

**UPAEP**  
BIBLIOTECA CENTRAL  
REFERENCIA  
USO ÚNICAMENTE EN SALA.



**ESCUELA DE INGENIERIA QUIMICA**

**ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DEL LABORATORIO  
DE QUIMICA ANALITICA Y ANALISIS  
INSTRUMENTAL DE LA ESCUELA DE  
INGENIERIA QUIMICA DE  
LA U.P.A.E.P.**

**POR:**

**PEDRO RODRIGUEZ DELLA VECCHIA**

**TRABAJO PRACTICO PRESENTADO A LA ESCUELA DE  
INGENIERIA QUIMICA COMO REQUISITO PARCIAL  
PARA OBTENER EL TITULO DE:**

**INGENIERO QUIMICO**

**FEBRERO 1992**



**UPAEP – Secretaría General**

Dirección General de Apoyos Académicos

Dirección del Centro de Recursos para el Aprendizaje y la Investigación.

Biblioteca Central - **Karol Wojtyła**

**Tesis Digitales Restricciones de uso:**

**DERECHOS RESERVADOS ©**

**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

El uso de textos, imágenes, gráficas, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente de donde la obtuvo mencionando el autor o autores involucrados en el documento.

Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



**HUMICLIMA**

ACONDICIONAMIENTO DE AIRE  
INDUSTRIAL Y PARA CONFORT

Diagonal Defensores de la República Núm. 930  
PUEBLA, PUE.

Tels.: 35-35-08 35-34-02 Fax 36-82-42

Puebla, Pue., Enero 29 de 1992.

UNIVERSIDAD POPULAR AUTONOMA  
DEL EDO. DE PUEBLA.  
ESCUELA DE INGENIERIA QUIMICA  
ING. JOSEFINA RIVERO  
DIRECTORA  
21 SUR No. 1103  
PUEBLA, PUE.

**UPAEP**  
BIBLIOTECA CENTRAL  
REFERENCIA  
  
USO UNICAMENTE EN SALA.

Estimada Ingeniero:

Este trabajo denominado "Acondicionamiento de aire del Laboratorio de Química Analítica y Análisis Instrumental de la Escuela de Ingeniería Química de la U.P.A.E.P.", cumple con los requisitos de -- calidad y contenido, por lo que el señor Pedro Rodríguez Della -- Vecchia, puede promover la obtención del título de Ingeniero Químico.

Sin más por el momento, quedo de usted como su Atto. y S. S.

A T E N T A M E N T E

  
ING. JUAN SANFELIU ESTRUCH.

62761

**RESUMEN****UPAEP**BIBLIOTECA CENTRAL  
REFERENCIA

USO ÚNICAMENTE EN SALA.

El presente trabajo versa sobre el el diseño de una instalación de aire acondicionado para el área de Laboratorio de Química Analítica y Análisis Instrumental de la Escuela de Ingeniería Química propiedad de la Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla.

Para realizar el presente trabajo se recurrió a las herramientas básicas de la ingeniería química, como son los balances de materia y energía.

La secuencia para el desarrollo de este trabajo fue la siguiente:

El primer paso fue el conocer la localización del laboratorio así como sus dimensiones y características generales constructivas; posteriormente conocer las condiciones de trabajo requeridas en el local así como identificar las diferentes fuentes de calor que pueden generarse en el local.

Una vez teniendo los datos básicos se realizó el diseño del sistema de un modo esquemático o general, posteriormente se llevo a cabo el cálculo de la carga térmica existente en el laboratorio para así poder llegar a determinar el caudal de aire necesario, el dimensionado de ductos, la potencia necesaria en la máquina de refrigeración, y la del serpentín

de calefacción, la potencia de las bombas, la caída de presión en la ducteria, el área filtrante, etc..

Una vez calculado el equipo y conociendo sus características se llevo la selección del control del sistema.

**UPAEP**  
BIBLIOTECA CENTRAL  
REFERENCIA  
USO UNICAMENTE EN SALA.



CONTENIDO

	Pág
RESUMEN . . . . .	III
INDICE DE PLANOS. . . . .	VII
INDICE DE FIGURAS . . . . .	VIII
1. ANTECEDENTES Y OBJETIVOS DEL TRABAJO. . . . .	1
2. DATOS BASICOS DEL PROYECTO . . . . .	2
2.1. Situación geográfica . . . . .	2
2.2. Temperaturas exteriores máximas y mínimas. . . . .	2
2.3. Condiciones interiores (todo el año) . . . . .	4
2.4. Dimensiones . . . . .	4
2.5. Ocupación . . . . .	4
2.6. Iluminación . . . . .	4
2.7. Equipos instalados . . . . .	4
2.8. Coeficientes de transmisión de calor . . . . .	5
2.9. Ventilación . . . . .	5
2.10. Filtración . . . . .	5
2.11. Sobrepresión . . . . .	6
3. MEMORIA DE CALCULO . . . . .	7
3.1. Carga térmica . . . . .	7
3.1.1 Dimensiones generales. . . . .	11
3.1.2 Equipo . . . . .	12
3.1.3 Factor de simultaneidad. . . . .	12
3.1.4 Cálculo para verano. . . . .	12
3.1.5 Cálculo para invierno. . . . .	24
3.2. Diseño de ductos . . . . .	32
3.3. Difusores de inyección y rejjas de retorno . . . . .	41
3.4. Serpentín de calefacción . . . . .	42

3.5.	Ventilador . . . . .	42
3.6.	Bombas y tuberías. . . . .	46
3.7.	Compuertas de aire . . . . .	48
3.8.	Central de tratamiento de aire . . . . .	48
4.	MEMORIA DESCRIPTIVA DE LA INSTALACION . . . . .	50
4.1	Producción de frío . . . . .	50
4.2.	Producción de calor. . . . .	50
4.3.	Acondicionamientos generales . . . . .	50
4.4.	Distribución de aire . . . . .	51
4.5.	Equipos de control . . . . .	52
5.	CARACTERISTICAS DE LOS EQUIPOS RECOMENDADOS . . . . .	53
5.1.	Unidad manejadora de aire. . . . .	53
5.2.	Unidad enfriadora de aire. . . . .	53
5.3.	Bombas de agua caliente. . . . .	53
5.4.	Ventilador . . . . .	54
5.5.	Filtros. . . . .	54
5.6.	Serpentín de calefacción . . . . .	54
5.7.	Ductos . . . . .	54
5.8.	Aislamiento. . . . .	55
5.9.	Difusores y rejillas . . . . .	55
5.10.	Equipo de control. . . . .	55
5.11.	Tablero eléctrico . . . . .	56
6.	BIBLIOGRAFIA. . . . .	57
7.	APENDICE A. . . . .	58

**INDICE DE PLANOS**

			Pág
Plano	1	Ductos de impulsión. . . . .	59
Plano	2	Ductos de retorno. . . . .	60
Plano	3	Ubicación de rejas de retorno 24" X 10" y difusores de 12" X 12" . . . . .	61
Plano	4	Localización de equipos en azotea. . .	62
Plano	5	Diagrama eléctrico . . . . .	63

**INDICE DE FIGURAS**

	Pág
Figura 1. Diagrama psicrométrico condiciones exteriores máximas y mínimas . . . . .	3
Figura 2. Diagrama psicrométrico con ciclo de enfriamiento típico. . . . .	15
Figura 3. Diagrama psicrométrico con método para determinar temp. de enfriamiento . . . . .	16
Figura 4. Diagrama psicrométrico cálculo de temperatura de enfriamiento. . . . .	19
Figura 5. Diagrama psicrométrico determinación del calor latente exterior . . . . .	22
Figura 6. Diagrama psicrométrico con ciclo de enfriamiento . . . . .	25
Figura 7. Diagrama psicrométrico condiciones exteriores maximas invierno. . . . .	26
Figura 8. Diagrama psicrométrico determinación del calor latente exterior . . . . .	30
Figura 9. Diagrama psicrométrico con ciclo de calefacción. . . . .	33
Figura 10. Relación L/Q . . . . .	37
Figura 11. Recuperación estática. . . . .	38
Figura 12. Pérdida de presión en ductos . . . . .	44

## 1. ANTECEDENTES Y OBJETIVOS DEL TRABAJO.

Anterior al presente trabajo existe un trabajo de tesis realizado por un egresado de la Escuela de Ingeniería Química, el cual versa sobre los parámetros que se deben utilizar para el cálculo de aire acondicionado de una instalación, ahora en este trabajo se presenta un ejemplo práctico del diseño de una instalación de aire acondicionado siguiendo la misma línea de diseño y complementando el anterior trabajo.

El presente trabajo se realizó con dos objetivos principales.

- a) El primero consistió en mostrar al lector de este trabajo como se lleva a cabo el proceso de diseño de un sistema de aire acondicionado.
- b) El segundo objetivo consistió en el diseño del sistema de aire acondicionado del Laboratorio de Química Analítica y Análisis Instrumental de la Escuela de Ingeniería Química de la U.P.A.E.P.

## 2. DATOS BASICOS DEL PROYECTO.

### 2.1 Situación geográfica.

El Laboratorio de Química Analítica y Análisis Instrumental de la Escuela de Ingeniería Química de la Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla se encuentra ubicado en la ciudad de Puebla a una altitud de 2150 m sobre el nivel del mar.

### 2.2 Temperaturas exteriores máximas y mínimas.

Dos de las variables más importantes para el cálculo de la carga térmica a vencer son la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo máximas y mínimas de la zona, que en éste caso es Puebla.

Las temperaturas máximas se consideran para el cálculo de la carga térmica de refrigeración llamada por lo común carga térmica de verano, mientras que las temperaturas mínimas se utilizan para el cálculo de la carga térmica de calefacción llamada comunmente carga térmica de invierno.

La temperatura de bulbo seco máxima en Puebla es de 29°C (verano) y la mínima es de 0°C (invierno).

La temperatura de bulbo húmedo máxima en Puebla es de 17°C (verano) y la mínima es de 0°C (invierno).

Los datos anteriores fueron proporcionados por el Departamento Técnico de Humiclíma México S.A. de C.V.

Dichas condiciones de temperatura de bulbo seco y húmedo para verano e invierno las podemos localizar en el diagrama psicrométrico siguiente:

# DIAGRAMA PSICROMETRICO



**HUMICLIMA MEXICO, S.A.**

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosferica 586 m.m. C. de Hg.

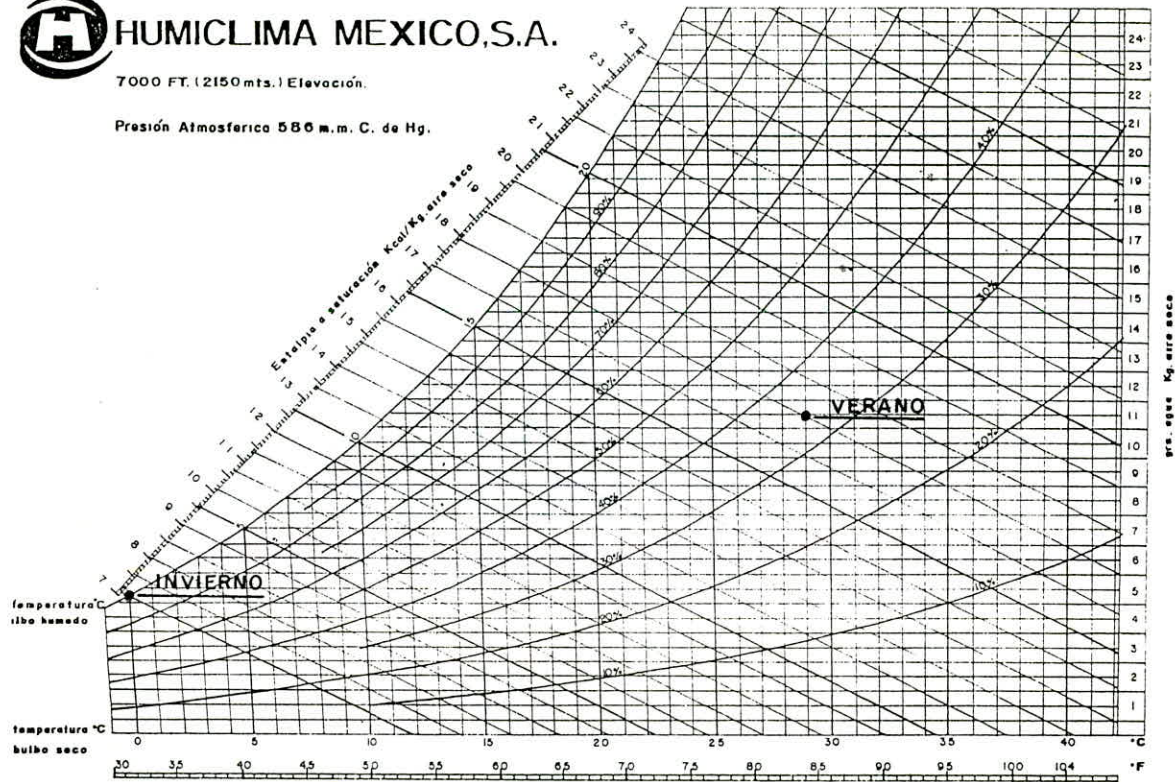


FIGURA 1. DIAGRAMA PSICROMETRICO. CONDICIONES EXTERIORES MAXIMAS Y MINIMAS.

### 2.3 Condiciones interiores (todo el año).

Puesto que uno de los fines del aire acondicionado es tener una temperatura y humedad confortables para las personas que se encuentran en el área climatizada se ha fijado un requerimiento de temperatura de  $23^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$  y una humedad relativa de  $50\% \pm 5\%$  las cuales son consideradas de confort. {1}

### 2.4 Dimensiones.

De acuerdo con el levantamiento realizado el laboratorio tiene un área de  $84 \text{ m}^2$  y un volumen de  $252 \text{ m}^3$ .

### 2.5 Ocupación.

Se estima que el laboratorio tiene una capacidad de 20 personas de acuerdo con el funcionamiento actual.

### 2.6 Iluminación.

Se considera un nivel de iluminación promedio de  $25 \text{ watts/m}^2$ .

### 2.7 Equipos instalados.

Se encuentran en el laboratorio los siguientes equipos que tienen una aportación térmica:

- 2 estufas
- 1 mufla
- 1 parrilla
- 6 mecheros

## 2.8 Coefficientes de transmisión de calor.

De acuerdo con los diferentes tipos de materiales utilizados para la construcción y aplicando los coeficientes de película del aire sobre los materiales los coeficientes de transmisión de calor para los siguientes materiales son:

- Cristal	5.6	Kcal/hr	m <sup>2</sup>	°C
- Muros	1.7	"	"	"
- Cubierta	0.8	"	"	"
- Tabique	1.9	"	"	"
- Suelo	1.2	"	"	"
- Techo	1.1	"	"	"

## 2.9 Ventilación.

Los olores y el humo que se acumulan en la mayoría de las habitaciones deben diluirse con la aportación de aire exterior, independientemente del aire necesario para la respiración de las personas (El hombre normalmente respira alrededor de 15 Kg. de aire por día), lo cual nos obliga a realizar una ventilación, para lo cual se recomienda entre 3 y 5 renovaciones de aire exterior por hora así como un mínimo de 35 m<sup>3</sup>/hr de aire exterior por persona. {5}

## 2.10 Filtración.

Se ha dispuesto que en la central de tratamiento a diseñar exista una sección de filtraje por medio de filtros de bolsa de una eficiencia de 95% a prueba de polvo atmosférico ASHRAE-5268.

## **2.11 Sobrepresión.**

El área del laboratorio se encontrará en sobrepresión con respecto a las áreas adyacentes a éste con el fin de evitar la entrada de polvo. Esto se logra realizando un balanceo entre el aire impulsado y el aire retornado.

### 3. MEMORIA DE CALCULO.

#### 3.1 Carga térmica.

El cálculo de una instalación de aire acondicionado tiene como primera fase la determinación de la potencia frigorífica (carga térmica de verano) y de calefacción (carga térmica de invierno).

