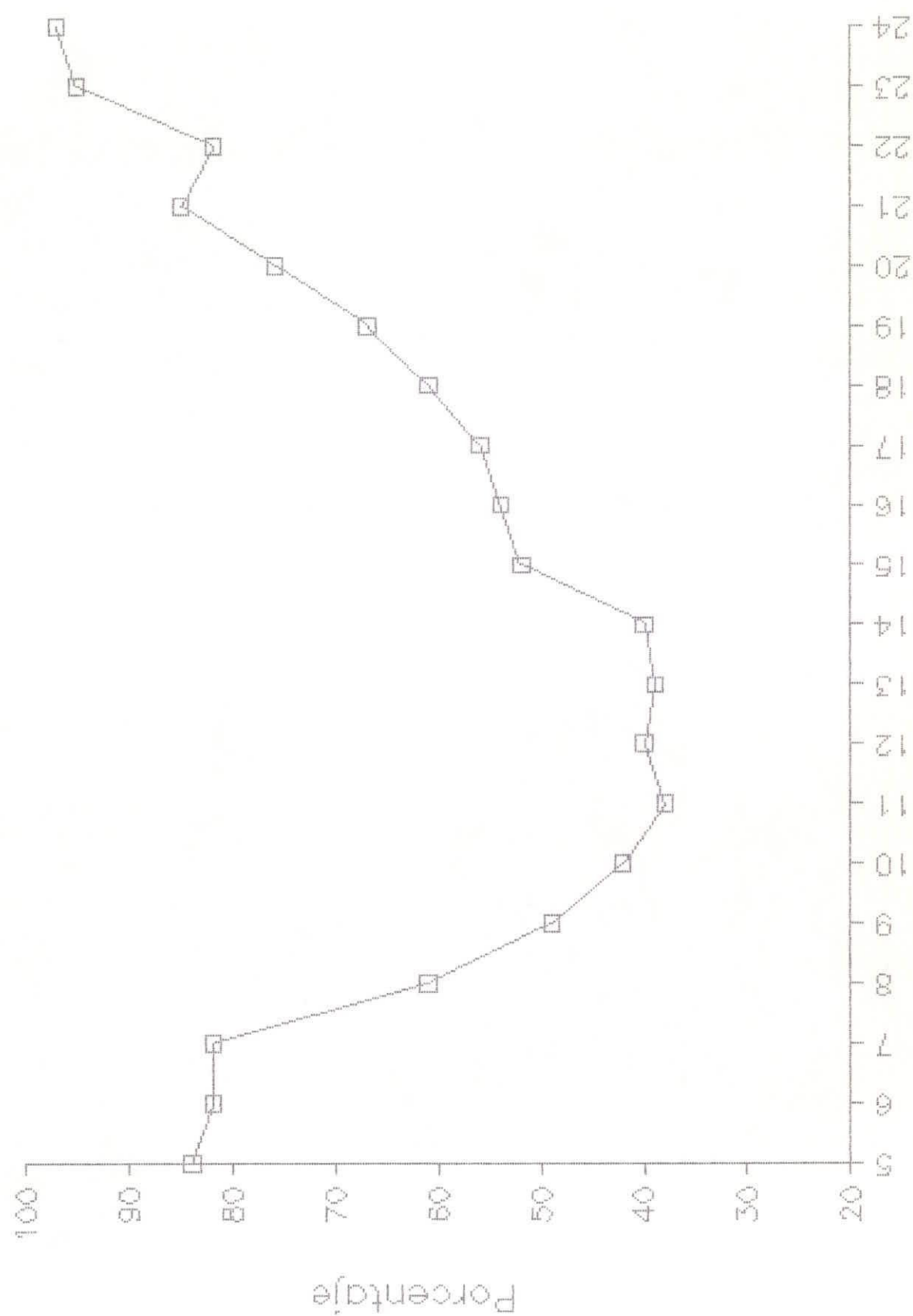


Gráfico A.4 Humedad Relativa Horaria - Agosto 25

— 2 cm.
- - 5 cm.
- - 10 cm.
- - 15 cm.
— 20 cm.

