

T  
697  
GON



**Escuela Superior Politécnica del Litoral**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la**  
**Producción**



**“Laboratorio de Aire Acondicionado y**  
**su Respectiva Guia de Pruebas**  
**Experimentales”**

**TESIS DE GRADO**

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

Presentada por:

**Walther Fernando Gonzalez Morales**



**Guayaquil - Ecuador**

**Año - 2001**



D-26876

## **AGRADECIMIENTO**

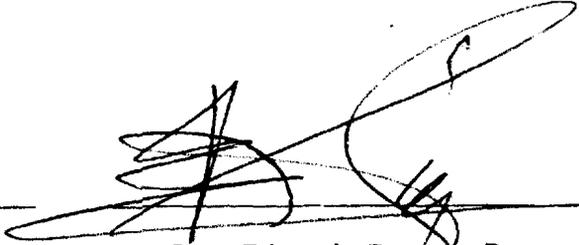
Al Ing. Eduardo Donoso por su  
acertada dirección e invaluable  
colaboración para la realización  
de este trabajo

## TRIBUNAL DE GRADUACION



---

Ing. Mario Patiño A.  
SUBDECANO DE LA FIMCP



---

Ing. Eduardo Donoso P.  
DIRECTOR DE FESIS



---

Ing. Francisco Andrade S.  
VOCAL



---

Ing. Jorge Duque R.  
VOCAL

## DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de ésta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



---

WALTHER GONZALEZ MORALES

## **RESUMEN**

Con la realización de esta tesis, que es la instalación de una manejadora de aire y diseños de ductos para el laboratorio, se ha implementado el área correspondiente a la demostración experimental de los procesos y ciclos del aire acondicionado.

La segunda parte y la más importante es la elaboración de una guía de prácticas con la cual el estudiante podrá complementar sus conocimientos adquiridos en clase.

Las diferentes partes que componen un sistema de aire acondicionado, tales como: compresor, condensador, serpentín de expansión directa (para este caso), evaporador, ventilador, ductos de distribución de aire, torre de enfriamiento, etc., podrán ser vistos y analizados en pleno funcionamiento.

En lo referente a las prácticas el alumno estará en capacidad de realizar: cálculos de carga, diseños de ductos de distribución de aire, mezcla de aire, operaciones de enfriamiento con diferentes condiciones de aire de retorno, mezclas de corrientes de aire, cálculo de humedad, representación gráfica y análisis de los diferentes procesos psicrométricos en la carta psicrométrica, etc.

Por lo antes expuesto, esperamos haber podido aportar de una manera positiva al desarrollo profesional de nuestros estudiantes y técnicos que hagan uso de este laboratorio.

## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
SIMBOLOGIA	XIII
INDICE DE FIGURAS	XVIII
INDICE DE TABLAS	XX
INTRODUCCIÓN	1
<b>I. LABORATORIO</b>	
1.1 DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO	3
1.1.1 CARACTERISTICAS ESPECIALES DE DISEÑO	4
1.1.2 CAPACIDAD DE APLICACIÓN	5
1.1.3 PRUEBAS MAS SIGNIFICATIVAS	6
<b>II. EQUIPOS</b>	
2.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO	7
2.2 TUBERIA	8
2.2.1 TUBERIA DE ALIMENTACION Y RETORNO	8
2.2.2 TUBERIA DE CONDENSADO	9
2.2.3 MANGUERAS DE ALIMENTACION Y RETORNO	10

2.3 BOMBA	11
2.4 MANEJADORA DE AIRE CLIMATE MASTER (VERTICAL)	15
2.4.1 INSTALACION DE EXPANSION DIRECTA	15
2.4.2 ESPECIFICACIONES TECNICAS	16
2.4.3 DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD	16
2.4.4 SELECCIÓN DE LA CAPACIDAD DE LA UNIDAD	17
2.4.5 DIMENSIONES	18
2.4.6 MONTAJE E INSTALACION	19
2.4.7 CHEQUEO DEL SISTEMA	19
2.4.8 ARRANQUE DE LA UNIDAD	20
2.4.8.a PREPARACION PARA ENCENDIDO DE LA UNIDAD	20
2.4.8.b ENCENDIDO	21
2.4.9 MANTENIMIENTO	23
2.5 SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE	24
2.5.1 FLUJO DE AIRE EN DUCTOS	24
2.5.2 PRESIONES EN DUCTOS	26
2.5.3 TIPOS DE DUCTOS	29
2.5.4 PRINCIPALES CONSIDERACIONES EN DISEÑO DE DUCTOS	30
2.5.5 METODO DE DISEÑOS DE DUCTOS	31

**III. TRASMISION DE CALOR**

3.1	FUENTES DE CARGA DE CALOR	34
3.1.1	TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE PAREDES Y TUMBADO	35
3.1.2	ANGULOS SOLARES	38
3.1.3	TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE VENTANAS	42
3.1.4	CALOR GENERADO POR PERSONAS Y ALUMBRADO	45
3.2	CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO	46
3.2.1	CALCULO DE CARGA DEL LABORATORIO	47
3.3	CALCULO DE DUCTOS	52

**IV TEORIA**

4.1	CONCEPTOS GENERALES	55
4.1.1	SICROMETRIA	55
4.1.2	ECUACION DEL GAS IDEAL EN ESTADO ESTABLE	57
4.1.3	RELACION DE HUMEDAD	59
4.1.4	HUMEDAD RELATIVA	60
4.1.5	GRADO DE SATURACION	61
4.2	PROPIEDADES DEL AIRE	61
4.2.1	CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE	64
4.2.2	DENSIDAD	64
4.2.3	PUNTO DEL ROCIO	65

4.3	TEMPERATURA DE BULBO SECO Y TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO	66
4.3.1	PROCESO DE SATURACION ADIABATICA	66
4.3.2	SICROMETRO	69
<b>V GUIA DE PRUEBAS EXPERIMENTALES</b>		
5.1	OBJETIVO	73
5.2	PROCESOS SICROMETRICOS CLASICOS	74
5.2.1	CALOR SENSIBLE	74
5.2.2	ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION	76
5.2.3	CALENTAMIENTO CON DESHUMIDIFICACION	79
5.2.4	MEZCLA ADIABATICA CON DOS CORRIENTES DE AIRE	80
5.3	PRUEBAS EXPERIMENTALES	83
5.3.1	ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION	83
5.3.2	AIRE ACONDICIONADO CON RECIRCULACION MAS AIRE EXTERIOR	84
5.3.3	BY-PASS DE AIRE DE SUMINISTRO	86
5.3.4	BY-PASS DE AIRE DE SUMINISTRO MAS AIRE EXTERIOR	87

**VI RESULTADOS**

6.1 ANALISIS DE LOS RESULTADOS	<b>102</b>
--------------------------------	------------

<b>VII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	<b>116</b>
---	------------

**ANEXOS**

**BIBLIOGRAFIA**

## SIMBOLOGIA

A	Area
a	Alto de la ventana
Aexp.	Area de la ventana expuesta al sol
As	Area de la ventana a la sombra
At	Area total
Av	Area de ventana
b	Ancho de la ventana
BTU	Unidad de calor
C	Coefficiente de pérdidas en ductos
CFM	Pies cúbicos por minuto
CFM <sub>enf.</sub>	Caudal de aire enfriado
CFMo	Caudal de aire del exterior
CM	Centímetros
Cp	Calor específico
Cpa	Calor específico del aire seco a presión constante
Cpv	Calor específico del vapor de agua a presión constante
CV	Caballos de vapor
D	Diámetro
d	Angulo de declinación del sol
dT	Diferencial de temperatura
dX	Diferencial de longitud
E	Este
e	Espesor
E/D	Relación espesor-diámetro
f	Coefficiente de fricción
F	Grados Fahrenheit
ft	Pie
F <sub>vidrio</sub>	Coefficiente del vidrio

G	Humedad
$g_c$	Gravedad
Gv	Ganancia solar
h	Hora
H	Energía total
$h$	Angulo horario
$h_A$	Entalpía en el punto A
$h_{a1}$	Entalpía del aire en el punto 1
$h_{a2}$	Entalpía del aire en el punto 2
$h_B$	Entalpía en el punto B
Hf	Presión Estática
hf	Pérdidas en tuberías
$h_{fg}$	Entalpía de evaporación
$h_g$	Entalpía del vapor de agua en la línea de saturación
$h_G$	Entalpía en el punto G
$h_L$	Perdida por fricción
hm	Pérdidas en accesorios
$h_m$	Sumatorio de entalpias
ho	Entalpia en el punto O
HP	Caballos de fuerza
$h_v$	Entalpía del vapor de agua
$h_w$	Entalpía del agua
I.D	Diámetro interior
IN	Pulgadas
$I_N$	Factor directo o difuso
K	Conductividad térmica
L	Longitud
$l$	Angulo de latitud
La	Espesor del cuerpo A
Lb	Espesor del cuerpo B
lbm	Libras masa