Estas dos potencias, determinan, como es evidente el tamaño de la instalación así como el costo económico de la misma. La carga térmica de verano servirá para saber cuál debe ser la potencia del sistema de refrigeración a emplearse, así como sus consumos; la carga térmica de invierno, servirá para dimensionar correctamente, lo que posteriormente se llamará sistema de calefacción, independientemente de la fuente de energía a seleccionar.

A continuación se mencionan los factores que afectan a la determinación de las cargas térmicas de verano e invierno.

El punto de partida para el cálculo de dichas cargas o potencias, consiste en fijar las condiciones exteriores límites tanto en invierno como en verano, así como las condiciones interiores del local, lo cuál ya se ha hecho en los puntos 2.2 y 2.3.

Fijadas estas condiciones, hay que conocer con el máximo detalle posible la condición constructiva del edificio (materiales).

La construcción del edificio afecta fundamentalmente al calor perdido o ganado por transmisión.

Evidentemente, toda pared (sea muro o cristal) que separa dos ambientes que están en distintas condiciones, permite el paso de calor desde el más caliente al más frío, de acuerdo con una velocidad de paso o coeficiente de transmisión característico de cada uno de los materiales.

La transmisión, por lo tanto da lugar a que en verano exista una ganancia de calor y en invierno, haya una pérdida de calor, afectando por lo tanto la transmisión a ambas cargas térmicas: refrigeración y calefacción.

Es necesario también conocer cuál es la actividad del local, y cual es el número de sus ocupantes. Los ocupantes, por el proceso metabólico producen un aporte de humedad que es necesario contabilizar. Así mismo, a causa de que la superficie del cuerpo humano expuesta al aire tiene una temperatura entre  $36$  y  $37^{\circ}\text{C}$  el aire ambiente recibe un aporte de calor.

El calor ganado por transmisión y el aportado por las personas, así como otros aportes que se indican a continuación, reciben el nombre de calor sensible (CS) ya que afectan fundamentalmente a la temperatura del ambiente (temperatura de bulbo seco), en contraposición a la humedad introducida por el ocupante, que se designará como por calor latente (CL), y que en lugar de medir en gramos de agua o cualquier otra unidad de peso o capacidad se medirá en calorías, existiendo entre los pesos y las calorías la relación fijada por el calor de evaporación del agua. Es interesante, desde un principio, en una instalación de aire acondicionado, distinguir entre el calor sensible y el calor

latente. Como se verá posteriormente la descomposición en carga sensible y latente de la carga frigorífica total es indispensable para la selección correcta de las unidades.

Otras fuentes de calor (en algunos casos, de humedad) ocasionales deben ser tenidas en cuenta en la carga frigorífica. La iluminación, los motores, etc., existentes en el interior del espacio acondicionado dan lugar a una ganancia de calor sensible, que en algunas aplicaciones determinadas pueden tener un valor muy importante.

Se ha hablado del calor aportado por los ocupantes. El calor sensible que ellos aportan, generalmente, no depende o varía muy poco con la actividad que realicen, no siendo así en lo referente a calor latente. Es decir, un individuo en reposo, aporta mucho menos calor latente que un individuo trabajando, corriendo, etc. Es por ello necesario conocer la actividad del lugar. Para este caso se considera que las personas se encuentran en trabajo ligero que representa una aportación de calor sensible de 50 Kcal/hr y un calor latente de 55 Kcal/hr.{1}

Finalmente, hay que tener en cuenta que la ventilación, es decir la renovación de aire, es un importante número para las cargas. En verano, con fines higiénicos, una parte del aire interior, en excelentes condiciones, excelentes desde el punto de vista del confort de la persona, es expulsado al exterior y sustituido por aire exterior. Es evidente que esta sustitución da lugar a una introducción de humedad y de calor sensible. Por lo tanto, estas ganancias de calor sensible y latente a causa de la ventilación, deben ser tenidas en

cuenta en la carga frigorífica.

En invierno, el problema es exactamente contrario al de verano, existe una pérdida de calor y humedad a causa de la introducción del aire exterior. Esta pérdida, en forma de calorías, se debe tener en cuenta en la carga calorífica.

La transmisión de calor en techos, muros y cristal se lleva a cabo por medio de la conducción y se emplea la fórmula siguiente para determinar el flujo de calor:

$$\text{CALOR} = K * A * AT / E \quad [1]$$

Donde:

- K = coeficiente de conductividad térmica
- A = área de flujo
- AT = diferencia de temp. entre superficies
- E = espesor del muro ó material.

Los valores del coeficiente de conductividad térmica para los materiales de construcción comunes se pueden encontrar en libros de aire acondicionado. {1}{3}

Sin embargo, en el flujo de calor entre un fluido y un sólido existe siempre una película de fluido muy delgada que tiende a adherirse a la superficie como una capa relativamente fija y que actúa como una resistencia adicional al flujo de calor, lo cual provoca que el coeficiente de conductividad térmica sea tratado como un coeficiente global y se determine con la siguiente fórmula:

$$1/U = 1/f_i + L_a/K_a + L_b/K_b + L_c/K_c + 1/f_o \quad [2]$$

Donde:

U = coeficiente de conductividad térmica total

fi = coeficiente de película de aire interior

La = espesor del material a

Ka = coeficiente de conductividad térmica del material a.

Lb = espesor del material b

Kb = coeficiente de conductividad térmica del material b.

Lc = espesor del material c

Kc = coeficiente de conductividad térmica del material c.

fo = coeficiente de película de aire exterior

Los coeficientes de película de aire interior y exterior varían de acuerdo con la velocidad del viento que choque contra el muro, sin embargo, se han fijado como valores aceptables para el cálculo: {3}

$$f_i = 1.65 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$f_o = 6.0 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

De acuerdo con lo mostrado la ecuación para determinar el flujo de calor también puede escribirse de la siguiente forma:

$$\text{CALOR} = U * \text{AREA} * \Delta T \quad [3]$$

### 3.1.1 Dimensiones generales:

Largo            16.8    mts.

Ancho	5.0	mts.
Altura	4.6	mts.
Area	84.0	m <sup>2</sup>
Volumen	386.4	m <sup>3</sup>

### 3.1.2 Equipo.

2 estufas	3,500 Kcal/hr c/u =	7,000 Kcal/hr
1 mufla		5,000 Kcal/hr
1 parrilla		600 Kcal/hr
6 mecheros	600 Kcal/hr c/u =	3,600 Kcal/hr
		-----
	TOTAL EQUIPO	16,200 Kcal/hr

### 3.1.3 Factor de simultaneidad.

Se considera un funcionamiento instantáneo del 65% de los equipos basados en estudios especializados. {1}

### 3.1.4 Cálculo para Verano.

El primer paso para calcular la carga térmica es calcular el Calor Sensible Interior (CSI) que se compone de las ganancias por conducción en techos, muros, iluminación, equipo instalado y el calor sensible desprendido por las personas dentro del local a tratar.

Posteriormente se calcula el Calor Latente Interior (CLI), que en este caso solo es el aportado por las personas.

Una vez obtenido el CSI y CLI se puede determinar el Calor Total Interior (CTI) que es la suma del Calor Sensible

Interior (CSI) y del Calor Latente Interior y la razón existente entre el Calor Total Interior y el Calor Sensible Interior que se llama M y que sirve para determinar la temperatura a la cual se debe enfriar el aire antes de inyectarlo al ambiente.

Con la obtención de los datos anteriormente citados se puede proceder al cálculo del caudal de aire manejado en la sala de acuerdo con la ecuación:

$$\text{CAUDAL} = \text{CSI} / (\text{DEN} * \text{Cp} * \text{AT}) \quad [4]$$

Donde

CSI = calor sensible interior

DEN = densidad del aire (0.9 kg/m<sup>3</sup> en Puebla)

Cp = calor específico a presión constante.

AT = incremento de temperatura

El valor del incremento de temperatura es la diferencia entre la temperatura del aire que es insuflado a el área y la temperatura de diseño de bulbo seco, normalmente este valor se encuentra entre 7° y 12°C puesto que la maquinaria fabricada para aire acondicionado solo llega a temperaturas de 8° a 10°C y se requiere mantener temperaturas de 23°C aproximadamente.

El punto de partida en la elaboración del proyecto, es la determinación del caudal de aire en circulación en verano.

En el proceso de acondicionamiento de aire de verano el aire de retorno es enfriado inicialmente hasta llegar a la línea de saturación sin perder la humedad contenida en él,

pero si este esfriamiento prosigue este aire empezará a perder agua siguiendo la línea de saturación del aire.

En la Figura 2 se presenta como es el proceso de enfriamiento típico.

Para determinar la temperatura a la que se debe enfriar el aire es necesario conocer la relación (M) que existe entre el Calor Total Interior (CTI) y el Calor Sensible Interior (CSI) con el fin de conocer la pendiente de la línea formada por las condiciones del aire de retorno y las condiciones del aire de impulsión (hasta este momento desconocidas). El punto de intersección de esta nueva línea con la línea de saturación del aire indica las condiciones a las que debe ser enfriado el aire y por lo tanto la temperatura a la que se requiere enfriar el aire.

En la Figura 3 se muestra el método por el cual se determina la temperatura a la cual se debiera enfriar el aire para posteriormente ser impulsado.

Conociendo el caudal manejado es posible conocer el Calor Sensible Total (CST) y el Calor Latente Total (CLT) con los cuales se puede ahora determinar la potencia de la máquina de refrigeración la cual será la suma del Calor Sensible Total (CST) y el Calor Latente Total (CLT) llamado comunmente Calor Total Total (CTT).

TECHO:

$$84 \text{ m}^2 \times 1.1 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 20 \text{ } ^\circ\text{C} = 1,850 \text{ kcal/hr}$$



# DIAGRAMA PSICROMETRICO

HUMICLIMA MEXICO, S.A.

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosférica 586 m.m. C. de Hg.

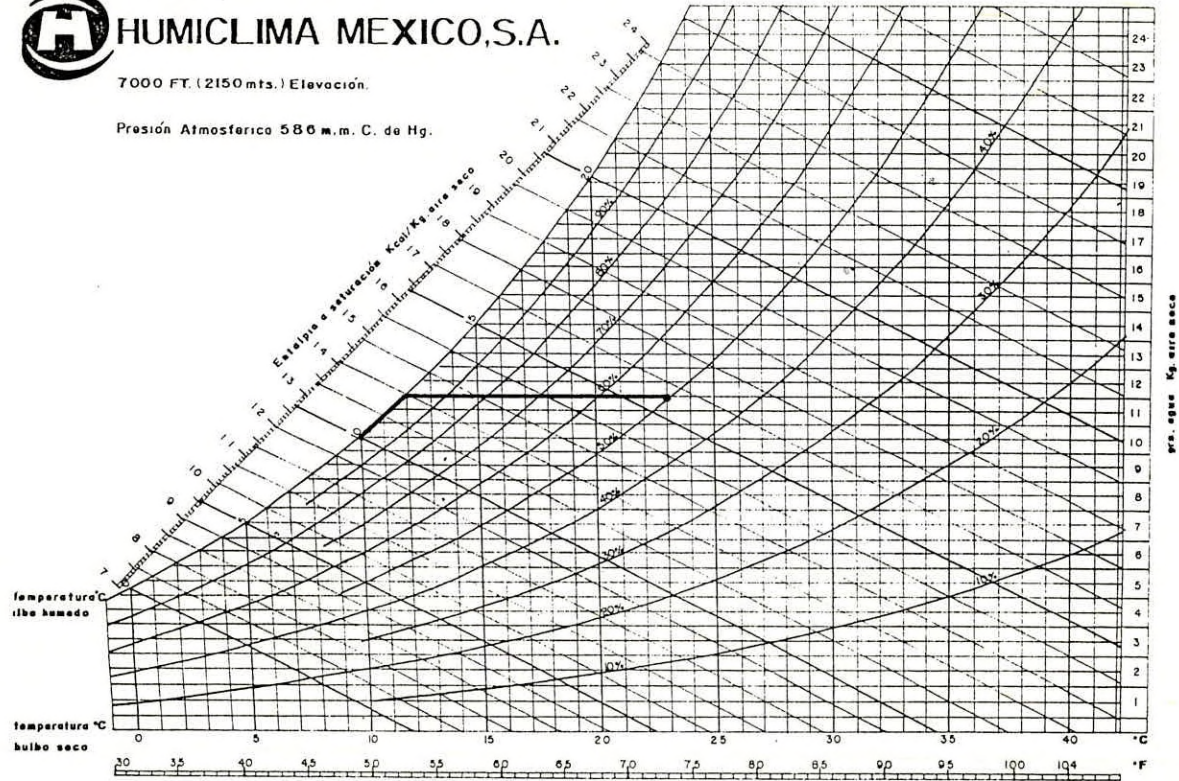


FIGURA 2. DIAGRAMA PSICROMETRICO CON CICLO DE ENFRIAMIENTO TIPICO.



# DIAGRAMA PSICROMETRICO

HUMICLIMA MEXICO, S.A.

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosférica 586 m.m. C. de Hg.

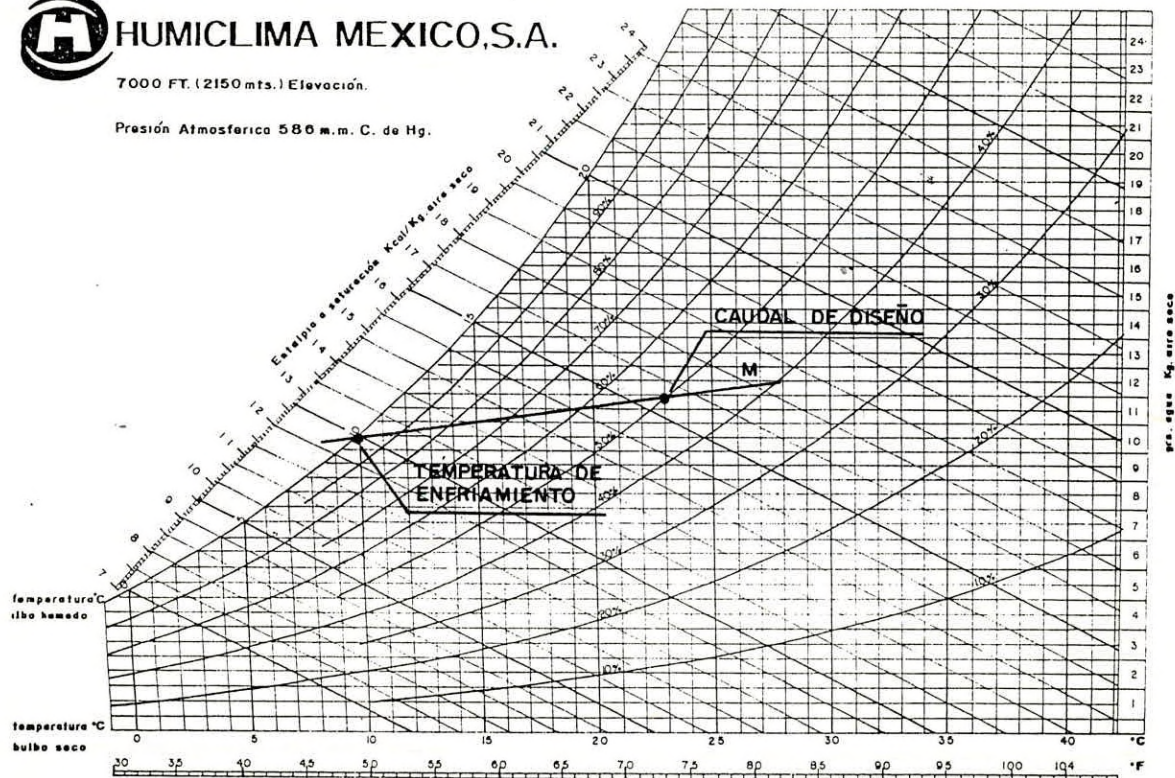


FIGURA 3. DIAGRAMA PSICROMETRICO. METODO PARA DETERMINAR LA TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO DEL AIRE.