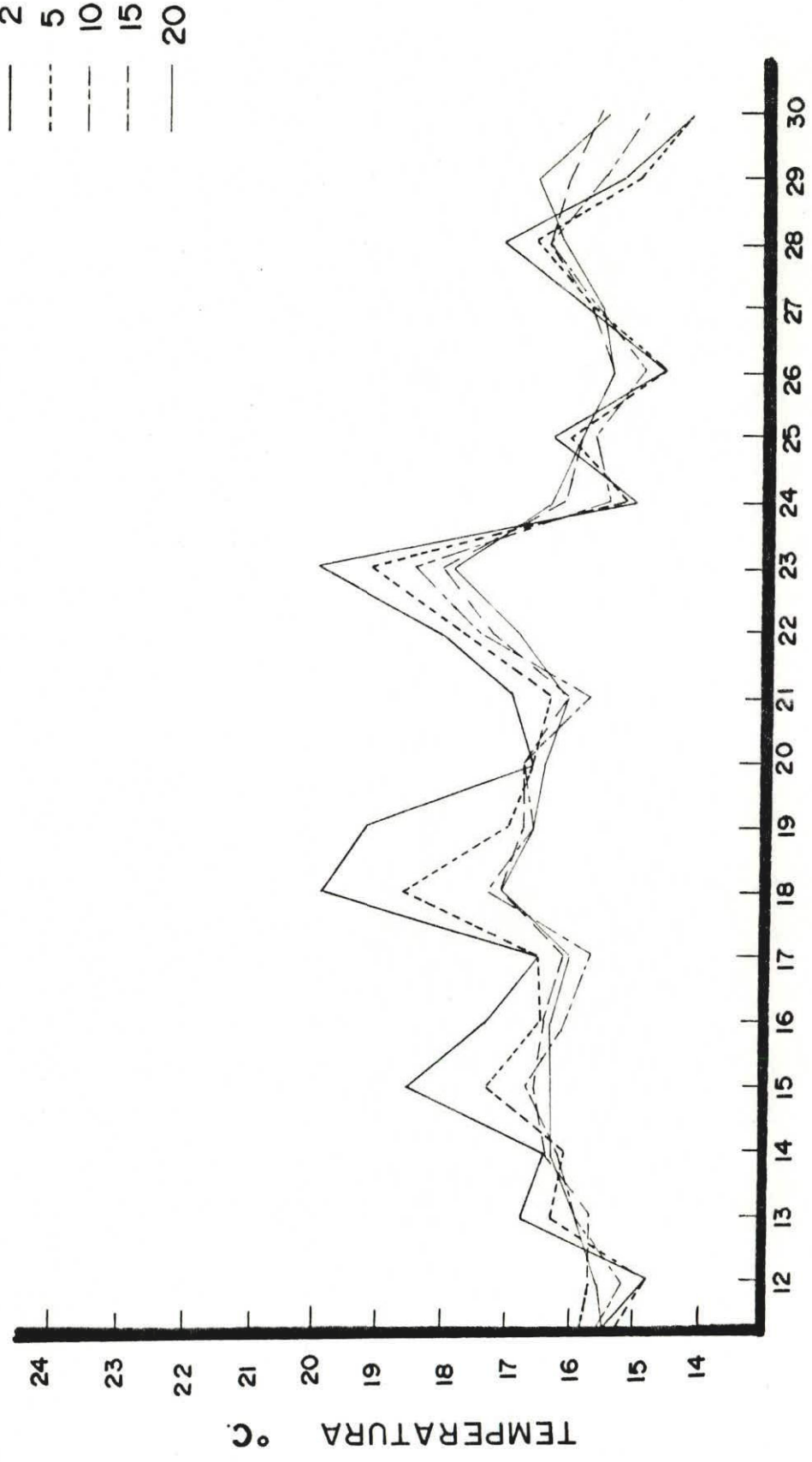


Gráfico A. 5. Temperatura subsuelo, promedio diario. MES DE JUNIO.