$m_a$	Masa del agua en el punto A
$m_a$	Masa del aire
$m_b$	Masa del agua en el punto B
MET	Unidad de ratas metabólicas
min	minutos
$M_m$	Sumatorio de masas
$m_v$	Masa del vapor de agua
$m_w$	Masa del agua
N	Norte
NE	Noreste
NO	Noroeste
O	Oeste
P	Presión
$P_a$	Presión del aire
$P_{at}$	Presión atmosférica
$P_E$	Presión estática en ductos
$P_s$	Presión de saturación
PSIG	Presión manométrica
$P_T$	Presión total en ductos
Pulg,	Pulgadas
$P_v$	Presión de velocidad en ductos
$P_v$	Presión del vapor del agua
q	Calor transferido al aire
Q	Caudal
$q_{1-2}$	Transferencia de calor desde el punto 1 al 2
$q_k$	Calor por conducción
$q_L$	Calor latente
$q_{LOZA}$	Calor transferido por la loza
$q_{LUCES}$	Calor transferido por las luces
$q_M$	Calor transferido por la madera
$q_{NE}$	Calor transferido por la pared NE

$q_{\text{PERSONAS}}$	Calor transferido por las personas
$q_{\text{PISO}}$	Calor transferido por el piso
$q_s$	Calor sensible
$q_{\text{SE}}$	Calor transferido por la pared SE
$q_T$	Calor total
R	Resistencia térmica
r/d	Relación radio-diámetro
Re	Número de Reynolds
R <sub>i</sub>	Resistencia térmica interior
R <sub>o</sub>	Resistencia térmica exterior
R <sub>T</sub>	Resistencia térmica total
S	Sur
SFH	Factor de calor sensible
S <sub>m</sub>	Sumatorio de entropía
SO	Suroeste
T	Temperatura
T*	Temperatura de saturación adiabática
T <sub>c</sub>	Temperatura del aire al entrar al cuarto acondicionado
T <sub>d</sub>	Temperatura del punto de rocío
T <sub>D</sub>	<i>Temperatura de la mezcla de aire de by-pass y retorno</i>
T <sub>DB</sub>	Temperatura de bulbo seco
T <sub>E</sub>	Temperatura de la mezcla antes del serpentín de enfriamiento
T <sub>i</sub>	Temperatura interior
TN	Toneladas de refrigeración
T <sub>o</sub>	Temperatura exterior
T <sub>s</sub>	Temperatura del aire a la salida del serpentín de enfriamiento
T <sub>WB</sub>	Temperatura de bulbo húmedo
U	Coefficiente global de transferencia de calor
U <sub>m</sub>	Sumatorio de energía interna
U <sub>v</sub>	Coefficiente de transferencia de calor del vidrio
V	Velocidad

$V$	Volúmen específico
$W$	Potencia
$X_v$	Fracción molar del vapor de agua
$X_{vs}$	Fracción molar de una mezcla del vapor de agua saturada
$Y'$	Alto de la ventana a la sombra
$Z$	Altura geométrica
$Z_1$	Altura geométrica en el punto 1
$Z_2$	Altura geométrica en el punto 2
$\Delta T$	Diferencial de temperatura
$\Delta h$	Diferencial de entalpia
$\phi$	Humedad relativa
$\phi_s$	Humedad relativa a la salida del serpentín de enfriamiento
$\alpha$	Angulo azimut sol-pared
$\beta$	Angulo de altitud
$\gamma$	Angulo de azimut
$\varphi$	Angulo de cenit
$\mu$	Grado de saturación
$v$	Volumen específico
$\theta$	Angulo de incidencia
$\rho$	Densidad del agua
$\omega$	Humedad absoluta

## INDICE DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 2.1.2 Torre de enfriamiento	8
Figura 2.2.2 Línea de drenaje para el condensado	10
Figura 2.4.5 Dimensiones de la manejadora de aire Climate Master.	18
Figura 2.4.8.a Limpieza de tuberías	21
Figura 2.5.2 Coeficientes de pérdidas de fricción para áreas variables	29
Figura 3.1.1 Transferencia de calor por conducción	36
Figura 3.1.2 Angulos solares básicos	39
Figura 3.1.2.a Angulos solares derivados	40
Figura 3.1.2.b Angulos solares para una superficie particular	41
Figura 3.1.3 Transferencia de calor a través de ventanas	43
Figura 3.1.3.a Determinación de áreas de ventanas expuestas o a la sombra	44
Figura 4.1.1 Carta Sicrométrica simplificada	56
Figura 4.2.3 Temperatura del punto de rocío	65
Figura 4.3 Termómetro de bulbo húmedo	67
Figura 4.3.1 Saturador adiabático	67
Figura 4.3.2 Sicrómetro de volteo	70
Figura 4.3.2.a Sicrómetro de aspiración	71
Figura 5.2.1 Calor sensible y representación gráfica del proceso	75
Figura 5.2.2 Proceso de enfriamiento y deshumidificación	77
Figura 5.2..3 Proceso de calentamiento y humidificación	79
Figura 5.2.4 Mezcla adiabática de dos corrientes de aire	82
Figura 5.3.1 Representación gráfica de la tabla VII para 2,000 cfm y temperatura interior de 70°F	90
Figura 5.3.1.a Representación gráfica de la tabla VII para 2,000 cfm y temperatura interior de 68 °F	91
Figura 5.3.1.b Representación gráfica de la tabla VII para 1,500 cfm y temperatura interior de 70 °F	92
Figura 5.3.2 Representación gráfica de la tabla VIII para 1,000 cfm de aire exterior	94
Figura 5.3.2.a Representación gráfica de la tabla VIII para 500 cfm de aire exterior	95

Figura 5.3.3	Representación gráfica de la tabla IX para 2,000 cfm	97
Figura 5.3.3.a	Representación gráfica de la tabla IX para 1,500 cfm	98
Figura 5.3.4	Representación gráfica de la tabla X para 2,000 cfm y 25% de aire exterior	100
Figura 5.3.4.a	Representación gráfica de la tabla X para 1,500 cfm y 25% de aire exterior	101
Figura 6.1	Selección de capacidad del equipo acondicionado	113
Figura 6.1.a	Selección de capacidad del equipo acondicionado SFH=0.66	114
Figura 6.1.b	Selección de capacidad del equipo acondicionado SFH=0.68	115

## INDICE DE TABLAS

	<b>Pag.</b>
I.- Dimensiones y presiones de operación	11
II.- Cálculos en tuberías y accesorios	12
III.- Factor K para accesorios	13
IV.- Límites de operación de la manejadora de aire Climate Master	22
V.- Cargas correspondientes a las diferentes áreas del laboratorio	52
VI.- Tabla de humedad relativa	72
VII.- Enfriamiento y deshumidificación	89
VIII.- Aire acondicionado con circulación más aire exterior	93
IX.- By-pass de aire de suministro	96
X.- By-pass aire de suministro más aire exterior	99

## INTRODUCCION

El aire acondicionado es tan antiguo como el hombre, la gente primitiva busco siempre protegerse para mantener su confort, los romanos diseñaron la calefacción y ventilación en sus baños, en la edad media Leonardo Da Vinci construyó un ventilador acondicionado por agua.

Pero los adelantos técnicos se dan en el siglo XIX, donde Willis H. Carrier ( 1876-1950) presenta su trabajo sobre las propiedades del aire, siendo esta la base para la primera Carta Psicrométrica que actualmente es la autoridad en los cálculos fundamentales del aire acondicionado (Tomado del Manual de Aire Acondicionado y Refrigeración, Tomo II, pag. 357 ).

Hoy en día el acondicionamiento de aire puede ser definido como la obtención de aire fresco, control de temperatura y humedad, polvo y olores, y la circulación de aire en un espacio controlado determinado por métodos mecánicos.