## MUROS:

$$201 \text{ m}^2 \times 1.7 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 6 \text{ } ^\circ\text{C} = 2,050 \text{ " "}$$

## ILUMINACION:

$$84 \text{ m}^2 \times 25 \text{ watt/m}^2 \times 0.86 \text{ Kcal/hr watt} = 1,810 \text{ " "}$$

## EQUIPO:

$$16,200 \text{ Kcal/hr} \times 0.65 = 10,530 \text{ " "}$$

## PERSONAS:

$$20 \text{ personas} \times 50 \text{ Kcal/hr persona} = 1,000 \text{ " "}$$

-----

CALOR SENSIBLE INTERIOR (CSI)	17,240 Kcal/hr
-------------------------------	----------------

-----

## PERSONAS (CALOR LATENTE):

$$20 \text{ personas} \times 55 \text{ Kcal/hr} = 1,100 \text{ Kcal/hr}$$

-----

CALOR LATENTE INTERIOR (CLI)	1,100 Kcal/hr
------------------------------	---------------

-----

CALOR TOTAL INTERIOR (CTI)	18,340 Kcal/hr
----------------------------	----------------

-----

Los datos para calcular el caudal de aire manejado son: el Calor Sensible Interior (CSI), el Calor Total Interior (CTI), la razón (M) entre el Calor Sensible Interior (CSI) y

el Calor Total Interior (CTI), la densidad del aire, el calor específico del aire y la temperatura inicial y final de éste al entrar y salir de la sala.

El Calor Sensible Interior (CSI) según el cálculo anterior es de 17,240 Kcal/hr y el Calor Total Interior (CTI) es de 18,340 Kcal/hr.

La razón (M) entre el CTI y el CSI es igual a 1.064.

La densidad del aire a nivel del mar es de  $1.2 \text{ Kg/m}^3$ , sin embargo, para una altitud de 2,150 mts. sobre el nivel del mar la densidad decrece, utilizando los factores de corrección de altitud del boletín técnico de ventiladores VCL de la firma EVISA se tiene que para dicha altitud existe un factor de división de 1.32 lo cual da como resultado que la densidad a dicha altura sea  $0.91 \text{ Kg/m}^3$ .

El calor específico del aire es  $0.24 \text{ Kcal/hr}^\circ\text{C}$ . {3}

La temperatura inicial del aire se calcula de la siguiente forma: se ubica inicialmente en el diagrama psicrométrico el punto que represente las condiciones de diseño (punto No. 1 Figura 4), posteriormente se dibuja una línea que guarde una razón  $M=1.064$  entre el CTI y el CSI y pase por el punto anterior, prolongando la línea de tal forma que se intersecte con la línea de saturación del diagrama psicrométrico (punto No. 2 Figura 4). Las condiciones que representan este último punto son las que se consideran iniciales, y en este caso son  $11.5^\circ\text{C}$  y 100 % de humedad relativa.

La temperatura final del aire es la de diseño por lo tanto es  $23^\circ\text{C}$ .



# DIAGRAMA PSICROMETRICO

HUMICLIMA MEXICO, S.A.

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosferica 580 m.m. C. de Hg.

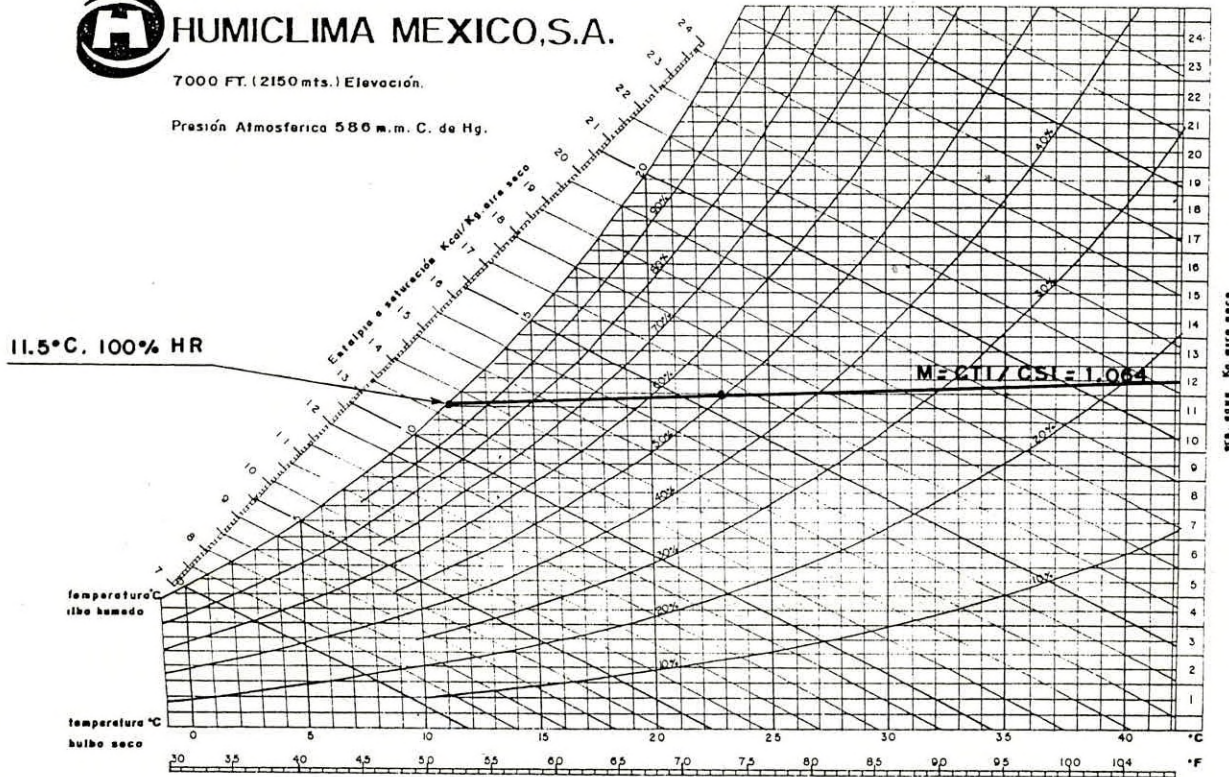


FIGURA 4. DIAGRAMA PSICROMETRICO. CALCULO DE LA TEMPERATURA DE ENFRIAMIENTO.

Ahora que se dispone de la información suficiente se puede calcular el caudal el cual es:

$$\text{CAUDAL} = 17,240 \text{ Kcal/hr} / (0.91 \text{ Kg/m}^3 \times 0.24 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C} \times (23 - 11.5) ^\circ\text{C})$$

$$\text{CAUDAL} = 6,860 \text{ m}^3/\text{hr}$$

-----

Ahora que se conoce el caudal de aire manejado se procede a determinar la cantidad de aire exterior por hora que se debe introducir al área con el fin de ventilación respetando los parámetros mencionados en el punto 2.9.

Se debe cumplir con un mínimo de 3 renovaciones de aire exterior por hora lo que representa un volumen de  $760 \text{ m}^3/\text{hr}$  de aire exterior y además cumplir la condición de  $35 \text{ m}^3/\text{hr}$  persona lo que representa un volumen de  $700 \text{ m}^3/\text{hr}$ .

Se selecciona por lo tanto un volumen de  $760 \text{ m}^3/\text{hr}$  de aire exterior con lo cual se cumple satisfactoriamente las condiciones de ventilación requeridas.

Una vez que se conoce el caudal de aire exterior se puede determinar el Calor Sensible Total (CST) y el Calor Latente Total (CLT).

El Calor Sensible Total (CST) es la suma del Calor Sensible Interior (CSI) y el Calor Sensible del Aire Exterior (CSE), este último se determina de acuerdo con las diferencias de temperatura de las condiciones de diseño y las

del aire exterior.

$$\begin{aligned} \text{Calor Sensible Exterior (CSE)} &= \\ &= 760 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.91 \text{ Kg/m}^3 \times 0.24 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \times (29-23)^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{CALOR SENSIBLE EXTERIOR (CSE)} = 1,000 \text{ Kcal/hr}$$


---

Por lo tanto el Calor Sensible Total (CST) es:

$$\text{CST} = (17,240 + 1,000) \text{ Kcal/hr.}$$

$$\text{CALOR SENSIBLE TOTAL (CST)} = 18,240 \text{ Kcal/hr}$$


---

El Calor Latente Total (CLT) se determina mediante la suma del Calor Latente Interior (CLI) que ya se conoce y el Calor Latente Exterior (CLE).

El Calor Latente Exterior (CLE) se obtiene por medio de la diferencia de entalpía que existe entre al aire exterior y la entalpía asignada a la temperatura de bulbo seco del aire exterior y la humedad absoluta de las condiciones de diseño.

De acuerdo con la Figura 5 la entalpía del aire exterior es 17.95 Kcal/Kg y la determinada por la temperatura de bulbo seco del aire exterior y la humedad absoluta de diseño es 18.3 Kcal/Kg.

**62761**

$$\begin{aligned} \text{Calor Latente Exterior (CLE)} &= \\ &= 760 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.91 \text{ Kg/m}^3 \times (17.95 - 18.30) \text{ Kcal/Kg} \end{aligned}$$

# DIAGRAMA PSICROMETRICO

## HUMICLIMA MEXICO, S.A.



7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosférica 586 m.m. C. de Hg.

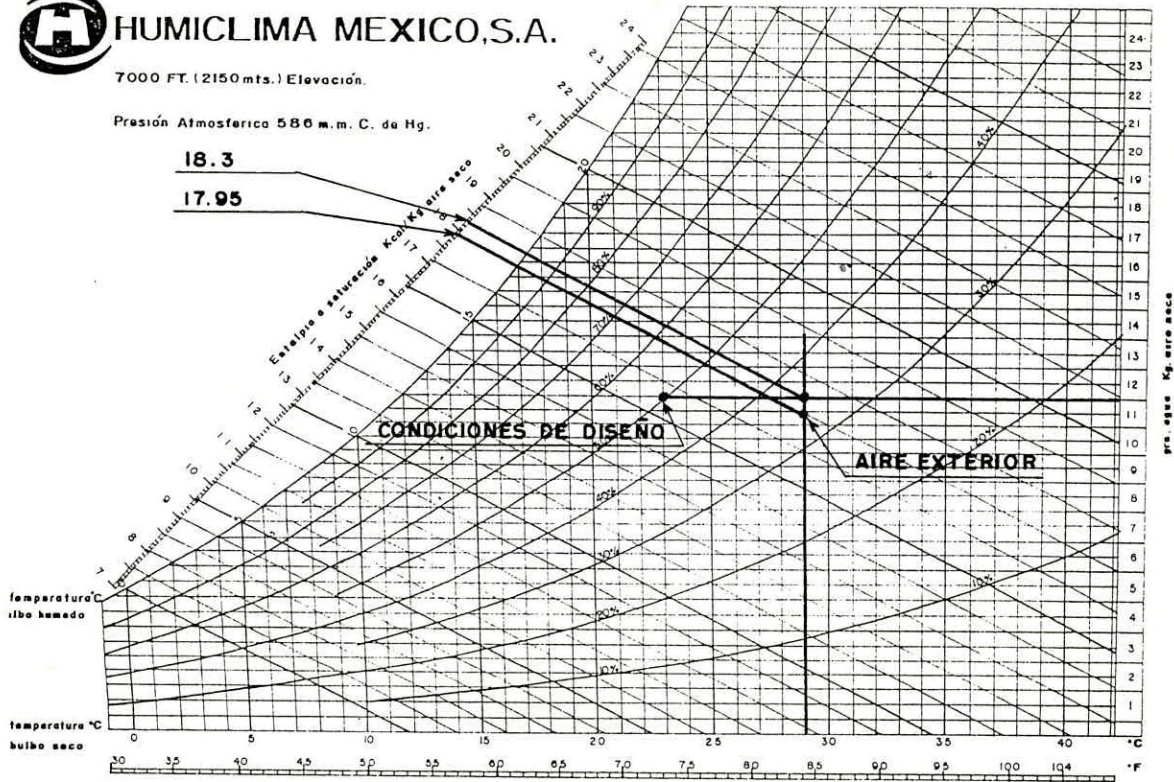


FIGURA 5. DIAGRAMA PSICROMETRICO. DETERMINACION DEL CALOR LATENTE EXTERIOR.

$$\text{CALOR LATENTE EXTERIOR (CLE)} = - 240 \text{ Kcal/hr}$$


---

Al obtener un valor negativo del Calor Latente Exterior significa que el aire exterior está más seco que el aire en las condiciones de diseño.

Ahora que se conoce el Calor Latente Exterior e Interior los se pueden sumar y determinar el Calor Latente Total (CLT).

Por lo tanto el Calor Latente Total (CLT) es:

$$\text{CLT} = (1,100 + - 240) \text{ Kcal/hr.}$$

$$\text{CALOR LATENTE TOTAL (CLT)} = 860 \text{ Kcal/hr}$$


---

Ahora sumando el Calor Sensible Total (CST) y el Calor Latente Total (CLT) se obtiene el Calor Total Total (CTT), esto es:

$$\text{CTT} = (18,240 + 860) \text{ Kcal/hr.}$$

$$\text{CALOR TOTAL TOTAL} = 19,100 \text{ Kcal/hr}$$


---

En este momento es posible decir que se requiere una máquina con una potencia frigorífica capaz de eliminar 19,100 Kcal/hr y con capacidad para manejar un caudal de 6,860 m<sup>3</sup>/hr.

En la Figura 6 se presenta el proceso de refrigeración para verano en el cual el aire exterior (punto 1) en la unidad de aire acondicionado se mezcla con el aire de retorno del laboratorio (punto 2) para llegar a unas condiciones de mezcla (punto 3) y posteriormente el aire mezclado se enfria siguiendo una línea horizontal hasta chocar con la línea de saturación (punto 4) y empieza a descender hasta alcanzar los  $11.5^{\circ}\text{C}$  (punto 5) para ser enviado al ambiente donde gana calor debido a las cargas existente en el laboratorio hasta llegar a las condiciones de diseño (punto 2).

### 3.1.5 Cálculo para Invierno.

Al igual que para el cálculo de la carga térmica de verano el primer paso para calcular la carga térmica es calcular el Calor Sensible Interior (CSI) que se compone de las pérdidas por conducción en techos, muros, cristales y piso, para este caso de invierno no se toman en cuenta la iluminación, equipo instalado y el calor sensible desprendido por las personas dentro del local a tratar pues son ganancias calorificas y lo que interesa son las pérdidas de calor.

El Calor Latente Interior (CLI), para este caso no se toma en consideración ya que es una ganancia de calor y por otra parte su valor es despreciable.

Una vez obtenido el CSI y CLI se procede al cálculo del Calor Sensible y Latente Total considerando que existen  $760\text{ m}^3/\text{hr}$  de aire exterior en el aire de impulsión.

En la Figura 7 se presentan las condiciones en las que se encuentra el aire exterior en invierno.

# DIAGRAMA PSICROMETRICO



HUMICLIMA MEXICO, S.A.

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosférica 586 m.m. C. de Hg.