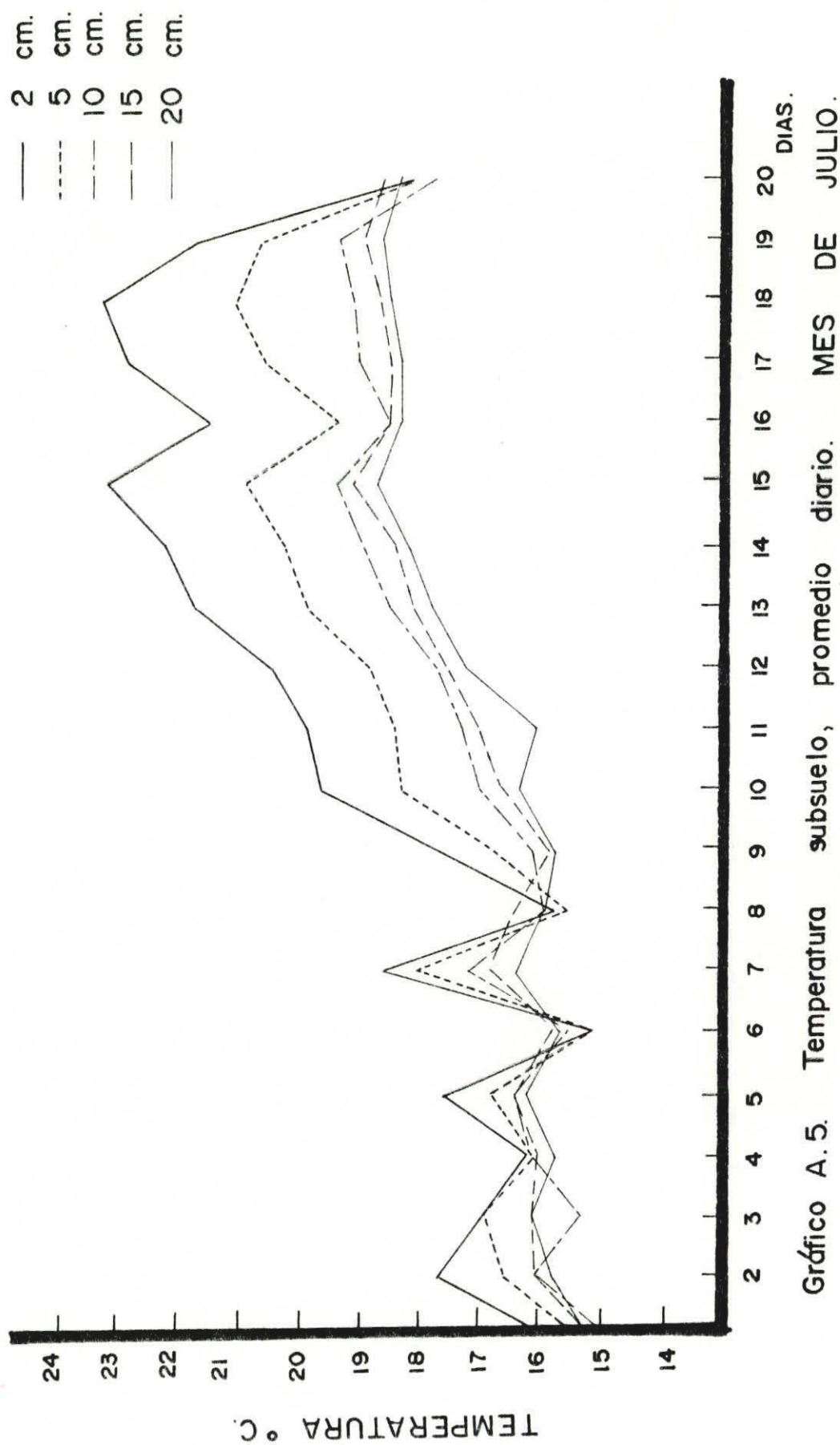