Los equipos de aire acondicionado juegan un papel muy importante en la obtención de un medio ambiental confortable en todo tipo de edificios (Ej: oficinas, fábricas, hospitales, hoteles, etc.); así como también en el transporte terrestre, aéreo y marítimo. El aire acondicionado tiene también aplicación amplia en actividades en la que el factor de bienestar humano juega un papel secundario (Ej: almacenaje de obras de arte, ensamblaje de

aparatos delicado, cría de animales, horticultura, etc.). Los equipos de aire acondicionado incorporarán, en su mayoría los siguientes componentes:

- Calentador.- Para incrementar la temperatura del aire.
- Serpentín de enfriamiento.- Para reducir la temperatura del aire.
- Humidificador.- Para aumentar el contenido de vapor de agua en el aire.
- Deshumidificador.- Para reducir el contenido de vapor de agua en el aire.
- Equipo de refrigeración.- Para funcionar conjuntamente con el humidificador y deshumidificador.
- Caldera.- Para suministrar vapor o agua caliente al humidificador y calentador.
- Ventilador.- Para hacer circular el aire y generar suficiente presión para sobrepasar.
- Ductos.- Para distribuir el aire.
- Compuertas.- Para controlar la distribución y permitir la recirculación de aire acondicionado mezclado con una porción de aire fresco.
- Deorizador.- Para eliminar olores presentes en el aire circulando.
- Filtro.- Para eliminar el polvo.
- Instrumentación.- Para verificar y controlar el estado del aire.

Controles.- Para regular los niveles de calor y frío y otros procesos para obtener las condiciones deseadas.

# Capítulo 1

## 1. LABORATORIO

### 1.1 DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO

Tiene como fin dar una idea general del equipo y partes utilizados en la construcción del laboratorio; así como también el papel que desempeñan en conjunto cuando se encuentran en funcionamiento.

Con el equipo conectado a la red, el ventilador se pone en marcha. La circulación del aire en los ductos puede ser ajustada por medio del transformador variable del ventilador, permitiendo entre un mínimo y un máximo de velocidades preestablecidas.

El caudal de aire es enfriado en los serpentines del evaporador de la manejadora de aire, realizándose la transferencia de calor refrigerante-aire.

El condensador de tipo anular (agua por el tubo de mayor diámetro y refrigerante por el de menor diámetro), realiza el cambio del estado del refrigerante (gas-líquido), el cual queda listo para pasar a través de los dispositivos de expansión directa. El agua que sale del condensador es conducido por una tubería a la torre de enfriamiento (sumidero), donde se transferirá al ambiente el calor absorbido en el condensador; luego de esto el agua retorna a temperatura ambiente hacia la entrada del condensador completando así su ciclo. El agua es recirculada por una bomba que se encuentra instalada entre la torre de enfriamiento y la máquina manejadora de aire.

El aire al retornar a la manejadora, puede pasar por una serie de mezclas en diferentes porcentajes, se lo hace con el fin de variar las propiedades del aire y mejorar la eficiencia en los sistemas de enfriamiento.

### **1.1.1 CARACTERISTICAS ESPECIALES DE DISEÑO**

Este equipo interesará a estudiantes relacionados con el aprendizaje de la sicometría, termodinámica, ventilación y aire acondicionado; ya que presenta características especiales tales como:

- Todos los componentes (torre de enfriamiento, tuberías, válvulas, instrumentos de medición, etc.) son visibles al estudiante.
- Se puede realizar mezclas entre dos corrientes de aire en estados físicos diferentes.
- Todos los instrumentos se encuentran situados a nivel visual.
- Las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo se registran en un sigrómetro.
- El caudal de agua que entra al condensador puede ser variado.
- Demuestra los procesos normales de acondicionamiento de aire.

### **1.1.2 CAPACIDAD DE APLICACION**

- Proporciona datos que permiten la ilustración gráfica de los resultados obtenidos antes y después de los procesos indicados, permitiendo así la obtención de propiedades del aire.
- Permite una comparación entre la transferencia de calor al refrigerante y al aire en la sección de enfriamiento.
- Demuestra la recirculación y mezclado de dos corrientes físicamente diferentes, y permite trazar el resultado en un diagrama sicrométrico.

### **1.1.3 PRUEBAS MAS SIGNIFICATIVAS**

Entre las principales pruebas que podemos realizar en el laboratorio tenemos las siguientes:

- Cálculos de carga.
- Diseños de ductos.
- Cálculo de humedad.
- Ciclo de aire acondicionado.
- Aire de recirculación.
- Aire de renuevo.

# Capítulo 2

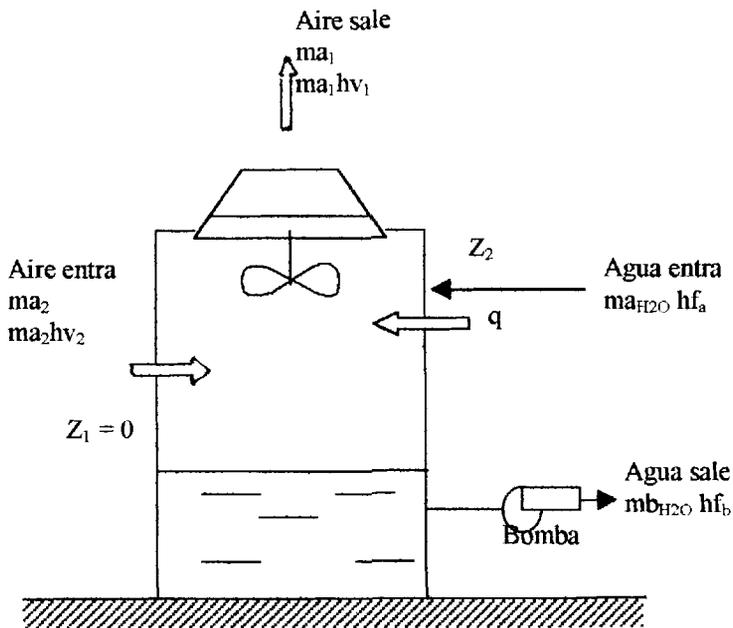
## 2. EQUIPOS

### 2.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO

Este dispositivo que forma parte del laboratorio mezcla dos flujos uno de los cuales es el agua caliente proveniente del intercambiador de calor de la manejadora de aire y el otro es una corriente de aire atmosférico generada por un extractor.

En este intercambiador de calor se baja la temperatura del agua en un fenómeno semejante a la saturación adiabática.

La figura 2.1. muestra el dispositivo:



**FIGURA 2.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO**

Se asume que no existe cambio de masa o energía almacenada dentro de las fronteras del volumen de control.

## 2.2 TUBERIA

### 2.2.1 TUBERIA DE ALIMENTACION Y RETORNO

La tubería utilizada es de hierro negro cédula 40 con diámetros de 3 ½", 2" y 1" a lo largo del circuito de 87 metros, incluye los siguientes accesorios:

10 codos de 90 grados de 3 ½" .

02 codos de 90 grados de 2" .

12 codos de 90 grados de 1" .

02 válvulas angulares de globo convencional de 3 ½" .

03 válvulas angulares de globo convencional de 2 ½".

02 válvulas angulares de globo convencional de 1".

02 T de 2".

04 T de 1".

02 termómetros.

02 manómetros

01 filtro.

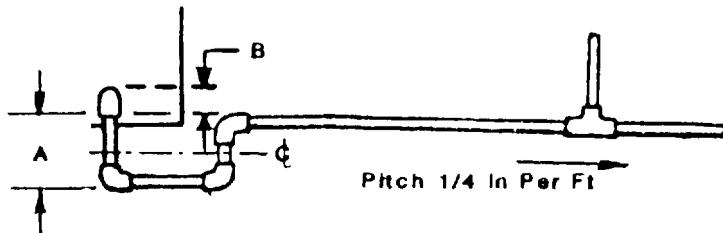
No es necesario aislar la línea de tubería de agua de alimentación, debido a que no se ve afectada por áreas con temperaturas sobre 90° F, por lo que no existirá transferencia de calor desde el medio hacia las tuberías.

Las condiciones normales estarán entre los 60 y 90°F.

## **2.2.2 TUBERIA DE CONDENSADO**

En los sistemas de unidades verticales, la tubería de condensado se instala próxima a la unidad. Se usa por lo general una manguera (baja presión) para conectar el condensado de la unidad con la tubería.

La línea de drenaje permite que el condensado fluya fuera de la máquina y deberá ser instalada tal como se muestra en la figura 2.2.2.