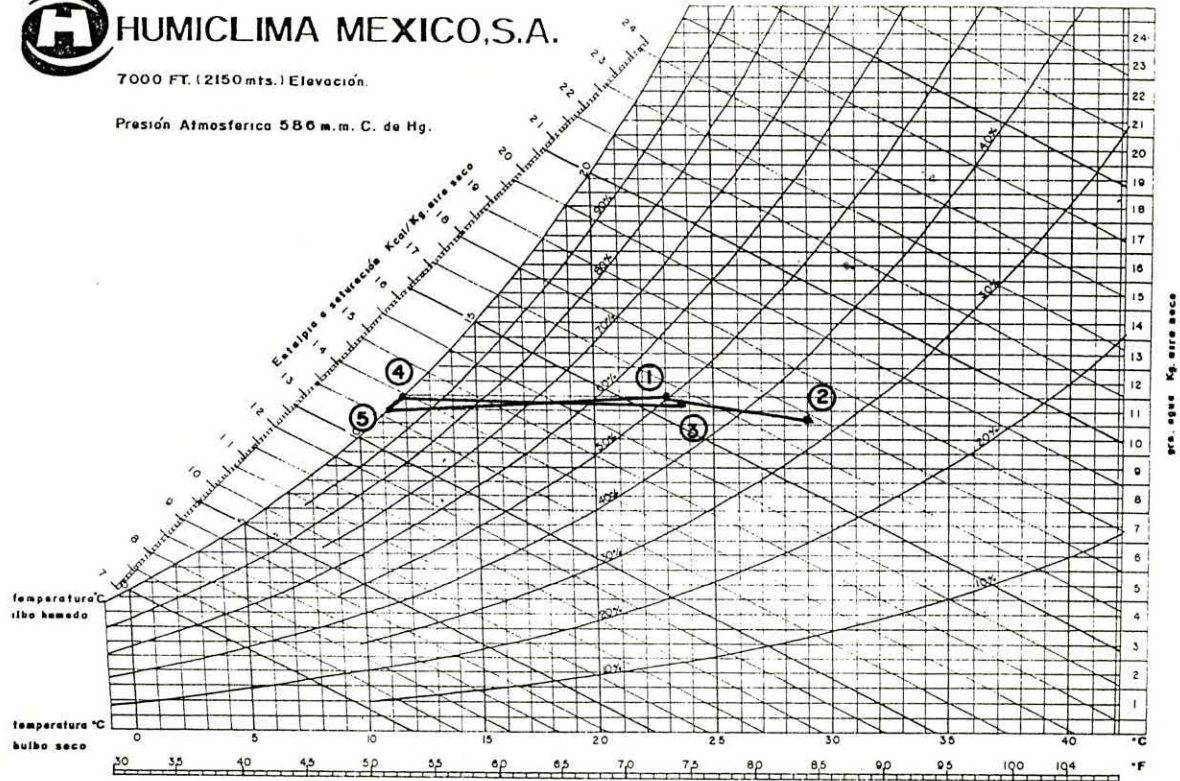


FIGURA 6. DIAGRAMA PSICROMETRICO. EN CICLO DE ENFRIAMIENTO.



# DIAGRAMA PSICROMETRICO

HUMICLIMA MEXICO, S.A.

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosferica 586 m.m. C. de Hg.

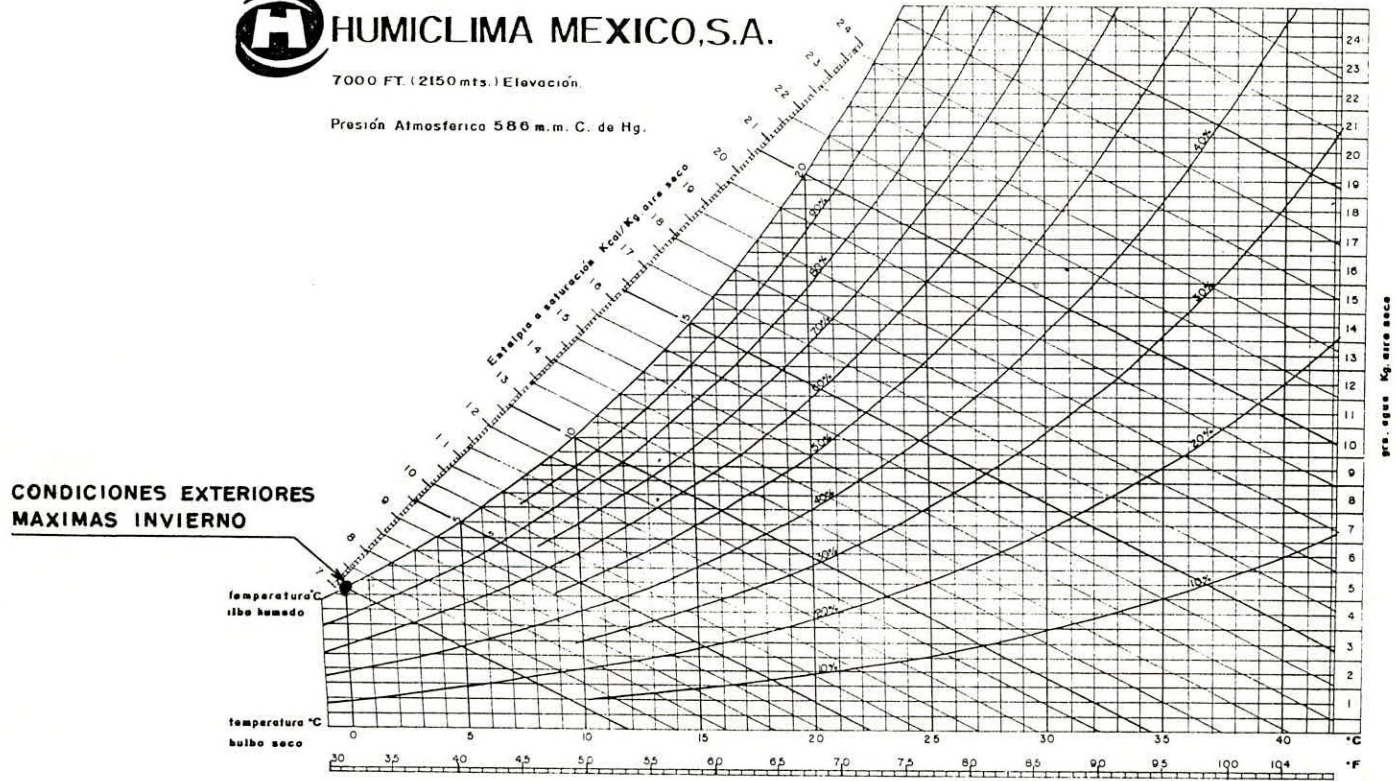


FIGURA 7. DIAGRAMA PSICROMETRICO CONDICIONES EXTERIORES MAXIMAS INVIERNO.

El valor del incremento de temperatura que se llega a utilizar es de 23°C puesto que en la zona de Puebla se llegan a tener temperaturas de hasta 0°C y se desea mantener temperaturas de 23°C.

Para el piso se toma una diferencia de temperatura de 12°C ya que las temperaturas del suelo no son equivalentes al del medio ambiente exterior.

Conociendo el caudal manejado se puede conocer el Calor Sensible Total (CST) y el Calor Latente Total (CLT) con los cuales es posible ahora determinar el Calor Total Total (CTT) o lo que es lo mismo la potencia de la máquina de calefacción que se requiere así como el tamaño del equipo de humidificación.

TECHO:

$$84 \text{ m}^2 \times 1.1 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 23 \text{ } ^\circ\text{C} = 2,130 \text{ Kcal/hr}$$

MUROS:

$$201 \text{ m}^2 \times 1.7 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 23 \text{ } ^\circ\text{C} = 7,960 \quad " \quad "$$

PISO:

$$84 \text{ m}^2 \times 1.2 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 12 \text{ } ^\circ\text{C} = 1,210 \text{ Kcal/hr}$$

-----

11,300 Kcal/hr

Usualmente se aplica un 30 % más como factor de seguridad a el cálculo de calefacción debido a infiltraciones que puedan existir {1}, por lo tanto:

CALOR SENSIBLE INTERIOR (CSI) 14,690 Kcal/hr

-----

El Calor Latente Interior (CLI) para el caso de invierno se considera cero. Por lo tanto el Calor Total Interior (CTI) es igual al Calor Sensible Interior (CSI).

CALOR TOTAL INTERIOR (CTI) 14,690 Kcal/hr

-----

El caudal de trabajo es constante durante todo el año e igual a 6,860 m<sup>3</sup>/hr, de este volumen 760 m<sup>3</sup>/hr serán de aire exterior y en condiciones de invierno este aire estará a 0°C y 100 % de humedad relativa por lo cual se debe de calentar este aire desde las condiciones exteriores hasta las condiciones de diseño.

El calor necesario para llevar el aire exterior a las condiciones de diseño se divide en Calor Latente Exterior (CLE) y el Calor Sensible Exterior (CSE).

Para determinar el Calor Sensible Exterior (CSE) sólo es necesario determinar la diferencia de temperaturas de bulbo seco entre entre las condiciones de diseño y las exteriores.

$$\begin{aligned} & \text{Calor Sensible Exterior (CSE)} = \\ & = 760 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.91 \text{ Kg/m}^3 \times 0.24 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \times (23-0)^\circ\text{C} \end{aligned}$$

CALOR SENSIBLE EXTERIOR (CSE) = 3,820 Kcal/hr

-----

El Calor latente Exterior (CLE) se determina por medio de la diferencia de entalpía que existe entre las condiciones de diseño y la entalpía asignada a la temperatura de bulbo seco de las condiciones de diseño ( $23^{\circ}\text{C}$ ) y la humedad absoluta de las condiciones del aire exterior.

En la Figura 8 se determinan los puntos que se deben utilizar para determinar el Calor Latente Exterior (CLE).

$$\begin{aligned} \text{Calor Latente Exterior (CLE)} &= \\ &= 760 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.91 \text{ Kg}/\text{m}^3 \times (16.8 - 12.8) \text{ Kcal}/\text{Kg} \end{aligned}$$

$$\text{CALOR LATENTE EXTERIOR (CLE)} = 2,770 \text{ Kcal}/\text{hr}$$


---

El Calor Sensible Total (CST) se determina mediante la suma del Calor Sensible Interior (CSI) y el Calor Sensible Exterior (CSE) los cuales ya se conocen.

Por lo tanto el Calor Sensible Total (CST) es:

$$\text{CST} = (14,690 + 3,820) \text{ Kcal}/\text{hr}.$$

$$\text{CALOR SENSIBLE TOTAL (CST)} = 18,510 \text{ Kcal}/\text{hr}$$


---

El Calor Latente Total (CLT) se determina mediante la suma del Calor Latente Interior (CLI) y el Calor Latente Exterior (CLE) los cuales ya se determinaron.



# DIAGRAMA PSICROMETRICO

HUMICLIMA MEXICO, S.A.

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosferica 580 m.m. C. de Hg.

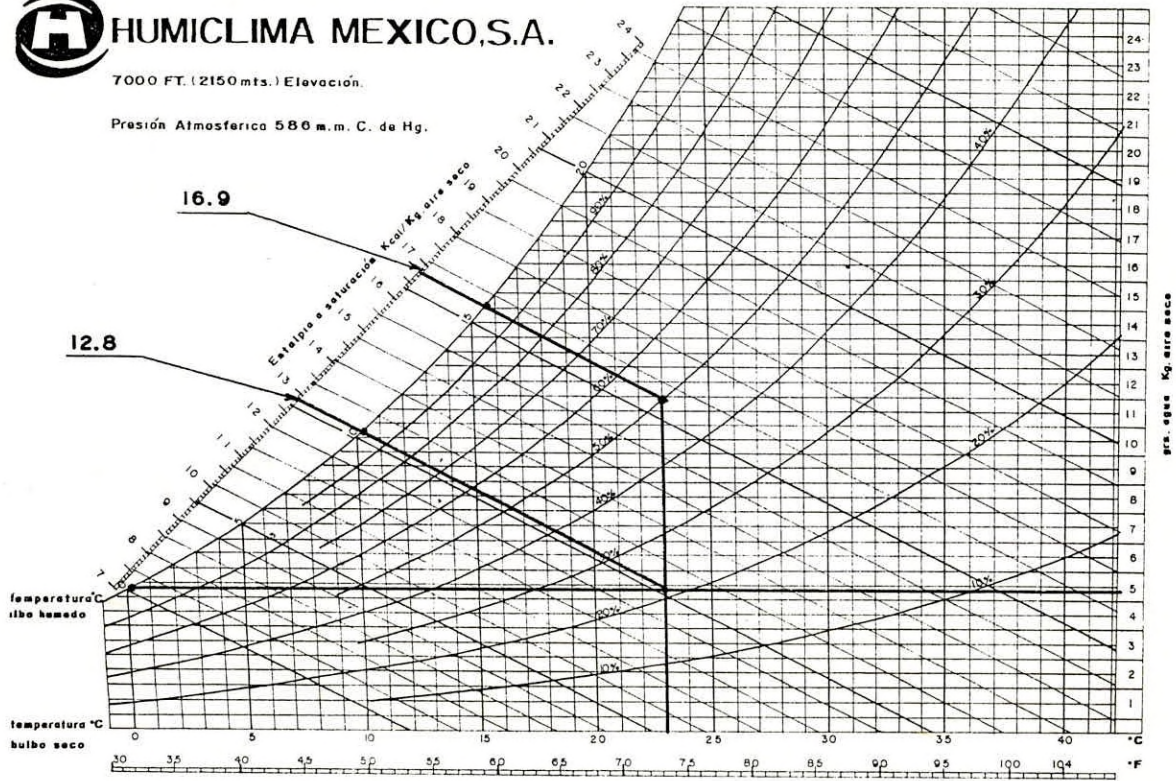


FIGURA 8. DIAGRAMA PSICROMETRICO DETERMINACION DEL CALOR LATENTE EXTERIOR

Por lo tanto el Calor Latente Total (CLT) es:

$$\text{CLT} = (2,770 + 0) \text{ Kcal/hr.}$$

$$\text{CALOR LATENTE TOTAL (CLT)} = 2,770 \text{ Kcal/hr}$$


---

Ahora que se conocen el Calor Latente Total (CLT) es posible determinar la cantidad de agua que se debe adicionar al sistema para mantener las condiciones de diseño. Para esto solo es necesario dividir el Calor Latente Total (CLT) entre el calor latente de evaporación del agua a 1 atmosfera abs. que es 537 Kcal/Kg.

$$\begin{aligned} \text{Agua adicionada al sistema} &= \\ &= 2,770 \text{ Kcal/hr} / 537 \text{ Kcal/ Kg} \end{aligned}$$

$$\text{AGUA ADICIONADA AL SISTEMA} = 5.2 \text{ Kg/hr}$$


---

Ahora sumando el Calor Sensible Total (CST) y el Calor Latente Total (CLT) se obtiene el Calor Total Total (CTT), esto es:

$$\text{CTT} = (18,510 + 2,770) \text{ Kcal/hr.}$$

$$\text{CALOR TOTAL TOTAL} = 21,280 \text{ Kcal/hr}$$


---

En este momento se puede decir que se necesita una

máquina con una potencia calorífica capaz de suministrar 21,280 Kcal/hr y un sistema de humidificación capaz de aportar 5.2 Kg de agua/hr.

En la Figura 9 se presenta el proceso de calefacción para invierno en el cual el aire exterior (punto 1) en la unidad de aire acondicionado se mezcla con el aire de retorno del laboratorio (punto 2) para llegar a unas condiciones de mezcla (punto 3) donde posteriormente el aire mezclado se calienta a la vez que se humidifica siguiendo una curva en dirección ascendente hasta alcanzar la humedad absoluta de diseño y una temperatura de  $33^{\circ}\text{C}$  (punto 4) para ser posteriormente enviado al ambiente donde disminuye su temperatura a causa de las pérdidas existente en el laboratorio hasta llegar a las condiciones de diseño (punto 2).

### **3.2 Diseño de ductos.**

Varios son los factores que se deben de tener en cuenta cuando se va a calcular una red de ductos, pero los más importante es la velocidad con que debe circular el aire por la red. De la velocidad depende el ruido de la instalación y por lo tanto debe considerarse a qué velocidades debe descargarse el aire por las bocas de salida (difusores), transportarse por los ductos, captarse, etc. Conociendo de antemano el caudal necesario, que depende de la carga térmica y la función a realizar, solo resta fijar a que velocidad se captara, transportara y descargara el aire.

La velocidad de inicial para el ducto de suministro será



# DIAGRAMA PSICROMETRICO

HUMICLIMA MEXICO, S.A.

7000 FT. (2150 mts.) Elevación.

Presión Atmosférica 586 m.m. C. de Hg.