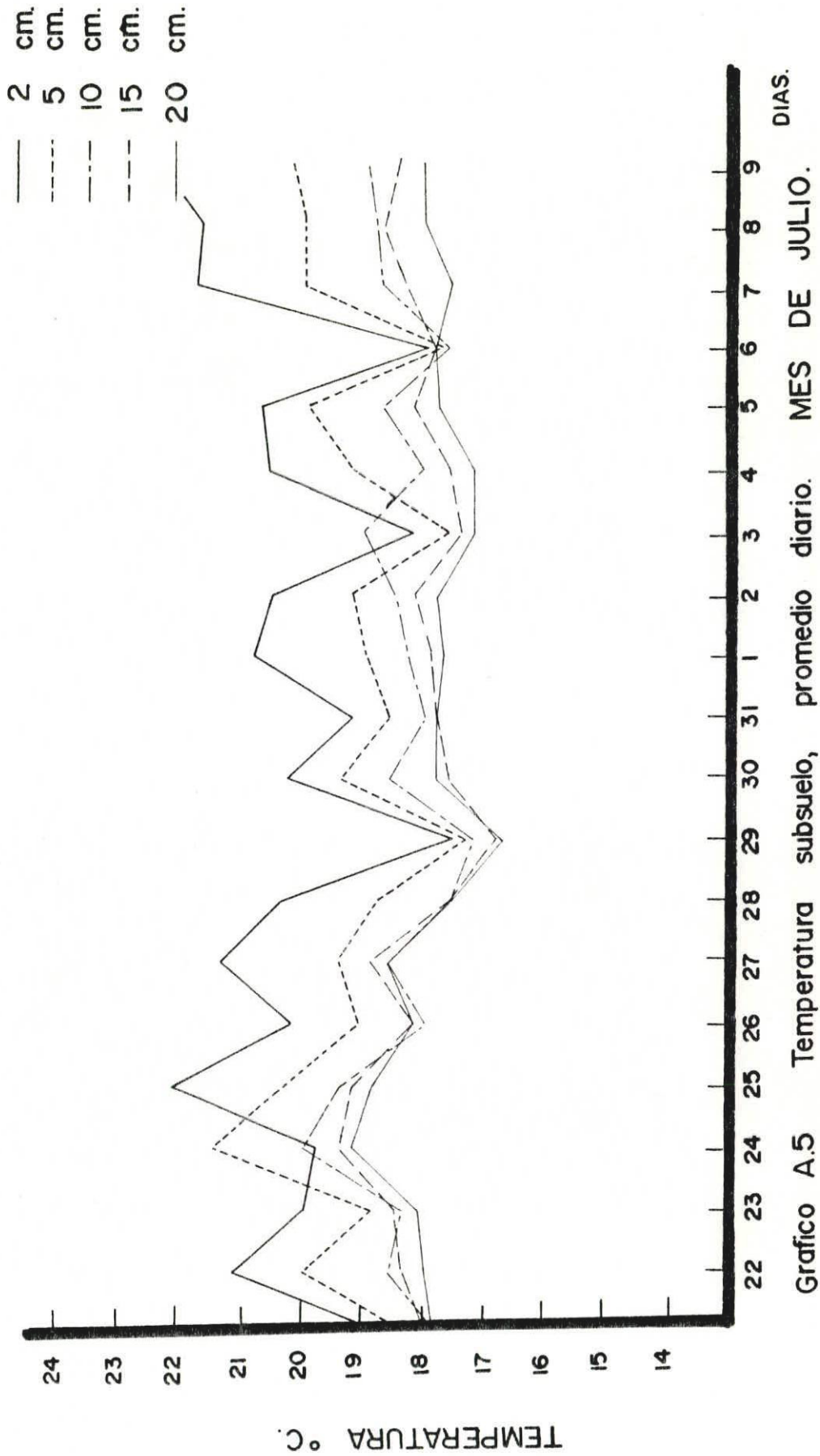