**FIGURA 2.2.2 LINEA DE DRENAJE PARA EL CONDENSADO**

### **2.2.3 MANGUERA DE ALIMENTACION Y RETORNO**

El uso de una adecuada manguera de presión para la alimentación y retorno del condensador, pueden proveer una larga vida libre de problemas en el servicio, siempre y cuando su instalación y el mantenimiento sea el correcto.

La selección apropiada y su instalación se resumen en los siguientes puntos:

1. Debe seleccionarse la longitud apropiada y tensión requerida entre los puntos de conexión. Es necesario proveer del suficiente seno a la manguera con el fin de absorber las contracciones y expansiones.
2. No debe exceder el radio mínimo mostrado en la tabla I, esto puede causar un colapso en la manguera.

3. No debe doblarse la manguera, esto ocasiona daños en el material de la misma.
4. Tanto en la alimentación como en el retorno deberá instalarse válvulas compuerta, con el fin de permitir un fácil mantenimiento.

**TABLA I**  
**DIMENSIONES Y PRESIONES DE OPERACION**

I.D	Mínimo radio de curva	Trenza galvanizada		Trenza de acero inoxidable		Caucho	
		Presión de Operación	Presión de explosión	Presión de Operación	Presión de explosión	Presión de Operación	Presión de explosión
1/2"	2-7/8"	300	1200	375	1500	250	1000
3/4"	4-1/2"	225	900	--	--	--	--
1"	5-1/2"	175	700	--	--	--	--
1-1/4"	6-3/4"	150	600	--	--	--	--

### 2.3 BOMBA

Para impulsar un fluido de un punto a otro se necesita realizarlo a través de un sistema de tuberías, este impulso puede ser dado por la gravedad o por medio de una bomba (para nuestro caso).

La bomba deberá ser diseñada de acuerdo a las especificaciones técnicas de la manejadora de aire (caudal a través del serpentín de enfriamiento), del recorrido de las tuberías y accesorios de esta.

Para poder determinar la potencia (W) de la bomba necesitamos tener conocimiento de las leyes elementales del flujo de fluidos, el cual

siempre estará acompañado de rozamiento de partículas del fluido entre sí y, consecuentemente, por la pérdida de energía disponible.

La ecuación general de la pérdida de presión, es conocida como la fórmula de Darcy, esto es:  $h_L = (f L v^2 / D 2g)$ . El Teorema de Bernoulli es una forma de aplicación de la ley de conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería; la energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica, la altura debido a la presión y la altura debido a la velocidad, es decir:  $H = Z + P/\rho g + v^2/2g$ .

A continuación obtendremos las caídas de presión de la tubería y accesorios, con el fin de poder aplicar la ecuación de energía para fluidos y obtener la potencia necesaria de la bomba.

## TABLA II

### CALCULO DE PERDIDAS EN TUBERIAS Y ACCESORIOS

#### CALCULO DE PERDIDAS EN TUBERIA

Q (GPM)      T (°F)       $Re = 4Q / (3.1416) D U$        $h_r = f L V^2 / 2Dg = 8 f L Q^2 / (3.1416)^2 D^5 g$   
 15.4              80

L (m)	L (pies)	D (pulgadas)	E/D (adim.)	Re (adim.)	f (adim.)	$h_r$ (pies)
64.60	211.89	1	0.001800	55787.48	0.026	39.79
4.20	13.78	2	0.000900	27893.74	0.029	0.090
18.20	59.70	3.5	0.000514	15939.28	0.028	0.023
						39.90

**CALCULO DE PERDIDAS EN ACCESORIOS**

$$h_m = KV^2/2 = K Q^2 / 2(3.1416)^2 D^4$$

ACCESORIOS	CANTIDAD	D (pulgadas)	K (adim)	$h_m$ (pies <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> )	$h_m$ (pies)
T	4	1	0.46	35.6	1.100
T	2	2	0.38	0.92	0.028
CODO 90°	12	1	0.69	160.47	4.980
CODO 90°	4	2	0.57	2.76	0.085
CODO 90°	10	3.5	0.54	0.70	0.021
VALVULA COMP.	2	1	0.18	6.98	0.216
VALVULA COMP.	3	2	0.15	0.55	0.017
VALVULA COMP.	2	3.5	0.14	0.04	0.001
<b><math>h_m</math></b>					<b>6.24</b>

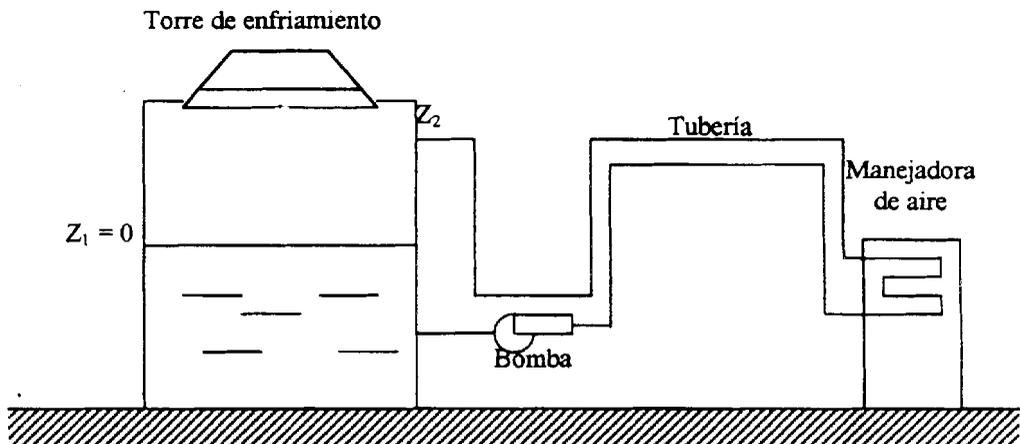
**TABLA III**

**TABLA DE FACTOR K PARA ACCESORIOS**

	Diámetro nominal, pulgadas											
	1/2	3/4	1	1-1/2	2	3	4	5	6	8-10	12-16	18-24
Válvula de compuerta (abierto)	0,22	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,11	0,10	0,096
Válvula de globo (abierto)	9,2	8,5	7,8	7,1	6,5	6,1	5,8	5,4	5,1	4,8	4,4	4,1
Codo estándar (atornillado) 90°	0,80	0,75	0,69	0,63	0,57	0,54	0,51	0,48	0,45	0,42	0,39	0,36
Codo estándar (atornillado) 45°	0,43	0,40	0,37	0,34	0,30	0,29	0,27	0,26	0,24	0,22	0,21	0,19
T" estándar (flujo recto)	0,54	0,50	0,46	0,42	0,38	0,36	0,34	0,32	0,30	0,28	0,26	0,24
T" estándar (flujo cruzado)	1,62	1,50	1,38	1,26	1,14	1,08	1,02	0,96	0,90	0,84	0,78	0,72

r/d	Tamaño nominal de la tubería, pulgadas											
	1/2	3/4	1	2	3	4	5	6	8-10	12-16	18-24	
1	0,54	0,50	0,46	0,38	0,36	0,34	0,32	0,30	0,28	0,26	0,24	
3	0,32	0,30	0,276	0,228	0,216	0,20	0,192	0,01	0,168	0,156	0,144	
6	0,459	0,42	0,391	0,32	0,31	0,29	0,27	0,26	0,24	0,22	0,20	
10	0,81	0,75	0,69	0,57	0,54	0,51	0,48	0,45	0,42	0,39	0,36	
14	1,03	0,95	0,87	0,72	0,68	0,65	0,61	0,57	0,53	0,49	0,46	
20	1,35	1,25	1,15	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,70	0,65	0,6	

Aplicando la ecuación de la energía al diagrama detallado a continuación y utilizando los resultados de la tabla II, podremos hallar la potencia de la bomba para este sistema; así tenemos:



$$P_1/\rho g + V_1^2/2g + Z_1 + W = P_2/\rho g + V_2^2/2g + Z_2 + h_f + h_m + h_s$$

Siendo:  $V_1^2/2g = Z_1 = P_2/\rho g = 0$

$$V_2^2/2g = 4(Q/A)^2/\pi D^2, \text{ donde } D = 3.5''$$

$$V_2^2/2g = 0.0038$$

$$Z_2 = 0.91 \text{ m} = 3.0 \text{ pies}$$

$$h_f = 39.90 \text{ pies}$$

$$h_m = 6.44 \text{ pies}$$

$$h_s = 7.6 \text{ pies}$$

Luego:  $W = 53.94 \text{ pies} \cdot (\rho Q/550)$ , ya que  $1 \text{ HP} = 550 \text{ lb-pie/seg}$

$$W = 0.20 \text{ HP}$$

La potencia necesaria de la bomba para circular agua desde la torre de enfriamiento hacia la manejadora de aire y completar su ciclo, con un caudal de 15.4 GPM a una temperatura de 80 °F, es de 1/4 HP.