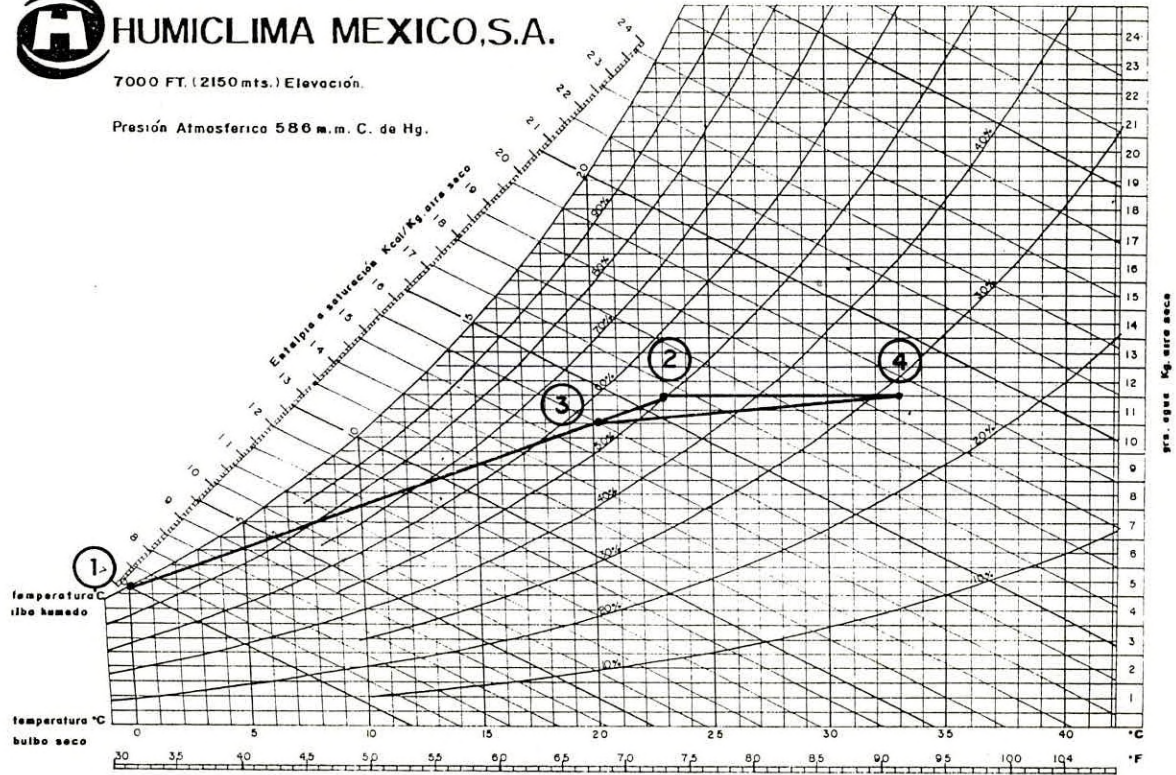


FIGURA 9. DIAGRAMA PSICROMETRICO CON CICLO DE CALEFACCION.

de 7 m/s que es la recomendada para auditorios, oficinas, bancos. {1}

Así también se recomiendan velocidades de paso para los difusores y rejillas de retorno que fluctúen entre los 400 y 700 CFM con el fin de que el paso del aire a través de ellos no provoque ruido así como que la gente que se encuentre en el área no sienta corrientes de aire.

Por regla general, en el proyecto de cualquier sistema de ductos, se procura que el tendido de ductos sea lo más sencillo posible y simétrico. Los elementos terminales o bocas de impulsión se sitúan en puntos adecuados para proporcionar una correcta distribución del aire.

El cálculo de una red de ductos puede realizarse por varios métodos como son: reducción de velocidad, pérdida de carga constante ó recuperación estática. Estos tres métodos tienen distintos grados de precisión, economía y empleo.

El método de reducción de velocidad es totalmente empírico. Normalmente no se utiliza este método porque, para resolver el problema con una precisión razonable, se necesita mucha experiencia y conocer perfectamente el cálculo de ductos. Solamente puede usarse en sistemas muy elementales, y en esos casos deben instalarse compuertas divisorias para compensar el sistema.

El método de pérdida de carga constante se utiliza para el cálculo de ductos de impulsión, retorno y extracción de aire, y consiste en calcular los conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud, a lo largo de todo el sistema. Es mejor que el de reducción de

velocidad. Un sistema de este tipo es difícil de equilibrar porque el método de pérdida de carga constante no tiene en cuenta el equilibrio de caídas de presión en las distintas ramas, ni está provisto de medios para igualar las caídas de presión o para la misma presión estática en cada boca terminal de impulsión.

El método de recuperación estática consiste en dimensionar el ducto de forma que el aumento de presión estática (ganancia debida a la reducción de velocidad) en cada ramal ó boca de impulsión, compense las pérdidas por rozamiento en la siguiente sección del ducto. De esta forma la presión estática será la misma en cada boca y al comienzo de cada ramal. El método de recuperación estática da como resultado ductos mayores (alrededor del 13 %) que los que se generarían por medio del método de pérdida de carga constante, sin embargo presenta dos ventajas sobre este último: los costos de operación son menores debido a que se necesita menor potencia en el ventilador y que elimina el tiempo necesario para equilibrar el sistema.

Para el diseño de los ductos se utilizó el método de recuperación estática ya que este permite un mejor control de la presión y del caudal manejado así como desde el punto de vista costos es más económico.

Para calcular la red de ductos de impulsión por este procedimiento se adopta el siguiente método: para el ducto que está inmediato a la descarga del ventilador anteriormente se ha seleccionado una velocidad de 7 m/s y con el caudal de salida conocido se puede dimensionar la primera sección.

Las demás secciones del sistema de ductos se dimensionan por medio de la Figura 10 (relación  $L/Q$ ) y la Figura 11 (recuperación estática). La Figura 10 se usa para determinar la relación  $L/Q$  conociendo el caudal de aire ( $Q$ ) y la longitud ( $L$ ) entre dos bocas, o dos ramas de la sección del ducto que va a dimensionarse, por el método de recuperación estática. Esta longitud ( $L$ ) es la equivalente entre bocas o ramas incluyendo los codos y prescindiendo de las transformaciones. El efecto de la transformación se tiene en cuenta en la Figura 11 de recuperación estática.

La Figura 11 se utiliza para determinar la velocidad en la sección del conducto que se está calculando. Los valores de la relación  $L/Q$  y la velocidad ( $V_1$ ) en la sección anterior al que se está calculando son los que se van a utilizar en la Figura 11. De esta Figura se obtiene  $V_2$  que, junto con el caudal, dará la sección del ducto. Dicha sección del ducto permite que la pérdida de carga a lo largo del mismo iguale al aumento de presión estática que se produce por el cambio de velocidad después de cada derivación o boca de impulsión.

De acuerdo con todo lo anterior se presenta la distribución y cálculo de la ductería, la cual será:

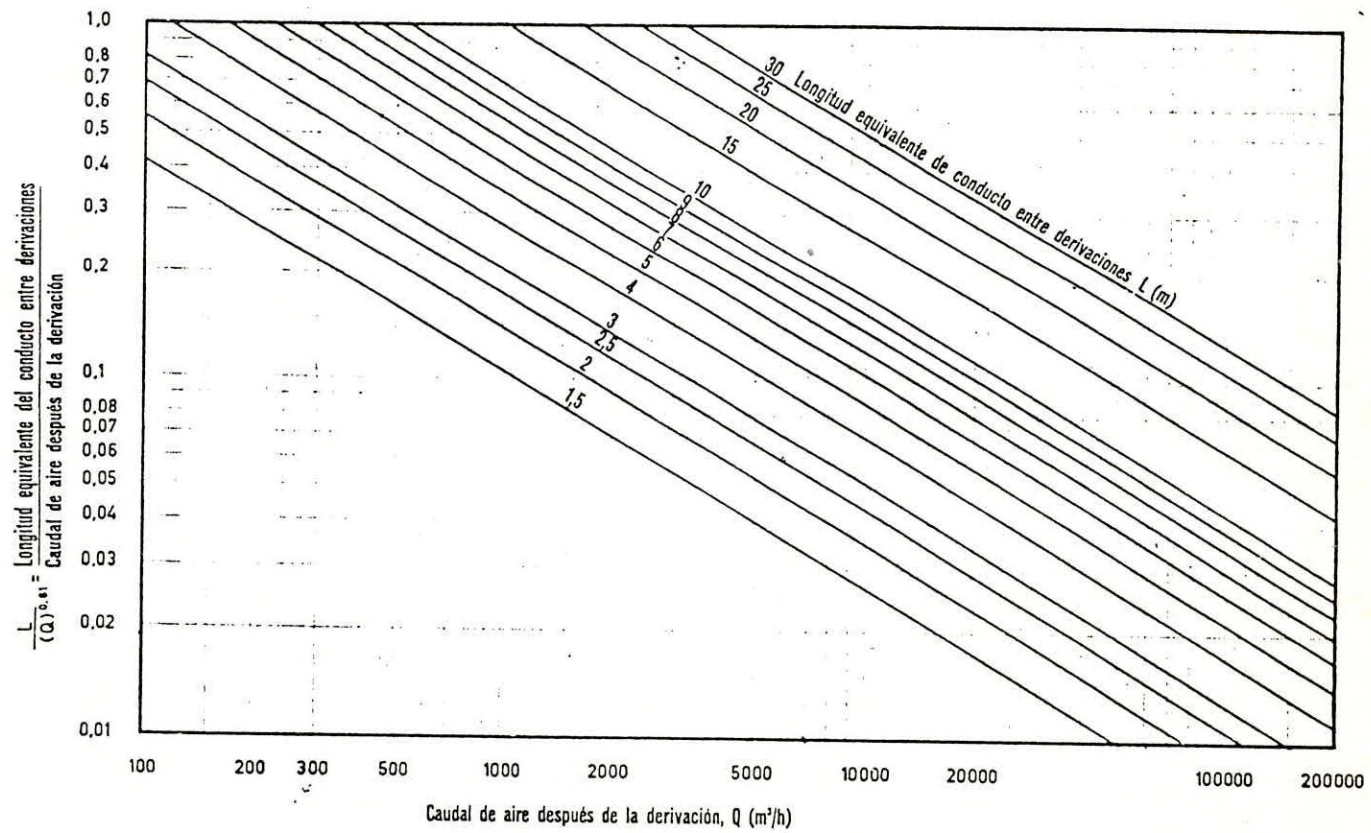


FIGURA 10. RELACION L/Q.

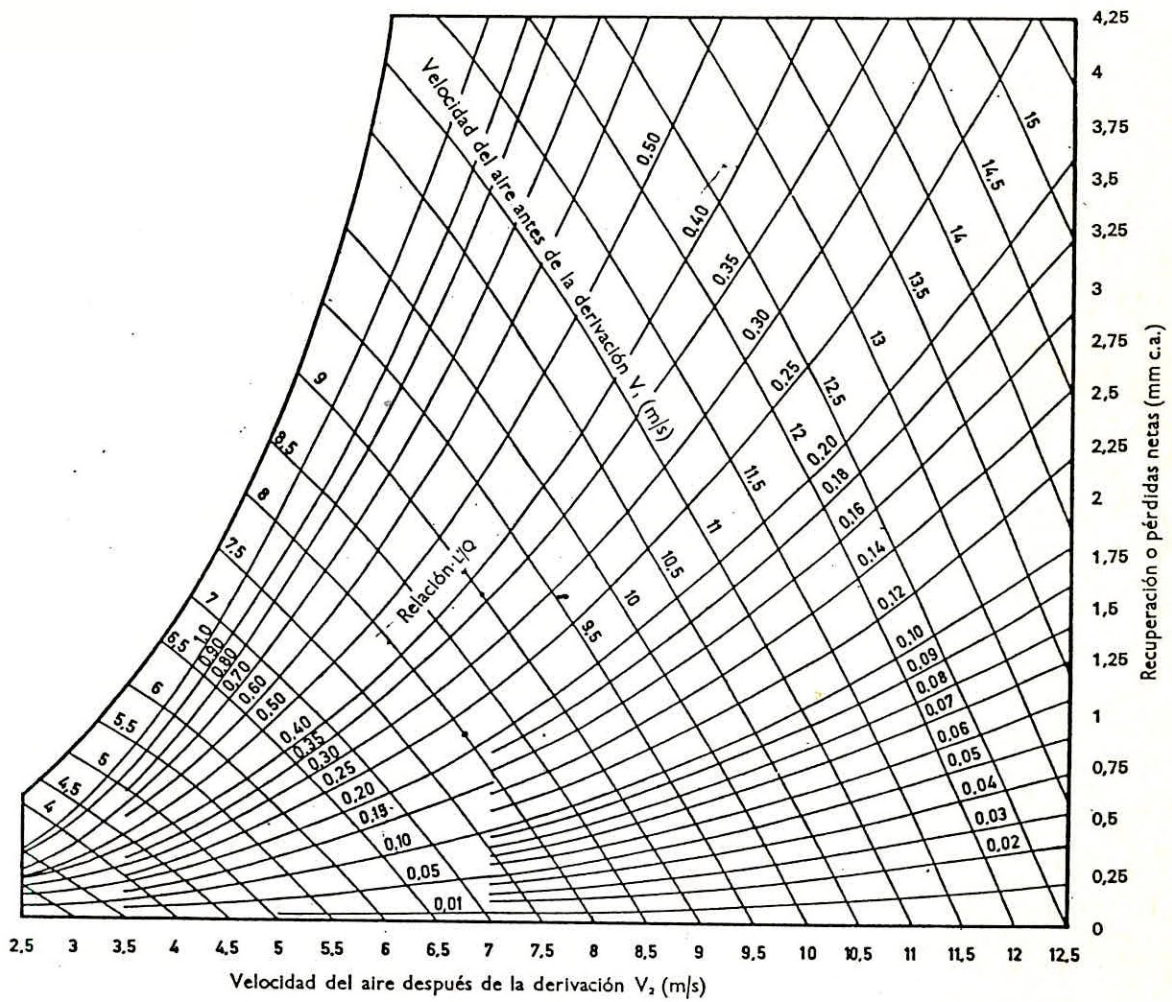
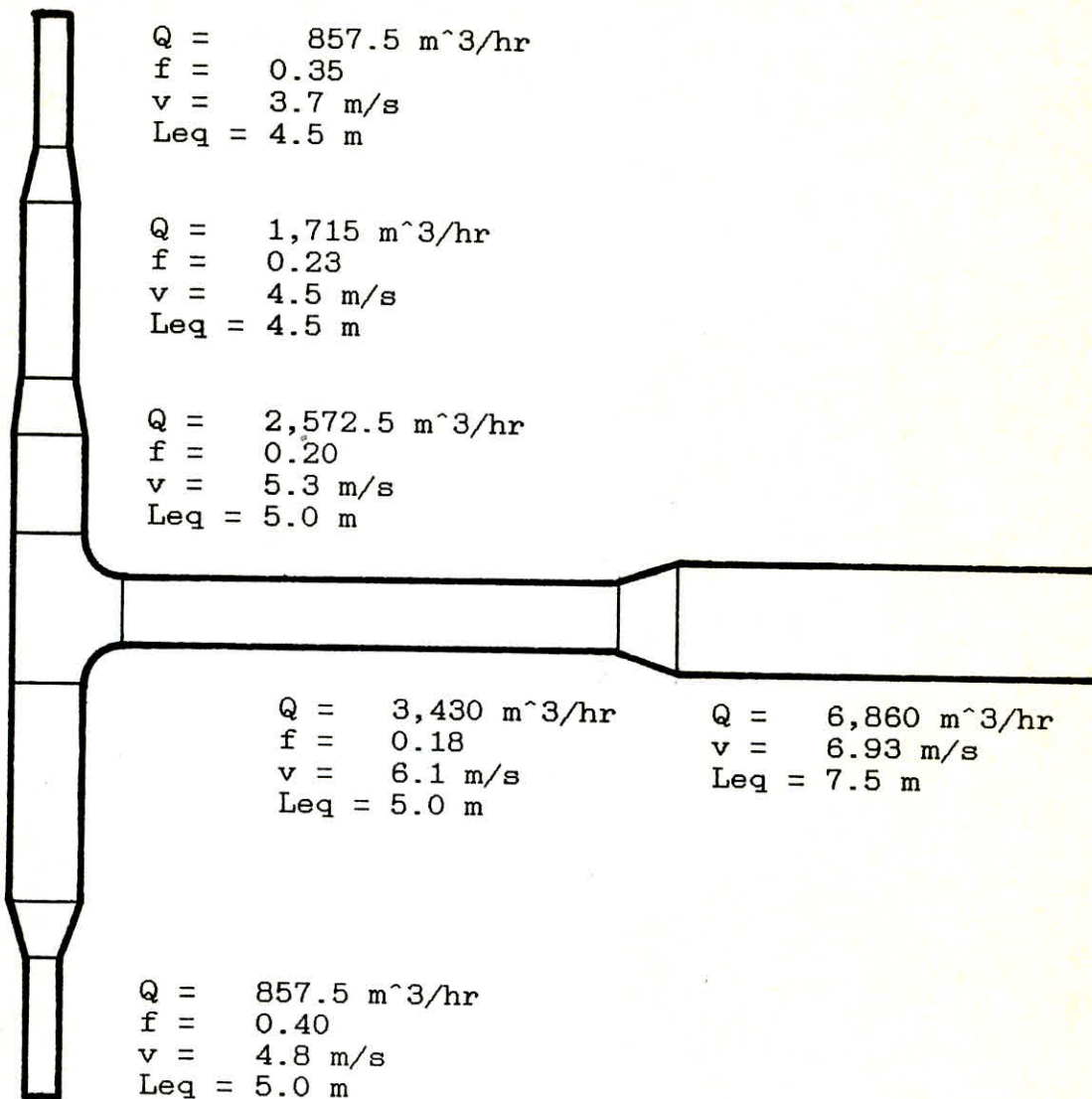
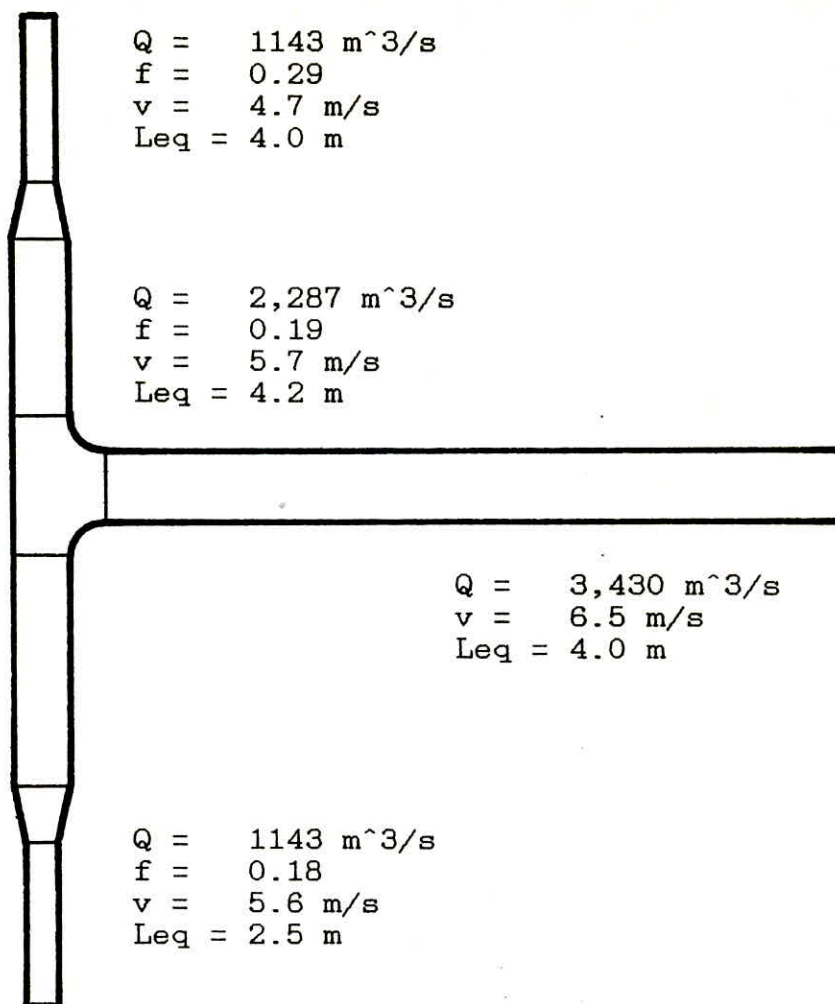