Gráfico A.5. Temperatura subsuelo, promedio diario. MES DE JULIO.



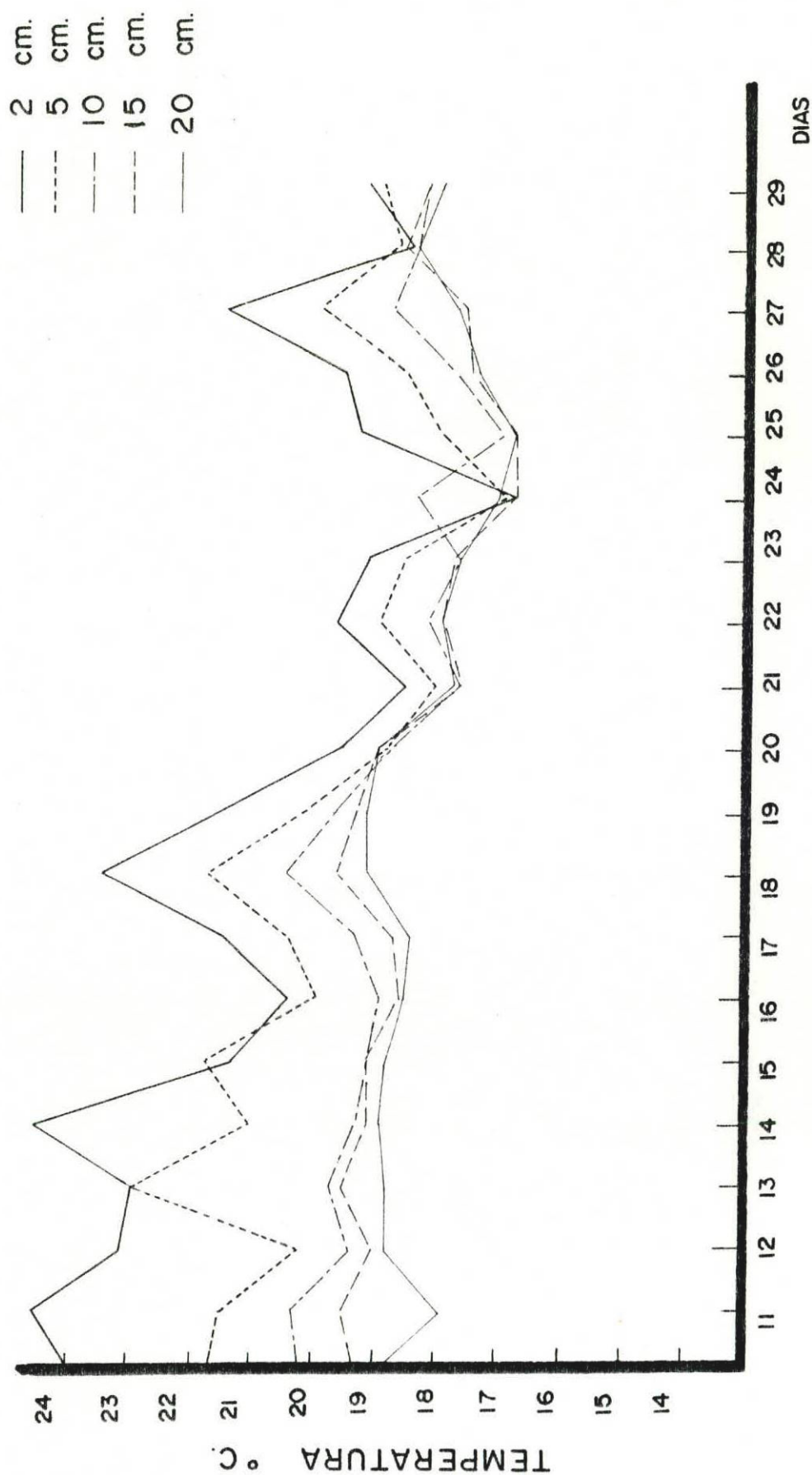


Gráfico A.5. Temperatura subsuelo, promedio diario. MES DE AGOSTO.

A P E N D I C E "E"

TABLA E.1

PRESION ATMOSFERICA (mbar)

Los valores estan corregidos a 0 °C y a la gravedad normal

Mes \ Año	1986	1987	1988	1989
Enero		729.6	729.9	729.0
Febrero		729.3	729.5	729.6
Marzo		729.8	730.1	729.9
Abril		730.2	730.6	729.5
Mayo		730.2	730.8	730.1
Junio		730.3	730.8	730.2
Julio		729.8	730.6	729.9
Agosto		729.9	730.2	729.5
Septiembre	729.8	730.4	730.2	729.4
Octubre	730.4	730.3	729.7	
Noviembre	729.2	729.9	730.1	
Diciembre	729.5	729.8	729.8	

Presión promedio = 729.9 mbar, equivalente a 72.91 kPa

TABLA B.2

TEMPERATURA AMBIENTAL PROMEDIO DIARIA $T_a(^{\circ}\text{C})$

DIA	T_a	DIA	T_a	DIA	T_a
Junio		Julio		Agosto	
1	14.9	1	12.9	1	14.5
2	13.1	2	13.3	2	14.2
3	14.1	3	12.9	3	13.2
4	13.6	4	12.7	4	13.8
5	13.8	5	12.7	5	14.9
6	11.5	6	12.2	6	14.1
7	13.0	7	12.9	7	14.6
8	13.2	8	12.6	8	14.3
9	13.2	9	12.4	9	14.1
10	13.4	10	13.8	10	14.8
11	13.4	11	13.8	11	14.1
12	12.4	12	14.3	12	14.5
13	14.6	13	15.3	13	13.7
14	14.6	14	15.6	14	13.9
15	14.1	15	15.8	15	13.7
16	13.9	16	14.0	16	14.6
17	13.9	17	15.1	17	14.9
18	13.0	18	15.3	18	15.4
19	12.1	19	13.6	19	14.5
20	13.3	20	12.5	20	13.4
21	12.6	21	12.7	21	13.2
22	13.3	22	13.2	22	14.2
23	13.6	23	13.9	23	13.4
24	11.4	24	13.8	24	14.1
25	12.1	25	13.9	25	13.1
26	11.2	26	12.9	26	13.6
27	12.7	27	13.1	27	14.9
28	13.5	28	12.8	28	13.6
29	12.6	29	12.9	29	13.1
30	11.9	30	14.1	30	13.6
		31	14.1	31	13.2