## **2.4 MANEJADORA DE AIRE CLIMATE MASTER (VERTICAL)**

### **2.4.1 INSTALACION DE EXPANSION DIRECTA**

Esta unidad es de expansión directa, es económica cuando se tratan de potencias menores a los 100 C.V. Son adecuadas en instalaciones de 5 a 35 toneladas de refrigeración.

La sección compresora- condensadora está conectada directamente al evaporador, el cual incluye una válvula de expansión. Este sistema también es aplicado cuando se utilizan compresores con condensadores evaporativos o condensadores remotos, en los que es necesario realizar la instalación de tubería para el gas refrigerante. Surge un problema de tipo económico cuando las longitudes de tubería son grandes al igual que la potencia, por lo que se hace necesario realizar instalaciones con torres de enfriamiento.

Para nuestro caso, la instalación del laboratorio es totalmente segura debido a que el equipo es montado en fábrica, de tal manera que las únicas conexiones que se deben realizar son las referentes a las tuberías de agua.

## 2.4.2 ESPECIFICACIONES TECNICAS

MARCA	Climate Master (Vertical)
MODELO	VS/VL 813-060
PESO	339 lbs. (154 kg.)
VOLTAJE	208/230 V
FASE	1
RENDIMIENTO DE AIRE	2000 CFM
MOTOR VENTILADOR	Axial de velocidad variable de 1 HP
COMPRESOR	27.6 RLA 125.0 LRA
ENFRIADOR	Expansión directa con serpentin de aletas.
CAPACIDAD	60.000 BTU
EQUIPO REFRIGERADOR	Hermético Condensador enfriado por agua
GPM	15.4 , 12.0 y 8.0

## 2.4.3 DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

Esta unidad está equipada con dispositivo para dejarla fuera de servicio cuando las condiciones de presión y/o temperatura no son las adecuadas.

Para presiones sobre los 380 PSIG, se abre el contacto y automáticamente se cierra sobre los 300 PSIG; mientras que los contactos para baja presión se abren a los 35 PSIG y se cierran a los 50 PSIG. Estos interruptores se pueden resetear manualmente.

#### **2.4.4 SELECCION DE LA CAPACIDAD DE LA UNIDAD**

El termostato controla la temperatura del medio ambiente, sin embargo, si la unidad seleccionada es de menor capacidad, esta seguirá encendida y no reconocerá la demanda del termostato. Si la unidad está sobredimensionada, se encenderá durante un corto periodo satisfaciendo la demanda de temperatura requerida por el termostato.

La selección de la unidad es estimada o calculada de acuerdo a la temperatura interior y exterior de diseño, las cuales dependen de:

- La localización geográfica del laboratorio.
- Area de las paredes, tipo de construcción, aislamiento y exposición a la intemperie.
- Area de ventanas.
- Identificación de equipos que producen calor y luces.
- Influencia de la ventilación y mínima requerida.

2.4.5 DIMENSIONES

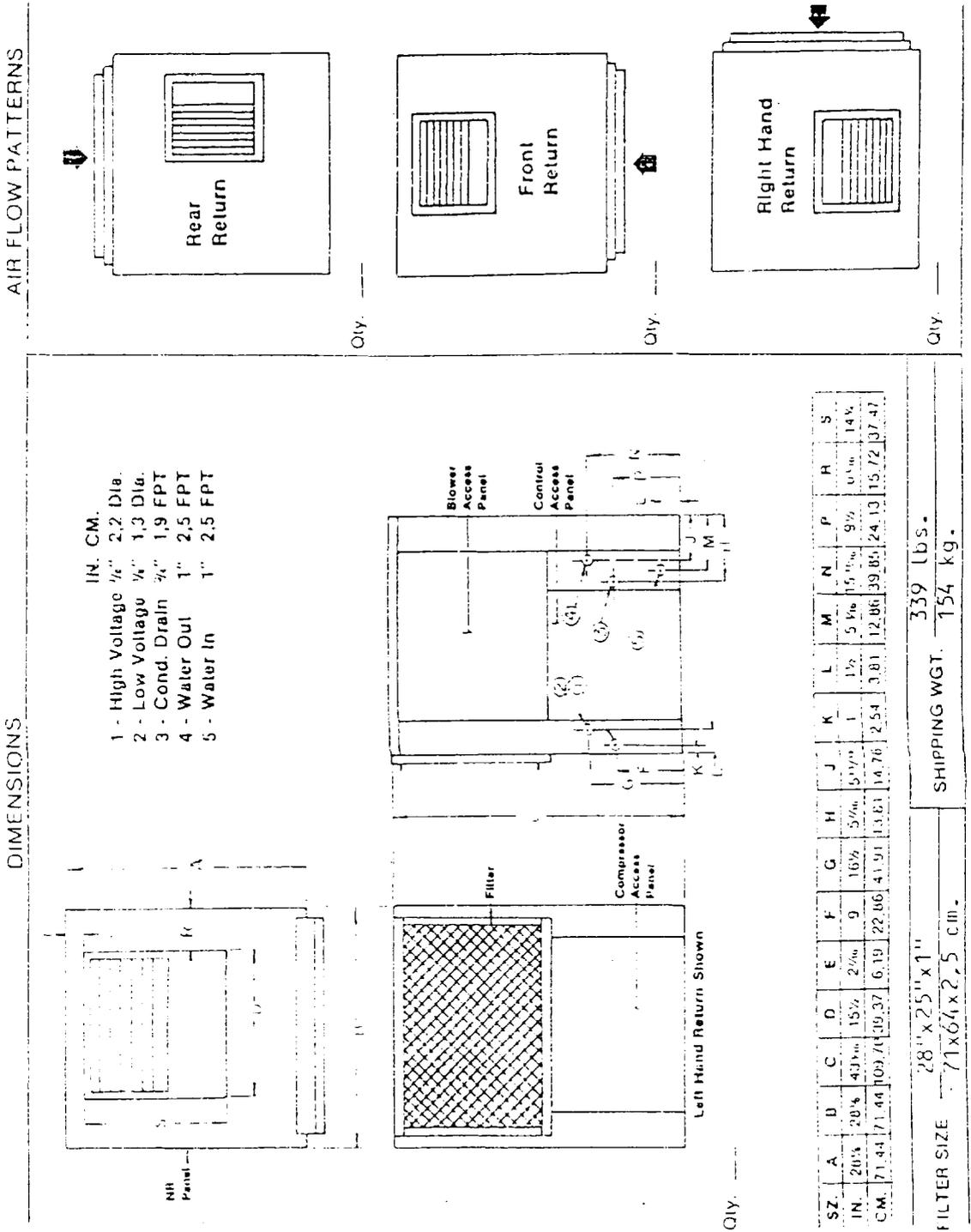


FIGURA 2.4.5 DIMENSIONES MANEJADORA DE AIRE CLIMATE MASTER

## **2.4.6 MONTAJE E INSTALACION**

La manejadora de aire vertical son generalmente instaladas sobre el piso o sobre estantes. Se recomienda aislar, para esto el lugar donde será acentuada con una capa de caucho o material aislante que se extenderá hasta más allá de las dimensiones de la unidad.

El lugar correcto de ubicación del equipo juega un papel muy importante, para minimizar el ruido de la s unidades verticales se las construyen cuartos o closets.

Medidas adicionales para minimizar el ruido incluyen lo siguiente:

- Use un eliminador de ruido (sound baffle) en el retorno del aire, a través de la rejilla.
- Monte la unidad sobre caucho o una lámina de corcho.

## **2.4.7 CHEQUEO DEL SISTEMA**

Antes de completar la instalación (incluyendo la limpieza del sistema) de la manejadora de aire, se deben recordar una serie de parámetros a chequear:

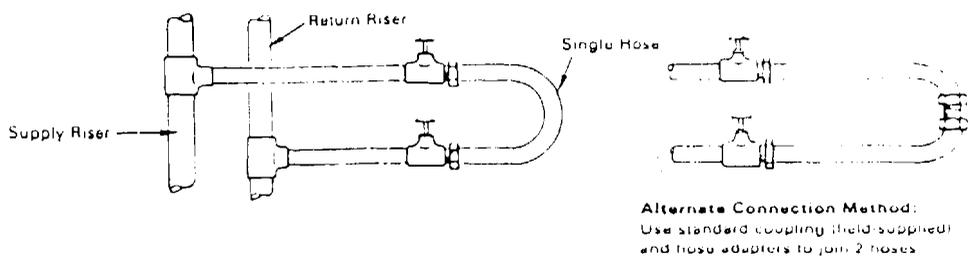
1. Voltaje: Deberá estar seguro que el voltaje utilizado cumple con las especificaciones técnicas para el compresor y motor ventilador.