FIGURA 11. RECUPERACION ESTATICA EN BAJA VELOCIDAD.

Dimensionado de ductos de impulsión.



Dimensionado de ductos de retorno.

En el Apéndice A se presenta como quedaría la distribución de la ducteria de impulsión y retorno (Planos 1 y 2 respectivamente).

### 3.3 Difusores de inyección y Rejas de retorno.

Se inyectarán en la sala  $6,860 \text{ m}^3/\text{hr}$  por medio de 8 difusores, por lo tanto cada difusor inyectará  $858 \text{ m}^3/\text{hr}$  con una velocidad de paso de 500 CFM y con un nivel de ruido (NC) menor a 35 unidades, para este caso:

$$\text{Area de paso} = 858 \text{ m}^3/\text{hr} / (2.54 \text{ m/s} \times 3600 \text{ s/hr}) = 0.094 \text{ m}^2$$

$$0.094 \text{ m}^2 / 0.025^2 \text{ m}^2/\text{in}^2 = 145.4 \text{ in}^2 = (12 \times 12) \text{ in}^2$$

Por lo tanto los difusores serán de dimensiones 12" X 12" y puesto que se planea colocarlos centrados al laboratorio estos serán de cuatro vías, es decir impulsarán el aire en los cuatro sentidos de los ejes cartesianos.

Se retornaran a la manejadora  $6,860 \text{ m}^3/\text{hr}$  por medio de 6 rejillas de retorno, por lo cual cada rejilla sustraira  $1143 \text{ m}^3/\text{hr}$  con una velocidad de paso de 400 CFM y con un nivel de ruido (NC) menor a 35 unidades, para este caso:

$$\text{Area de paso} = 1143 \text{ m}^3/\text{hr} / (2.03 \text{ m/s} \times 3600 \text{ s/hr}) = 0.156 \text{ m}^2$$

$$0.156 \text{ m}^2 / 0.025^2 \text{ m}^2/\text{in}^2 = 242.2 \text{ in}^2 = (24 \times 10) \text{ in}^2$$

Por lo tanto las rejillas de retorno serán de dimensiones 24" X 10" con las aletas paralelas a la dimensión larga (que es como usualmente se colocan).

En el Apéndice A Plano 3 se muestra la ubicación de los difusores y rejas de retorno.

### 3.4 Serpentín de calefacción.

Se requiere un serpentín de calefacción que sea capaz de donar al aire que lo atraviere 21,280 Kcal/hr y que la velocidad de paso en este sea de 700 FCM (que es lo usual), así que el área de paso requerida será:

$$\text{Area de paso} = (6860 \text{ m}^3/\text{hr} / 3600 \text{ s/hr}) \times (1 / 700 \text{ ft/min}) \times (60 \text{ s} / 1 \text{ min}) \times (1 \text{ ft} / 0.3048 \text{ m}) = 0.536 \text{ m}^2$$

$$0.536 \text{ m}^2 \times (1 \text{ ft}^2 / 0.0929 \text{ m}^2) = 5.77 \text{ ft}^2$$

Por lo tanto se puede seleccionar un serpentín que presente dimensiones de 22" X 38".

El fluido a utilizarse será agua caliente y el flujo de esta será de 2,128 lt/hr que representa un salto térmico del agua de 10°C que es lo normal en estos casos.

### 3.5 Ventilador.

Se selecciona un ventilador centrífugo de alabes hacia adelante (llamados jaula de ardilla) con doble oído de aspiración debido a que estos ventiladores tienen las siguientes características:

- Nivel de ruido bajo
- Manejan presiones medias y altas
- Relativamente pequeños

El primer paso para seleccionar el ventilador es

realizar el cálculo de la caída de presión en la ducteria, el cual se procede a realizar utilizando la Figura 12 de pérdida de presión por metro de longitud la cual involucra el punto más alejado con respecto al ventilador y que además tenga al mayor número de desviaciones.

Caída de presión en el ducto.

LONG. (m)	DIM. (mm X mm)	AP (mm agua/m)	PRESION (mm agua)
7.5	500 X 550	0.09	0.675
8	500 X 300	0.1	0.8
5	450 X 300	0.095	0.475
4.5	350 X 300	0.07	0.315
4.5	350 X 200	0.07	0.315
CAIDA DE PRESION ESTATICA EN EL DUCTO			2.6

El siguiente paso es calcular la caída de presión en el serpentín de calefacción y posteriormente en la sección de filtros y en los difusores de inyección.

La caída de presión en el serpentín de calefacción (2 hileras) es de 6.4 mm de columna de agua.

La caída de presión en los filtros de bolsas es de 25.4 mm de columna de agua.

La caída de presión en los difusores de inyección es de aproximadamente 4 mm agua.

Los datos anteriores fueron los proporcionados por los fabricantes de los equipos.

PÉRDIDA DE CARGA POR ROZAMIENTO DEL AIRE Conducciones circulares  
 Coeficiente de rozamiento  $\lambda = 0,02$

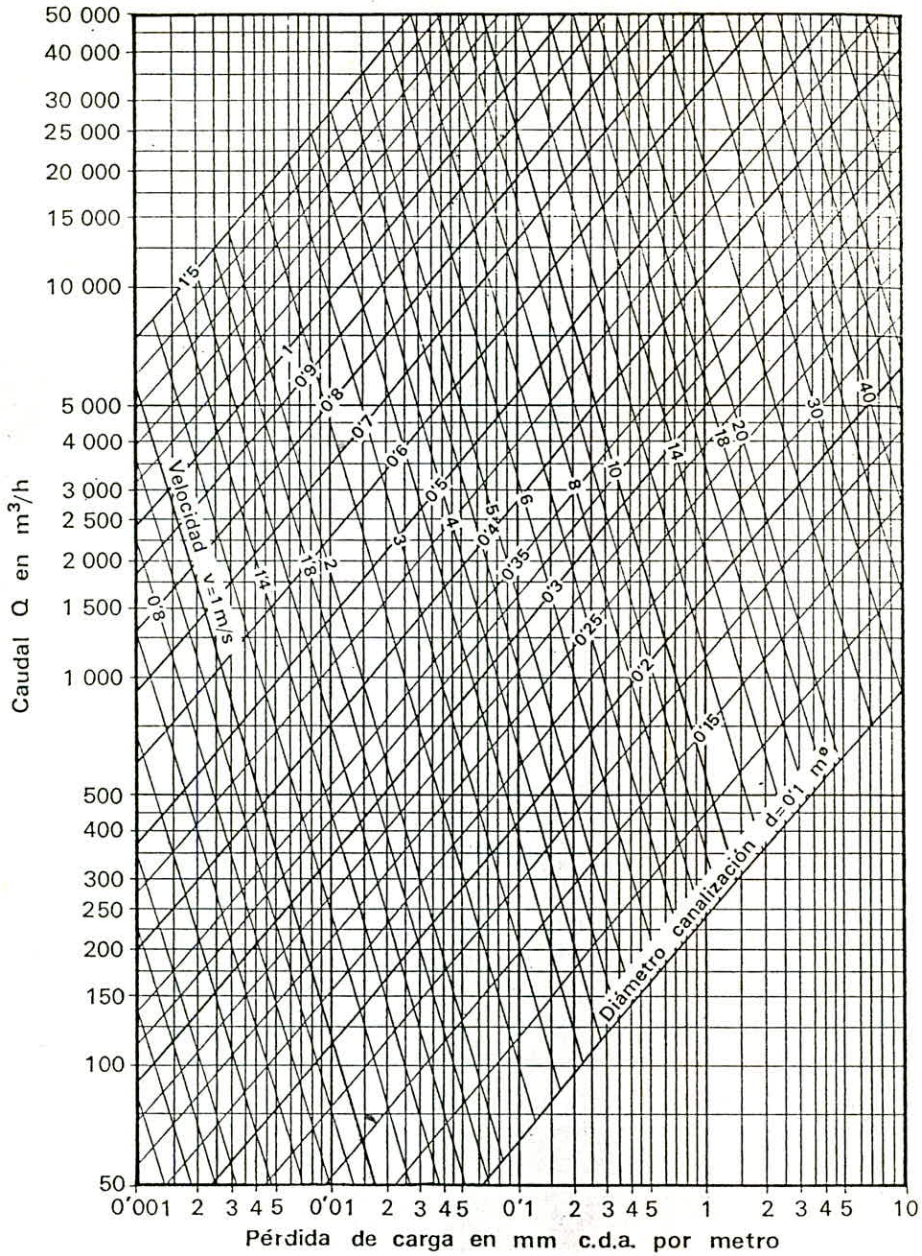


FIGURA 12. PERDIDA DE PRESION EN DUCTOS.

## CAIDA DE PRESION TOTAL

Ductos impulsión y retorno	5.2 mm agua
rejillas	4.0 mm agua
filtros	25.4 mm agua
serpentin	6.4 mm agua
-----	
CAIDA DE PRESION ESTATICA TOTAL	41.0 mm col. agua
-----	

Ahora que se conoce la pérdida de carga en el ventilador se puede conocer la potencia del motor que se debe suministrar con la siguiente fórmula:

$$\text{HP} = [ \text{Caudal (m}^3/\text{s)} \times \text{Presión (mm H}_2\text{O)} \times \text{Densidad (Kg/m}^3) ] / [ 1.2 \times 76.04 \times ] \quad [5]$$

sustituyendo en la fórmula se tiene:

$$\text{HP} = [ 1.906 \times 41 \times 0.9 ] / [ 1.2 \times 76.04 ]$$

POTENCIA VENTILADOR 0.8 HP

-----

Por lo tanto se puede decir que se necesita un ventilador con caudal de 6,860 m<sup>3</sup>/hr con una presión estática de 41 mm de columna de agua y con un motor de 0.8 HP de potencia teórica, pues falta tomar en cuenta la transmisión del ventilador y la eficiencia del ventilador.

La potencia definitiva se encontrará en las tablas de los fabricantes.

### 3.6 Bombas y tubería.

Se utilizarán dos bombas al 100 % del caudal cada una para la conducción del agua caliente con el fin de ir alternando el servicio de éstas.

Para calcular la potencia de estas bombas es necesario conocer el caudal a manejar y la presión de trabajo.

El caudal que se manejará es de 2,128 lt/hr y para el cálculo de la presión de trabajo necesaria se presenta un diagrama del trazo de la tubería (Apéndice A Plano 4) así como su diámetro para así calcular la pérdida de carga.

#### Accesorios y tuberías.

- 1 válvula de 3 vías dia.= 1/2"
- 6 válvulas de mariposa de 1"
- 12 codos de 90°
- 1 serpentín de calefacción
- 2 colectores de 2"
- 2 reducciones cámara de 1" a 1/2"
- 25 metros de tubería

a) Velocidad de paso del agua en la tubería:

$$\text{Velocidad (v)} = \text{Caudal (Q)} / \text{Area (A)} \quad [6]$$

$$v = ( 0.0006 \text{ m}^3/\text{s} \times 4 ) / ( \text{PI} \times (0.0254 \text{ m})^2 )$$

$$\text{Velocidad de paso} = 1.17 \text{ m/seg}$$

b) Número de Reynolds (Re):

$$\text{Re} = ( \text{Vel. (v)} \times \text{diá. (D)} \times \text{Den. (d)} ) / \text{viscosidad (u)} \quad [7]$$

$$\text{Re} = ( 1.17 \times 0.0254 \times 990 ) / 0.0006$$

Número de Reynolds = 49,035 (flujo turbulento)

c) Coeficiente de fricción (f):

$$f = 0.0140 + 1.056 \times \text{Re}^{-0.42} \quad [8]$$

$$f = 0.0140 + 1.056 \times 49,035^{-0.42}$$

$$\text{Coeficiente de fricción} = 0.0253$$

d) Longitud equivalente (h): {2}

1	válvula de 3 vías dia. = 1/2"	5
6	válvulas de mariposa de 1"	6
1	válvula check	3.5
12	codos de 90°	10.8
1	serpentín de calefacción	0.55
2	colectores de 2"	2
2	reducciones campana de 1" a 1/2"	3
25	metros de tubería	25
		-----
	Total longitud equivalente	55.85 m

e) Pérdidas por fricción (hf):

$$hf = f \times L \times v^2 / (2 \times g \times D) \quad [9]$$

$$hf = 0.0243 \times 55.85 \times (1.17)^2 / (2 \times 9.81 \times 0.0254) = 3.7$$

Utilizando un factor de seguridad de 1.2 se tiene:

$$\text{Pérdidas por fricción} = 4.5 \text{ m col. de agua}$$

f) Potencia teórica (HPt):

$$\text{HPt} = hf \times d \times Q / 76 \quad [10]$$

$$\text{HPt} = 4.5 \times 990 \times 0.0006 / 76 = 0.035 \text{ HP}$$

Apreciando el valor de la potencia teórica se puede ver que la motobomba a utilizar será de 1/4 de HP ya que estas son de las más pequeñas y comunes comercialmente.