T_a promedio para 92 días = 13.59°C

TABLA B.3

TEMPERATURA DEL SUBSUELO °C

DIA	MES	HORA	Profundidad (cms)				
			2	5	10	15	20
1	Junio	07	9.2	10.6	13.4	15.2	16.0
		13	34.2	28.0	22.0	19.4	18.2
		19	19.4	20.2	20.8	20.6	20.2
24	Junio	07	7.6	10.4	13.4	15.4	16.0
		13	22.4	28.0	15.6	15.2	15.4
		19	15.0	20.2	17.2	17.8	17.4
6	Julio	07	8.8	9.2	11.8	13.7	14.5
		13	22.2	21.4	18.6	16.6	15.7
		19	14.4	14.6	16.0	16.8	16.6
15	Julio	07	12.0	12.4	14.4	16.2	16.8
		13	37.8	29.8	22.2	19.2	18.2
		19	19.8	20.6	21.6	21.8	21.0
24	Julio	07	12.4	13.6	15.6	16.8	17.4
		13	39.4	31.2	22.6	19.6	18.6
		19	17.2	19.4	21.4	21.6	21.2
18	Agosto	07	11.0	12.4	15.2	16.2	17.8
		13	38.4	29.6	22.4	18.4	18.4
		19	20.8	23.0	23.6	21.2	21.2
25	Agosto	07	7.2	8.6	11.6	14.2	15.2
		13	32.8	26.2	19.2	16.4	16.0
		19	17.6	18.8	19.8	19.6	18.8

TABLA R.4

TEMPERATURAS PARA CONDUCTIVIDAD DEL SUBSUELO °C

Mediciones tomadas el 24 de Julio de 1989

HORA	T_m	T_s	T_{sb}	T_a
18:25	74.0	17.0	20.2	14.4
18:30	66.4	18.2	20.2	14.4
18:35	62.8	19.6	20.3	14.4
18:50	51.1	20.6	20.3	14.4
19:05	45.0	22.1	20.6	14.3
19:15	39.4	30.4	20.6	12.8
19:25	37.8	28.6	20.6	12.2
19:35	36.8	28.6	20.4	13.9
19:45	35.6	26.8	20.4	13.3
19:55	33.9	25.4	20.6	13.3
20:10	32.7	24.2	20.6	13.9
20:30	31.2	23.0	20.4	13.3

Las temperaturas promedios son:

$$T_m = 45.56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_s = 23.71 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sb} = 20.43 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_a = 13.63 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

TABLA B.5

DATOS PARA OBTENER LAS PERDIDAS DE LA PISCINA

T (°C)	T _{ai} (°C)	P _{w,s} (psi)	P _a = WxP _{w,s} (kPa)	M _v (kg/s)
15.0	18.0	0.2992	1.238	0.0298
15.5	18.5	0.3088	1.277	0.0292
16.0	19.0	0.3186	1.318	0.0262
16.5	19.5	0.3287	1.360	0.0256
17.0	20.0	0.3390	1.402	0.0251
17.5	20.5	0.3497	1.447	0.0244
18.0	21.0	0.3608	1.492	0.0238
18.5	21.5	0.3718	1.538	0.0231
19.0	22.0	0.3834	1.586	0.0224

v = 0.15 m/s

P_w = 3.167 kPa, a 25 °C

TABLA B.6

PERDIDAS DE CALOR DE LA PISCINA CON EL MEDIO (Wattios)