2. Temperatura del agua: Debe estar en rango aceptable de tal forma que facilite el encendido de la unidad.
3. P.H. del agua: Debe existir un balance neutro(7.5 u 8.5), esto contribuye a un mayor tiempo de vida útil de las mangueras y tuberías.
4. Limpieza y vaciados de tuberías: Es el aspecto más importante, ya que con esto nos aseguramos que no entren partículas extrañas a la manejadora de aire.
5. Torre de enfriamiento: Es la encargada de extraer el exceso de calor, por lo que sus equipos deberán trabajar dentro de los rangos aceptables.
6. Flujo de agua: Las altas o bajas velocidades a parte de causar molestias, pueden ser erosivas a las tuberías de circulación
7. Filtro: Obsérvese que el filtro esté limpio, lo que ayuda a que el flujo de aire pase a través del serpentín de enfriamiento.
8. Ventilador: Rotar manualmente el ventilador, de tal forma que este lo haga libremente.

## **2.4.8 ARRANQUE DE LA UNIDAD**

### **2.4.8.a PREPARACION PARA ENCENDIDO DE LA UNIDAD**

Una vez instalado el sistema, las mangueras de alimentación deberán conectarse directamente a la tubería de retorno con el fin de eliminar toda la suciedad del interior de la tubería.



**FIGURA 2.4.8.a LIMPIEZA DE TUBERIAS**

Seguidamente procedemos a encender la bomba, hasta observar que el agua de retorno a la torre de enfriamiento regrese limpia. Luego de esto debemos drenar el agua de la torre de enfriamiento y remplazarla por agua limpia. Finalmente desconectamos las mangueras de la tubería y las conectamos a la manejadora de aire.

#### **2.4.8.b ENCENDIDO**

Para el encendido de la unidad debemos tomar en cuenta el siguiente procedimiento:

1. Ajustar todas las válvulas y dejarlas en posición totalmente abiertas (full open), excepto la de la bomba que deberá ser regulada al caudal de trabajo.
2. Poner en operación la unidad.
3. La temperatura del laboratorio deberá estar dentro de los límites normales (61-67 °F de bulbo húmedo), la temperatura del agua que entra a la unidad, normalmente deberá ser menor a 90 °F y no mayor a 95 °F. La tabla IV nos muestra los límites de operación.

**TABLA IV**  
**LIMITES DE OPERACIÓN**

Compresión	Mínimo	Normal	Máximo
Fuerza para abastecer voltage: (1)			
208-230/60/1	197	208-230	252
265/60/1	240	265	290
208-230/60/3	187	208-230	252
460/60/3	432	460	504
Ingreso de temperatura del aire: (2)			
Bulbo húmedo (enfriamiento)	57 F	61-67 F	75 F
Bulbo seco (calefacción)	50 F	65-75 F	80 F
Ingreso de temperatura del agua			
Enfriamiento	60 F	80-90 F	95 F
Calefacción	60 F	65-75 F	95 F
Ambiente circundante	40 F DB	65 F DB 67 F WD	70 F WD
Presión del agua excepto juego de mangueras	----	----	400 Psig

4. La línea de condensado deberá mantenerse limpia y con la elevación adecuada.

Es necesario equipar la unidad con un termostato de tal forma que se pueda ajustar el indicador de temperatura y poder revisar el aire frío entregado al cuarto a través de los difusores.

Si existe falla al operar deberá realizarse las siguientes operaciones:

1. Chequee que el voltaje y corriente estén de acuerdo con las especificaciones técnicas.
2. Revisar las conexiones en las terminaciones de los alambres.
3. Verifique la correcta conexión de la tubería de retorno y alimentación de la unidad.
4. Si el ventilador falla al operar, revisar que tenga el giro correcto y asegúrese de que se encuentre fijo al eje.

#### **2.4.9 MANTENIMIENTO**

Antes de dar mantenimiento a la unidad, desconecte el swicht, con el fin de prevenir daños o muerte a causa de descarga

eléctrica o en el contacto con partes móviles. Entre los principales aspectos a revisar tenemos:

- Revisión de filtros cada tres meses: Para esto se recomienda un horario regular de mantenimiento y la frecuencia de cambio de filtro depende del tiempo de operación de la unidad. Cuando se instale el nuevo filtro asegúrese de que se halla deslizado correctamente a través de las rieles.
- Lubrique el motor del ventilador anualmente con SAE-40.
- Realizar una inspección visual, prestando atención al ensamble de las mangueras, note si existen signos de deterioro o rajaduras.
- Las presiones de alta y baja deberán revisarse con manómetros, estas deben ajustarse a las establecidas.
- El drenaje del condensado deberá ser limpiado de impurezas. Si por algún motivo existe crecimiento de algas, deberá usarse un tratamiento químico previa consulta con los especialistas.

## **2.5 SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE**

### **2.5.1 FLUJO DE AIRE EN DUCTOS**

Los sistemas de distribución de aire (ductos y rejillas) deberán presentar las siguientes características:

- Una correcta distribución para mantener los niveles de confort de las áreas a climatizar.
- El dimensionamiento apropiado de los ductos previene condiciones extremas de velocidad y será esencial para mantener las presiones normales de operación junto con el circuito refrigerante. Si el ducto es muy pequeño la velocidad es alta, lo que trae como consecuencia alta pérdida por fricción y problemas de ruido. Si el ducto se encuentra sobredimensionado, cantidades excesivas de aire pueden ser entregadas por la unidad causando una mayor deshumidificación del área.
- Todos los ductos de suministro deberán estar debidamente aislados para evitar la condensación cuando tenemos temperaturas por debajo del punto de rocío del medio ambiente.
- Las juntas deberán estar debidamente selladas y las conexiones del ducto a la unidad se lo hará por medio de conexiones flexibles.

Una de las preocupaciones años atrás era el control de la velocidad y fricción en límites que no pasen de 1.000 cfm y 0.1pulg/100 pies de pérdida de fricción. La atención se centraba en mantener un nivel bajo de ruido y fricción.

En la actualidad esto ha cambiado con los diferentes métodos de diseño de ductos, sin embargo la fricción siempre será un problema cada vez que dupliquemos la velocidad en el ducto, la fricción aumentará cuatro veces, lo que implicaría seleccionar ventiladores con mayor potencia.

Cuando los ductos presentan cambio de dirección se divide el flujo de aire en varios ramales, adicionalmente se utiliza una serie de accesorios que provocan una pérdida de presión, las cuales deberán sumarse al resto de pérdidas que trataremos más adelante.

### 2.5.2 PRESIONES EN DUCTOS

En el flujo de aire a través de ductos encontramos tres presiones, estas son: Presión Total ( $P_T$ ), Presión Estática ( $P_E$ ) y Presión de Velocidad ( $P_V$ ).