### 3.7 Compuertas de aire.

Existirán 2 secciones de compuertas, la primera será la de expulsión de aire y la segunda la de toma de aire exterior.

La velocidad de paso de las compuertas será de 6 m/s por consiguiente el área requerida para las compuertas será:

$$\text{Area de paso} = 760 \text{ m}^3/\text{hr} / (3,600 \text{ s/hr} \times 6 \text{ m/s})$$

$$\text{Area de paso } 0.035 \text{ m}^2$$

-----

Compuertas de expulsión de aire  $0.035 \text{ m}^2$

Compuertas de toma de aire ext.  $0.035 \text{ m}^2$

Las dimensiones de estas compuertas serán de 165 mm X 220 mm.

### 3.8 Central de tratamiento de aire.

Se utilizará una manejadora de dimensiones 1270 mm X 1270 x 3600 mm la cual tendrá la siguientes secciones:

Sección de mezcla de aire

Sección de enfriamiento

Sección de ventilador

Sección de filtraje y

## Sección de calefacción

La velocidad de paso en esta manejadora será de 1.18 m/s.

Una vez que se han determinado las dimensiones y características de los equipos es posible llegar a realizar un plano de ubicación de los equipos y uno de tipo eléctrico, los cuales se presentan en el Apéndice A en los Planos 4 y 5 respectivamente.

#### 4. MEMORIA DESCRIPTIVA DE LA INSTALACION.

El objeto de ésta memoria es la descripción de las instalaciones de calefacción, refrigeración y ventilación para el área de Laboratorio de química analítica y análisis instrumental que se ha distribuido en las siguientes áreas:

##### ZONA DE LABORATORIO.

##### ZONA CUBIERTA.

De servicios, donde se ubicará la manejadora y demás equipos y maquinaria precisos para las instalaciones de aire acondicionado.

#### 4.1 Producción de frío.

Se realizará en la cubierta mediante una unidad de tipo paquete con compresor semihermético y conectada a su correspondiente manejadora.

#### 4.2 Producción de calor.

Se ha considerado que la suministrarán las calderas (calentadores) generales colocados en el área de cubierta.

#### 4.3 Acondicionamientos generales.

En la cubierta se instalará la unidad manejadora capaz de suministrar el aire al área de laboratorio.

Dicha manejadora enfriará el aire y recirculará el aire para mantener las condiciones prefijadas.

La impulsión del aire se realizará mediante un

ventilador centrífugo que previo paso por los filtros de bolsas, impulsarán el aire a través de la red de ductos ya reseñada en planos, a media presión hasta sus correspondientes difusores terminales.

El retorno del aire se realizará a través de rejillas de aspiración situados bajo el plafón y conectarán con la red de ductos de retorno hasta el ventilador en la manejadora donde previa mezcla con el aire exterior tomado con fines de ventilación el aire es filtrado, enfriado, calentado ó humidificado (según la época del año) e impulsado nuevamente.

El control se realizará mediante un sistema eléctrico con una etapa de refrigeración, una etapa de calefacción, y una etapa de humidificación.

#### 4.4 Distribución de aire.

Las redes de ductos de impulsión y retorno en el interior y exterior del falso plafón, se ha previsto contruirse en secciones rectangulares de lámina galvanizada.

Los ductos de media presión deberán ir perfectamente sellados a prueba de fugas y con los calibres precisos.

El aislamiento será para todos los ductos que circulan por el falso plafón de fibra de vidrio de 1" de espesor y acabado final en papel aluminio.

Todos los elementos de difusión serán construídos en aluminio anodizado y con acabado final de pintura ostión. Los difusores dispondrán de puente de montaje y compuertas de regulación de caudal.

#### 4.5 Equipos de control.

Se ha previsto un termostato eléctrico de dos etapas de frío y dos etapas de calor que actuará sobre los compresores de la máquina de producción de frío o la válvula solenoide de 3 vías de agua caliente para así mantener la temperatura solicitada. Así mismo se prevee un humidostato de una etapa para el control de humedad.

## 5. CARACTERISTICAS DE LOS EQUIPOS RECOMENDADOS.

### 5.1 Unidad manejadora de aire.

Unidad manejadora de aire de tipo metálico horizontal de la firma Humiclíma, con perfiles de acero y envolvente en lámina galvanizada, aislada con poliestireno de 1" de espesor y acabado final en lámina galvanizada en todo su envolvente interior compuesta por:

Sección de mezcla,  
 Sección de enfriamiento,  
 Sección de ventilador,  
 Sección de filtraje y  
 Sección de calefacción.

### 5.2 Unidad enfriadora de aire.

Acondicionador de aire integral compacto con compresor hermético construido en lámina galvanizada con las siguientes características:

Capacidad nominal	20,000 Kcal/hr
Caudal de aire	6,860 m <sup>3</sup> /hr
Tensión	220-III-60

### 5.3 Bombas de agua caliente.

Dos motobombas centrífugas de la marca jacuzzi o similar con las siguientes características:

Caudal manejado	2,128 lt/hr
Presión	4.5 m de columna de agua

Tensión	220-III-60
Potencia	1/4 HP

#### 5.4 Ventilador.

Un ventilador centrífugo con alabes hacia adelante con dos oídos de aspiración de la marca EVISA serie Air Kit modelo AK-12 o similar con poleas y bandas así como motor con las siguientes características:

Caudal	6,860 m <sup>3</sup> /hr
Presión	1.7 " columna de agua
Velocidad	1,116 RPM
Descarga	CCBH
Motor	3 HP, 4 polos

#### 5.5 Filtros.

Dos filtros de bolsas de la firma Climatrón tipo Climaflú con una eficiencia del 95 % N.B.S., completos de armazón metálico y juntas flexibles en ambas caras para acoplarse en los ductos de impulsión de la manejadora y con las siguientes características:

Modelo	495-2000
Caudal	3,500 m <sup>3</sup> /hr
Dimensiones	24X24X29 pulgadas.

#### 5.6 Serpentín de calefacción.

Un serpentín de calefacción de la firma Recold con aletas de aluminio y tubos de cobre con las siguientes características:

Dimensiones	22 X 38 "
Hileras	2
Caudal agua	9.4 GPM
Potencia	21,280 Kcal/hr

### 5.7 Ductos.

Un conjunto de redes de ductos de impulsión de aire, contruidos en sección rectangular, de lámina galvanizada calibre 24 para media presión, completa de todos sus accesorios y soportes necesarios.

Un conjunto de redes de ductos de retorno de aire, contruidos en sección rectangular, de lámina galvanizada calibre 24 para baja presión, completa de todos sus accesorios y soportes necesarios.

### 5.8 Aislamiento.

Aislamiento exterior para las redes de impulsión que circulan por el exterior de los plafones en fibra de vidrio de 1" de espesor, con acabado final en papel aluminio.

### 5.9 Difusores y rejillas.

6 Rejillas de retorno de la firma TITUS modelo 4FL con control de volumen.

8 Difusores de inyección de la firma TITUS modelo TDC-1/4 vías con control de volumen.

### 5.10 Equipo de control.

Un conjunto de elementos de control de la firma Johnson

Controls ó similar según se describe a continuación:

Un termostato eléctrico modelo T-52 con dos etapas de frío y dos etapas de calor.

Una válvula solenoide de 3 vías modelo V70-BA diámetro 1/2".

Un humidostato eléctrico de una etapa modelo W42.

Una válvula solenoide de 2 vías modelo V74-BA diámetro 1/2".

#### 5.11 Tablero eléctrico.

Un tablero eléctrico de paro, marcha y protección de los motores que componen toda la instalación, alojado en gabinete metálico con luces indicadoras con alimentación a 220-III-60.

## 6. BIBLIOGRAFIA.

- 1.- MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO,  
Carrier Air Conditioning Company,  
Segunda reimpresión,  
Editorial MARCOMBO, S.A.
  
- 2.- FLOW OF FLUIDS,  
CRANE CO.,  
Vigesima impresión,  
Editorial L.P.I.U.
  
- 3.- AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION,  
Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis,  
Decimocuarta impresión,  
Editorial C.E.C.S.A.
  
- 4.- PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR,  
Autor Donald Q. Kern.  
Editorial C.E.C.S.A.
  
- 5.- PRONTUARIO DE VENTILACION,  
Autor Depto. Técnico de Soler y Palau, S.A.,  
Primera edición,  
Editor Soler y Palau, S.A.

7. APENDICE A

Plano 1 Ductos de impulsión.

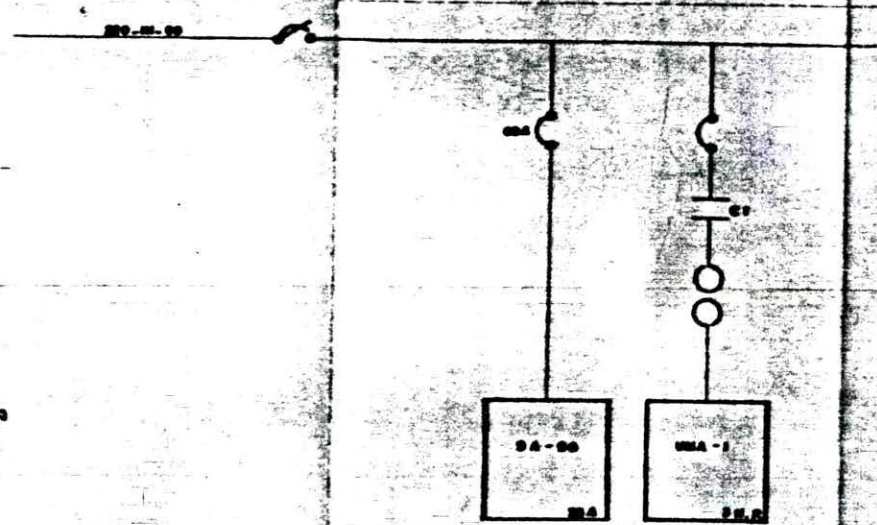
Plano 2 Ductos de retorno.

Plano 3 Ubicación de rejas de retorno 24" X  
10" y difusores de 12" X 12".

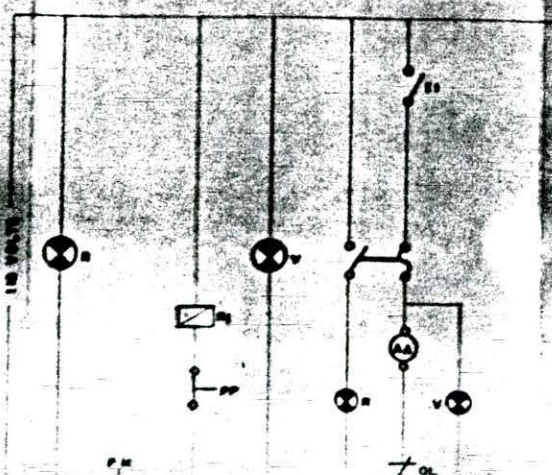
Plano 4 Localización de equipos en azotea.

Plano 5 Diagrama eléctrico.

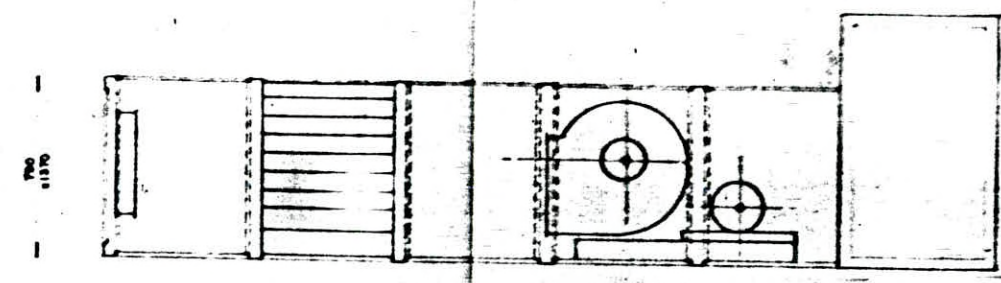
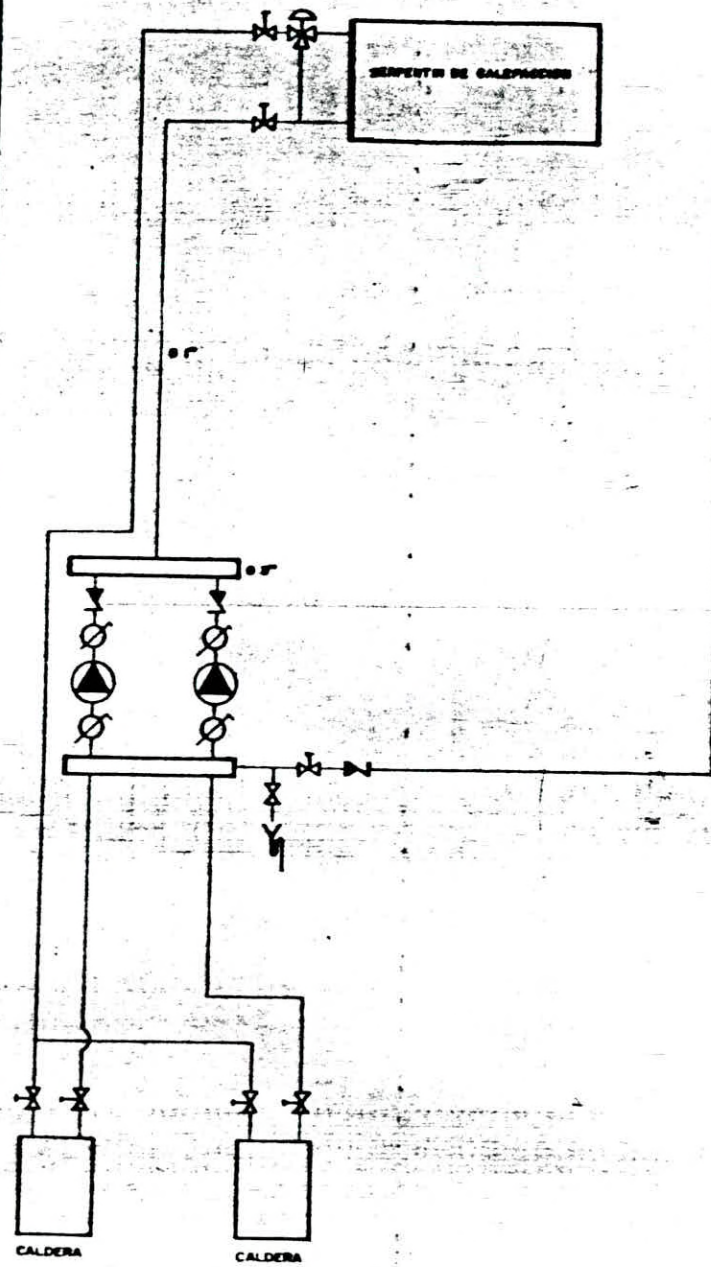
**DIAGRAMA DE FUERZA**