Superficiales, de vaporización, por subsuelo y total

Q_s	Q_v	Q_{sb}	$Q_{pérdidas}$
157500	72735.8	1774.8	232010.6
146250	71271.3	1686.1	219207.4
135000	63949.0	1597.3	200546.3
123750	62484.5	1508.6	187743.1
112500	61264.1	1419.8	175183.9
101250	59555.5	1331.1	162136.6
90000	58091.0	1242.4	149333.4
78750	56382.5	1153.6	136286.1
67500	54674.0	1064.9	123238.9

TABLA B.7

DATOS PARA CALCULAR CARGA PARA CALEFACCION

Contenido	Ubicación	Area (m ²)	Material	Espesor (plg)	Resistencia (m ² °C/W)	Coef. U (W/m ² °C)
zona sin calefacción						
pared Oeste	interior	70.4	bloque conc.	4	0.13	1.176
			enlucido	1/2	2x0.18	
			yeso	1/2	2x0.06	
			aire, h _i		2x0.12	
	exterior	143	bloque conc.	12	0.23	2.993
			enlucido	1/2	2x0.018	
			yeso	1/2	0.06	
			aire, h _e		0.03	
			aire, h _i		0.12	
	pilar int.	9.8	enlucido	1/2	2x0.18	0.292
			yeso	1/2	2x0.06	
			aire, h _i		2x0.12	
			hormigón	16	3.176	
	pilar ext.	22.9				0.292
techo	275	eternit		0.03	5.155	
		aire, h _e		0.03		
		aire, h _i		0.134		
edificio de la piscina						
pared Norte	exterior	173.4				2.993
	pilar	28.3				0.292
	viga	20.3				0.292
pared Sur	exterior	195				2.993
	pilar	28.3				0.292
	viga	20.3				0.292

Continuación

pared Este	exterior	114.9				2.993
	pilar	12.3				0.292
	viga	10.4				0.292
		143				
pared Oeste	int. infr.	20.3	bloque conc.	12	0.13	
			enlucido	1/2	0.018	
			yeso	1/2	0.06	
			aire, h_1		0.12	3.049
	int. sup.	70.4				1.901
	pilar infr.	2.45	enlucido	1/2	0.018	
			yeso	1/2	0.06	
			aire, h_1		0.12	
			hormigón	16	3.176	0.296
	pilar sup.	9.8				0.280
techo		1222				5.155
edificio de la piscina						
ventanaas		32.4	vidrio claro			6.42
puerta	exterior	4.4	hierro			3.350
piso		660	hormigón paqueteado relleno aire, h_1			0.86
duchas		1.98				

A $T_{a1} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$, tenemos $T_{sc} = 10.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ A $T_{a1} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$, tenemos $T_{sc} = 10.8\text{ }^{\circ}\text{C}$

	C_p (J/kg $^{\circ}\text{C}$)	ρ (kg/m ³)	c/h	V (m ³ /s)
infiltración	1006.7	0.927	15	3
escape a duchas	1007.0	0.900		2.97

TABLA B.8

CARGA PARA CALEFACCION

Contenido	UA (W/°K)	ΔT (°K)		Q (W)	
pared Norte	533.18	12	8	6398.1	4265.4
pared Sur	597.83	12	8	7173.9	4782.6
pared Este	350.52	12	8	4206.3	2804.2
pared Oeste	62.62	7	3	438.3	187.9
	136.57	11.2	7.5	1529.6	1024.3
	103.26	12	8	1239.1	826.1
techo	6299.41	12	8	75592.9	50395.3
ventanas	208.01	12	8	2496.1	1664.4
puerta	14.74	12	8	176.9	117.9
piso	567.6	7	3	4206.3	2804.2
CARGA POR CONSTRUCCION				103224.2	67770.5
CARGA POR INFILTRACION				32617.1	21744.7
CARGA POR ESCAPE				90441.5	60563.5
GANANCIA POR PISCINA				-122176.0	-230235.8
CARGA NECESARIA PARA CALEFACCION				104106.8	-801557.1

TABLA B.9

VELOCIDAD DEL VIENTO (m/s)

DIA	MES	HORA		
		07	13	19
1	JUNIO	-	NE - 4	NE - 4
13		S - 4	NE - 3	-
24		SW - 9	NE - 2	-
6	JULIO	S - 2	E - 3	NE - 3
15		SE - 3	E - 4	SW - 4
17		S - 8	SE - 6	SW - 6
24		E - 1	NE - 5	S - 2
16	AGOSTO	SW - 2	N - 6	NE - 4
18		SW - 4	NE - 4	NE - 2
25		-	-	NE - 4