La *Presión de Velocidad o Dinámica*, es la presión requerida para que el aire fluya a una determinada velocidad, esto es:

$$P_V = \rho V^2 / 2g_c, \text{ siendo: } \rho = 0.075 \text{ lb/pie}^3$$

$$g_c = 32.2 \text{ lbm*pie/lbf*seg}^2$$

$V$  = velocidad del aire en cfm

$P_V$  = dado en pulg. de agua

Así tenemos:

$$P_V = (V/4005)^2 \quad \text{EC. 2.1}$$

La *Presión Estática* que se manifiesta como la resistencia del ducto al aire y es usada para contrarrestar la caída de presión por fricción y turbulencia, esto es:

$$H_f = f L (P_V) / D \quad \text{EC. 2.2}$$

siendo:  $H_f$  = Presión estática, en pulgadas de agua

$f$  = Coeficiente de fricción por cada 100 pies de ducto

$P_V$  = Presión de velocidad, en pulgadas de agua

$D$  = Diámetro, en pulgadas

Los accesorios tales como: codos, expansiones, salidas, etc. provocan también una caída de presión, para estos casos las pérdidas las encontramos con la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdida} = C ( V/4005 )^2 \quad \text{EC. 2.3}$$

siendo:  $C$  = coeficiente de pérdida. Figura 2.5.2

La *Presión Total*, en cualquier sección perpendicular al flujo de aire, se define como la suma de la presión de velocidad más la presión estática.

$$P_T = P_V + P_E \quad \text{EC. 2.4}$$

TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS	LOSS COEFFICIENT		TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS	LOSS COEFFICIENT	
			$C_1$	$C_2$					
ABRUPT EXPANSION		$A_1/A_2$			ABRUPT CONTRACTION SQUARE EDGE		$A_2/A_1$	$C_2$	
		0.1	0.01	0.1			0.0	0.34	
		0.2	0.64	1.0			0.2	0.32	
		0.3	0.49	5			0.4	0.25	
		0.4	0.36	2.25			0.6	0.16	
		0.5	0.25	1.00			0.8	0.06	
		0.6	0.16	0.45					
		0.7	0.09	0.18					
		0.8	0.04	0.08					
		0.9	0.01	0.01					
GRADUAL EXPANSION		$\theta$	$C_T$		GRADUAL CONTRACTION		$\theta$		
		5°	0.17				30°	0.02	
		7°	0.22				45°	0.04	
		10°	0.28				60°	0.07	
		20°	0.45						
		30°	0.59						
40°	0.73								
ABRUPT EXIT		$A_1/A_2$	$A_1/A_2 \neq 0.0$	1.00	EQUAL AREA TRANSFORMATION		$A_1, A_2$	$C$	
							$\theta \leq 14^\circ$	0.15	
SQUARE EDGE ORIFICE EXIT		$A_0/A_1$	$C_0$		FLANGED ENTRANCE		$A = \infty$	$C$	
		0.0	2.50				$A = \infty$	0.34	
		0.2	2.44						
		0.4	2.28						
		0.6	1.98						
		0.8	1.54						
1.0	1.00								
BAR ACROSS DUCT		$E/D$	$C$		DUCT ENTRANCE		$A = \infty$	$C$	
		0.10	0.7				$A = \infty$	0.85	
		0.25	1.4						
		0.50	4.0						
PIPE ACROSS DUCT		$E/D$	$C$		FORMED ENTRANCE		$A = \infty$	$C$	
		0.10	0.20				$A = \infty$	0.03	
		0.25	0.55						
		0.50	2.0						
STREAM-LINED STRUT ACROSS DUCT		$E/D$	$C$		SQUARE EDGE ORIFICE ENTRANCE		$A_0/A_2$	$C_0$	
		0.10	0.07				0.0	2.50	
		0.25	0.23				0.2	1.90	
		0.50	0.90				0.4	1.39	
SQUARE EDGE ORIFICE IN DUCT		$A_1/A_2$	$C_0$		SQUARE EDGE ORIFICE IN DUCT		$A_0/A$	$C_0$	
		0.0	2.50				0.0	2.50	
		0.2	1.80				0.2	1.80	
		0.4	1.21				0.4	1.21	
		0.0	0.84				0.8	0.20	
0.8	0.20		1.0	0.0					

FIGURA 2.5.2 COEFICIENTES DE PERDIDAS DE FRICCIÓN

PARA ÁREAS VARIABLES

### 2.5.3 TIPO DE DUCTOS

Los ductos de aire pueden clasificarse en cuatro tipos de acuerdo a sus funciones para transportar el flujo, así tenemos:

- *Ductos de alimentación:* Son utilizados para suplir aire acondicionado a un espacio predeterminado.
- *Ducto de retorno:* El aire de un espacio acondicionado es retornado a la unidad.
- *Ducto de aire fresco:* Es utilizado para que el aire del exterior sea transportado hacia la unidad o un cuarto ventilado.
- *Ducto de escape o alivio:* Por medio de este se expulsa el aire de un espacio acondicionado o el aire contaminado de un área.

Cada uno de estos tipos de ductos pueden subdividirse en principales y ramales. Los ductos principales son aquellos que se conectan directamente al mando o retorno del ventilador manejando flujos grandes, mientras que los ramales o branch ducts son usados generalmente para conectarse a los terminales (rejillas, difusores, etc.).

## **2.5.4 PRINCIPALES CONSIDERACIONES EN DISEÑO DE DUCTOS**

Un sistema óptimo de ductos de aire transporta la cantidad necesaria de aire para acondicionamiento, recirculación y escape, teniendo en consideración los siguientes puntos:

- Un diseño apropiado según el área de ubicación.
- Balance de presiones mediante el cambio de dimensiones de los ductos y accesorios.
- Consideración de un nivel bajo de ruido.
- Instalación solamente de los dispositivos y accesorios necesarios.
- Optimización de costos y pérdida de energía.
- Aislamiento.

Teniendo en cuenta estas consideraciones se puede realizar el siguiente procedimiento para el diseño de ductos, siempre y cuando se haya determinado el volumen de aire para los espacios acondicionados:

- Determinación del material a usar, el cual depende del costo, calidad y requerimientos del proyecto.
- Realización de un diseño preliminar.
- Determinación de las medidas de los ramales.

- Determinación de las pérdidas.
- El volumen de aire será ajustado de acuerdo a la ganancia de calor en el ducto para cada suministro.
- Finalmente, volverá a medirse las secciones de los ductos, se calculará la pérdida debido a la presión total y se balanceará el flujo de aire para cada ramal.

### **2.5.5 METODO DE DISEÑO DE DUCTOS**

Los diferentes métodos de diseño de ductos han sido creados en función de los requerimientos de la velocidad del flujo, para lo cual se han dividido en dos grupos: los sistemas de baja velocidad y de alta velocidad.

Dentro de los sistemas de baja velocidad tenemos:

- Método de Igual Fricción.
- Método de Capacidad Balanceada.
- Método de Reducción de Velocidad o Dinámico.

Para los sistemas de alta velocidad tenemos:

- Método de Reganancia Estática.
- Método de Presión Total.
- Método de Velocidad Asumida.

A continuación resumiremos los métodos más importantes, utilizados en el diseño de ductos.

*Método de Igual Fricción:* Este método elimina la arbitrariedad de selección de velocidades, seleccionando la fricción de acuerdo a los requerimientos del sistema.

Una vez seleccionada la fricción, se la mantiene constante a través de todo el recorrido del ducto.

Es un método fácil pero inexacto, se lo recomienda utilizarlo solo en sistemas de baja velocidad y sin mucho recorrido en sus ductos.

Este método será revisado en el Capítulo III, en la aplicación del diseño de ductos para el laboratorio.

*Método Dinámico:* Este método es aplicado cuando el diseño presenta varias ramificaciones. Las velocidades son asumidas por experiencia, debiéndose tener en cuenta que si son mal asumidas implicará una caída de presión significativa, lo que se reflejará en el costo de los equipos.

*Método de Reganancia Estática:* Se lo utiliza para diseño de ductos donde existen varias ramificaciones conectadas a un solo ramal principal.

Consiste en dimensionar los ductos reduciendo sistemáticamente la velocidad del aire en la dirección del flujo, de tal forma que se aumenta la disposición de presión estática (reganancia) para sobreponer la caída de presión causada por la presión en la zona subsiguiente a la unión. De esta forma hay un aprovechamiento al máximo de la energía, lo que genera disminución en los costos.

La ecuación de Bernoulli explica el principio utilizado en este método:

$$P_1/g + V_1^2/2g_c = P_2/g + V_2^2/2g_c$$

$$(P_2 - P_1) / g = (V_1^2 - V_2^2) / 2g_c$$

La ecuación demuestra que existirá un incremento de 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 reganancia estática. Debido a la fricción la pérdida es menor a la indicada por la ecuación de Bernoulli, encontrándose la reganancia entre el 75% y 90% de lo indicado en dicha ecuación.

# Capítulo 3

## 3. TRANSMISION DE CALOR

### 3.1 FUENTES DE CARGA DE CALOR

La transmisión de calor entre dos cuerpos, dos materiales, dos regiones es el resultado de la diferencia de temperaturas. El diseño de un sistema de aire acondicionado debe incluir el análisis de la transferencia de calor entre el espacio acondicionado, su contenido y el medio que lo rodea, para poder determinar la carga de enfriamiento.

La carga de refrigeración viene de muchas fuentes de calor, una de estas es la conducción de calor por diferencia de temperaturas, el efecto del sol sobre techos, paredes y ventanas que es un calor radiante, la infiltración del aire, el calor sensible y latente, cargas suplementarias causadas por personas, motores, luces, etc.