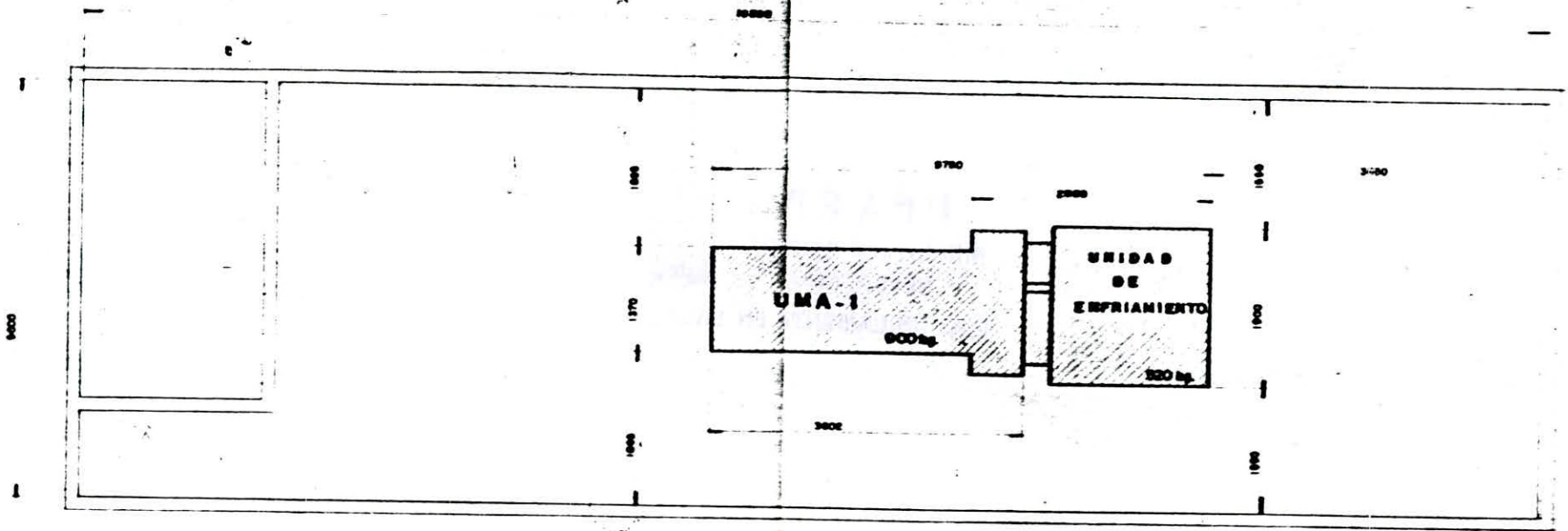
**DIAGRAMA DE CONTROL**



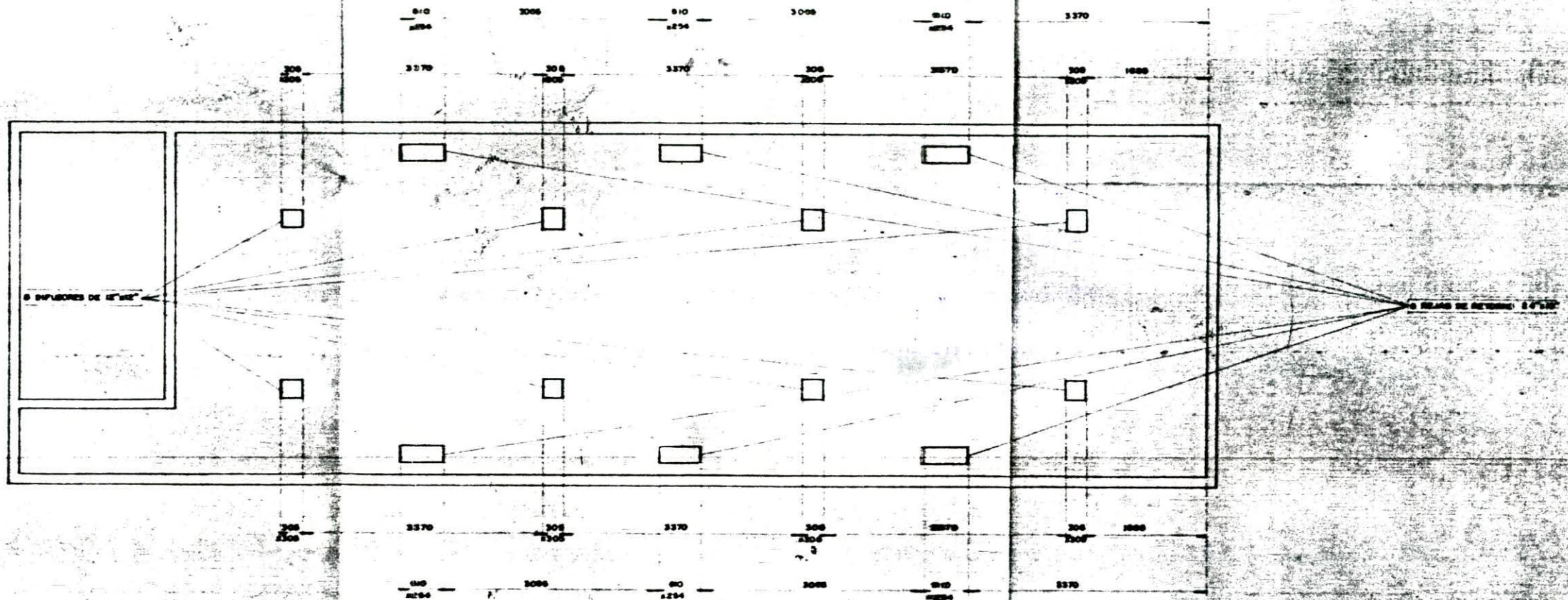
- LEYENDA**
- Interruptor automático
  - Fusible
  - Condensador de electrolisis
  - Contacto de relé auxiliar
  - Botón para (P) paro, (V) velocidad
  - Relé
  - Botón para (P) paro
  - Botón para (R) reset
  - Contacto de alambre
  - Selector de dos posiciones
  - Interruptor de protección situado junto al transformador
  - Transformador



ESC. 1:20 DETALLE INTERIOR DE UMA-I

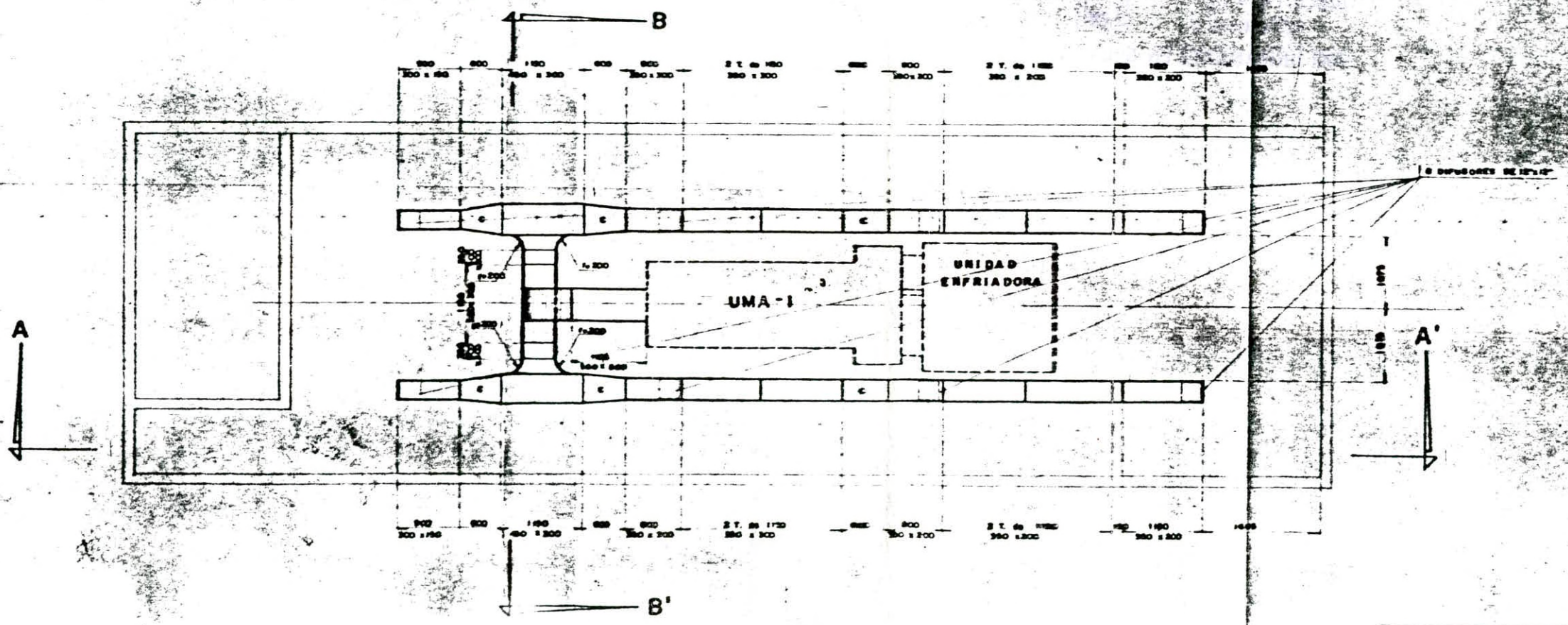
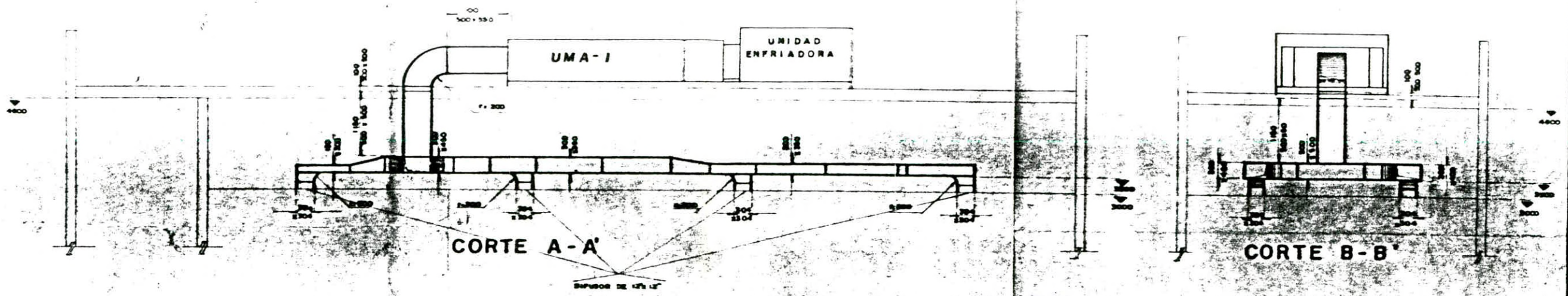


<b>U P A E P</b>		
ESC 1:50	Localización de Equipo en Azotea	N. DE PLANO 4
<b>PEDRO RODRIGUEZ D. V.</b>		

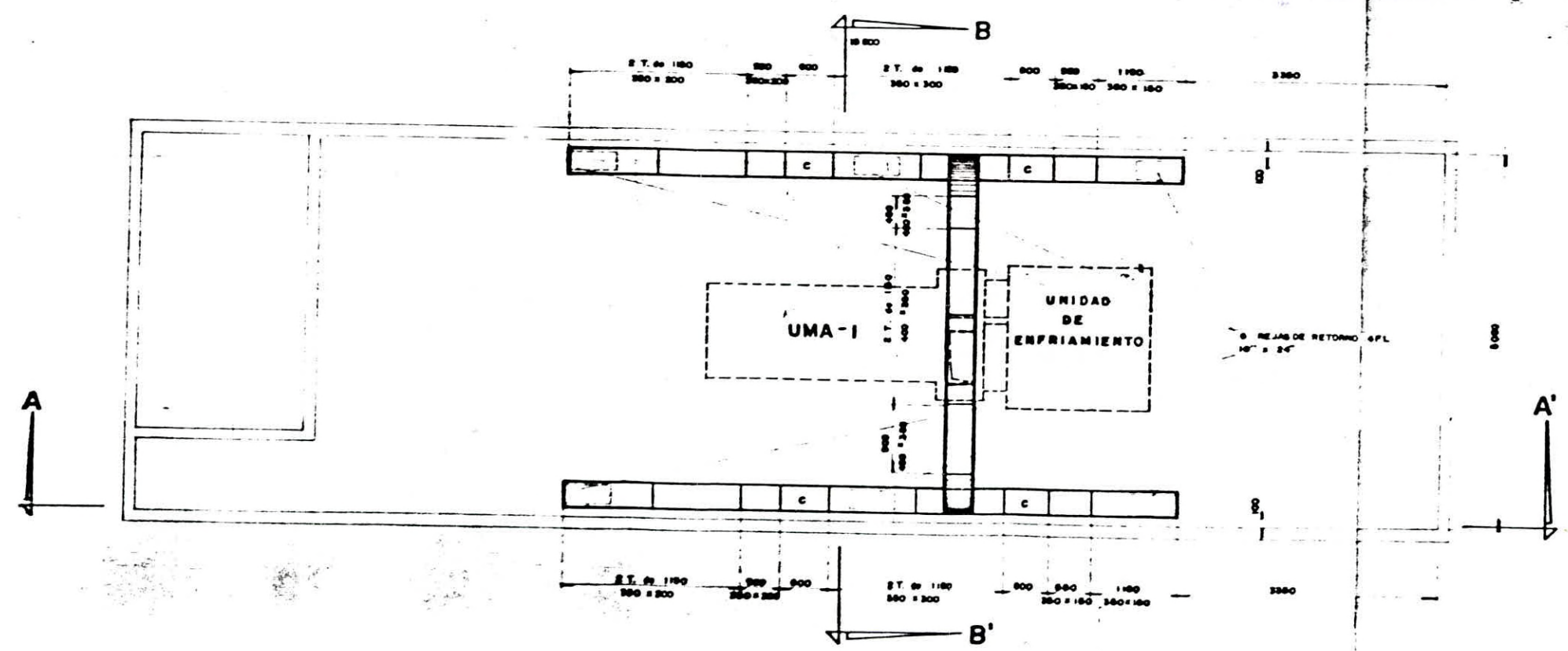
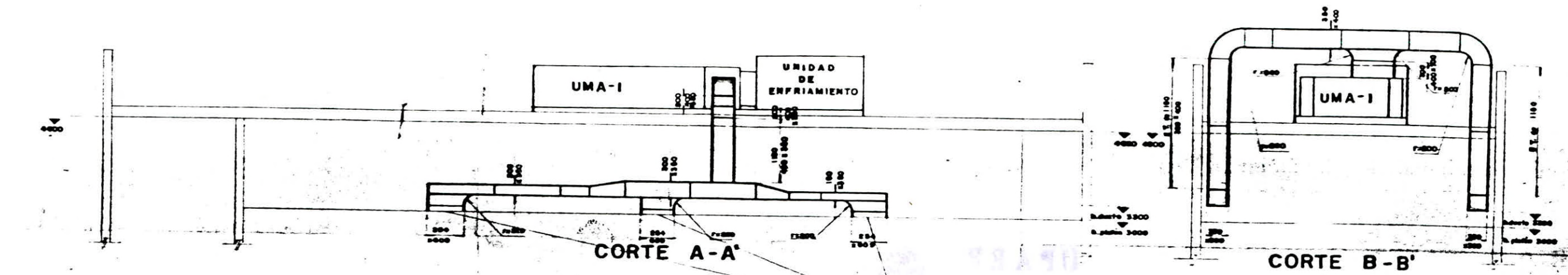


**U. P. A. E. P.**

Ubicación de Rejas de Retorno 24' x 10' PLANO



<b>U. P. A. E. P.</b>		
ESC	1:50 Ductos de Impulsión	P. DE PLANO
PEDRO RODRIGUEZ D.V.		



**U. P. A. E. P.**

ESCALA 1:50 Ductos de Retorno

N. DE PLANO