N = NORTE

S = SUR

E = ESTE

W = OESTE

TABLA B.10

COEFICIENTES DE PERDIDA DE FRICCION

Coeficiente de Angulo

θ	0	20	30	45	60	75	90	100	130
K_θ	0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20

Coeficientes de Reynolds (K_{Re}) $Re \times 10^{-4}$

r/W	1	2	3	4	6	8	10	≥ 14
0.5	1.40	1.26	1.19	1.14	1.09	1.06	1.04	1.0
>0.7	2.00	1.77	1.64	1.56	1.46	1.38	1.30	1.0

Coeficientes para codos a 90° (C_o') H/W

r/W	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
0.5	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20

TABLA B.11

DISEÑO DE DUCTOS POR REGANANCIA ESTÁTICA

Tramo	V (m ³ /h)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	PV (Pa)	f	L (m)	Pf (Pa)	Reg- (Pa)	SP (Pa)	Dimension (mm)
1 - 2	24438.0	4.18	-	-	0.900	8	16.290	-	16.29	1778x914
2 - 3	12219.0	4.18	4.10	10.1	0.175	1.85	0.324	0.30	16.31	966x914
3 - 4	10182.5	4.10	3.92	9.24	0.170	3.70	0.629	0.65	16.30	966x800
4 - 5	8146.0	3.92	3.75	8.48	0.153	3.70	0.566	0.57	16.31	924x700
5 - 6	6109.5	3.75	3.57	7.68	0.170	3.70	0.629	0.60	16.33	852x600
6 - 7	4073.0	3.57	3.35	6.8	0.190	3.70	0.703	0.66	16.37	727x500
7 - 8	2036.5	3.35	3.30	5.4	0.224	3.70	1.007	1.05	16.38	500x410

TABLA B.12

DATOS DIMENSIONALES DE LOS ARREGLOS DE ALETAS DE PLACA Y ALETA

D A T O	Superficie	
	I	II
DIMENSIONES (vease dibujo con Fig. 4.10)		
A, Diámetro exterior del tubo, mm	10.211	17.170
B, Espaciado de tubos, mm	25.400	38.10
C, Espaciado entre filas de tubos, mm	21.996	44.45
D, Espaciado de aletas, centro a centro, mm	3.175	3.277
E, Espesor de aletas de aluminio, mm	0.330	0.406
Diámetro hidráulico $4r_h$, cm	0.363	0.386
DATOS DE AREAS		
A_{ω} , m^2 superf. ext./(m^2 área frontal)(fila)	12.92	22.86
$A_{\omega}/A_{F,i}$, m^2 superf. ext./ m^2 superf. int.	12.27	19.31
A_c , área neta de flujo/ m^2 área frontal	0.534	0.497
A_F/A_{ω} , m^2 superf. de aleta/ m^2 superf. ext.	0.839	0.905

B I B L I O G R A F I A

1. ASHRAE. (American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers) Handbook Fundamentals. 1981.
2. ASHRAE. Handbook HVAC Systems and Application. 1987.
3. Ennio A. Rizzi. Desing and Estimating for Heating, Ventilating, and Air Conditioning. Van Nostrand Reinhold Company, N.Y., 1980.
4. Incropera & DeWitt. Fundamentals of Heat Transfer. John Wiley & Sons, Inc., 1981.
5. Kakac, Bergles and Mayinger. HEAT EXCHANGERS: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design. Hemisphere Publishing Corporation, 1981.
6. Instituto Nacional de Meteorología e Hidrografía. Anuarios Meteorológicos, 1986-88, y Central de Mediciones de Iñaquito.
7. Kays & London. Compact Heat Exchangers. McGraw-Hill, U.S.A., 1984.

8. Keenan-Kaye. Gas Tables. Wiley-Sons, Inc. N.Y., 1945.
9. Kreith F. Principios de Transferecna de Calor. International Texbook Company, Pensylvania, E.U.A., 1968.
10. McQuay. Steam Coils, Catolog 413-2. Inc. Minneapolis, Minnesota, 1982.
11. Therlked J. Ingenieria del Ambito Térmico. Editorial Prentice Hall Int., 1973.
12. Villacres O. Utilización de Energía Solar, para el aumento de la Producción de Biogas, en un Digestor Anaeróbico para Zonas Frías. Tesis de Grado, ESPOL, 1982.