### 3.1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVES DE PAREDES Y TUMBADO

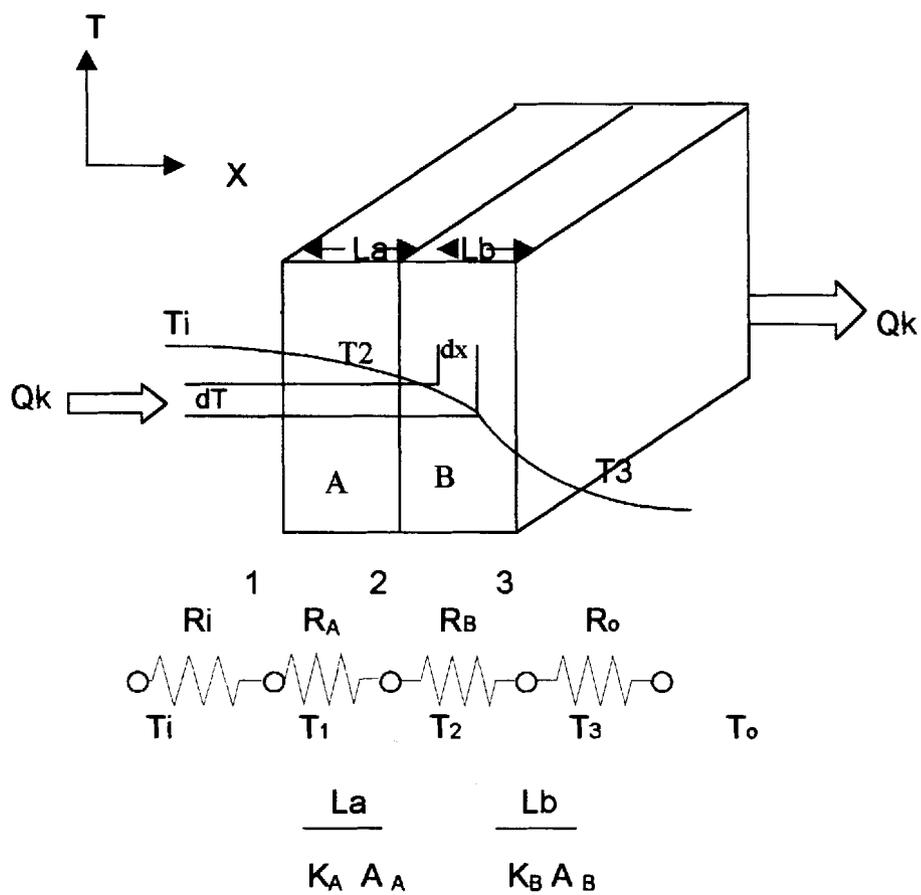
La ganancia de calor a través de paredes, pisos y tumbados varían con el tipo de construcción, el área expuesta a diferentes temperaturas, el tipo y espesor del aislamiento y la diferencia de temperaturas entre el espacio y el medio ambiente. La conductividad térmica varía directamente con el tiempo, área y diferencia de temperatura, por lo que la Ley de Fourier para la conducción de calor en estado estable nos da la siguiente relación:

$$q_k = K A \frac{dT}{dx} \qquad \text{EC. 3.1}$$

donde: K = Conductividad térmica, BTU/h ft °F

A = Área transversal, ft<sup>2</sup>

T = Temperatura, °F



**FIGURA 3.1.1 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION**

Para la transmisión de calor en estado estable a través de un plano compuesto por paredes, con un contacto térmico perfecto entre sus espesores, la transferencia de calor a través de cada sección viene dada por:

$$q_k = K_A A (T_2 - T_1) / L_A = K_B A (T_2 - T_3) / L_B \quad \text{EC. 3.2}$$

donde:  $L_A, L_B$  = Espesores de la pared, ft

$T_1, T_2, T_3$  = Temperaturas de las superficies, °F

$K_A, K_B$  = Conductividad térmica, BTU/h ft °F

La ecuación 3.2 puede ser escrita como:

$$q_k = K_A A / L_A (\Delta T) = \Delta T / R$$

$$R = L / K_A A, \text{ en } h F / BTU$$

Para simplificar la tarea de calcular la pérdida de calor, la industria ha desarrollado un término llamado *Resistencia Térmica* (R), el cual es la oposición al flujo de calor, bien sea en una pulgada de material o para un espesor específico, o un espacio de aire, una película o un conjunto completo. Un valor alto de R indica bajas ratas de flujo de calor.

La resistencia térmica de varios componentes puede expresarse como:

$R_T = R_1 + R_2 + \dots + R_n$ . El apéndice C nos ilustra algunos valores de R para materiales de construcción. Para listas extensas de R refiérase *al Handbook of Fundamental de ASHRAE*.

La cantidad real de transmisión de calor se calcula de la siguiente manera:

$$q = U \times A \times \Delta T; \text{ siendo } U = 1/R_T \quad \text{EC. 3.3}$$

donde:  $q$  = Transferencia de calor, BTU/h

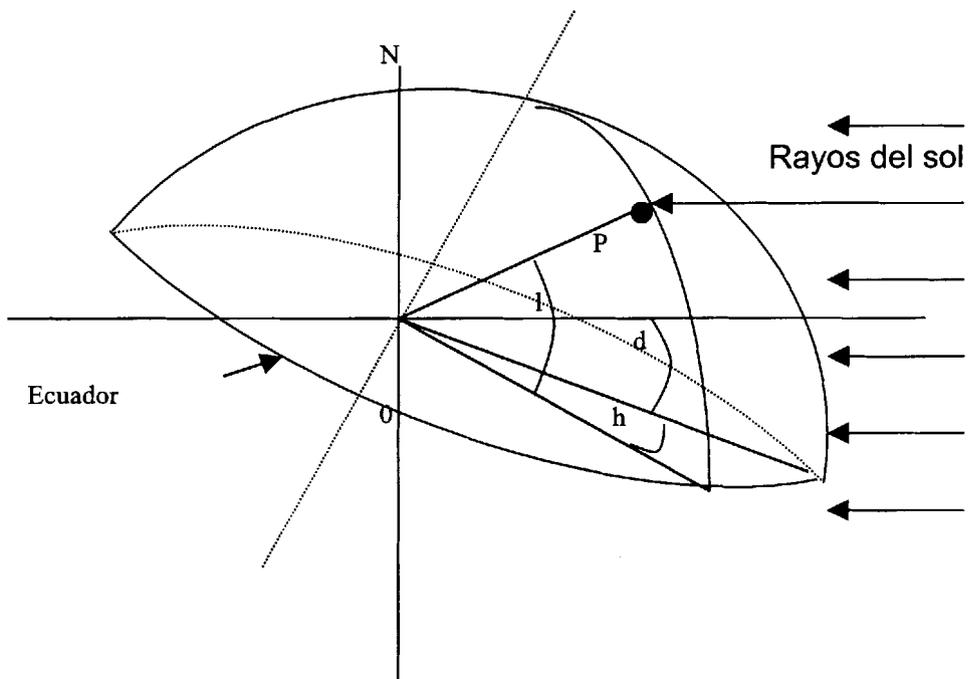
$U$  = Coeficiente global transferencia de calor, BTU/h ft<sup>2</sup> °F

$A$  = Area, ft<sup>2</sup>

$\Delta T$  = Diferencia de temperaturas, °F

### 3.1.2 ANGULOS SOLARES

Los ángulos solares básicos entre los rayos del sol una superficie específica, se muestran en la figura 3.1.2. De estos tres ángulos básicos, se hacen presentes otros ángulos derivado para cálculos de radiación solar los cuales podemos apreciar en la figura 3.1.2.a.



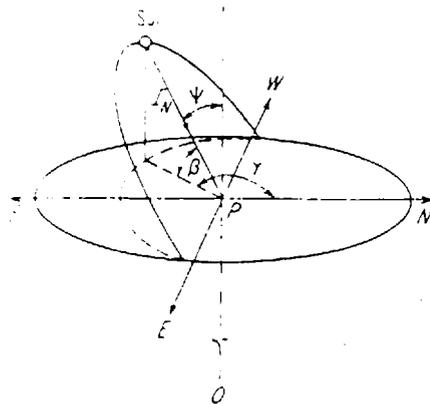
Donde: P = Punto de referencia

l = Ángulo de latitud

h = Ángulo horario

d = Ángulo de declinación del sol

**FIGURA 3.1.2 ANGULOS SOLARES BASICOS**



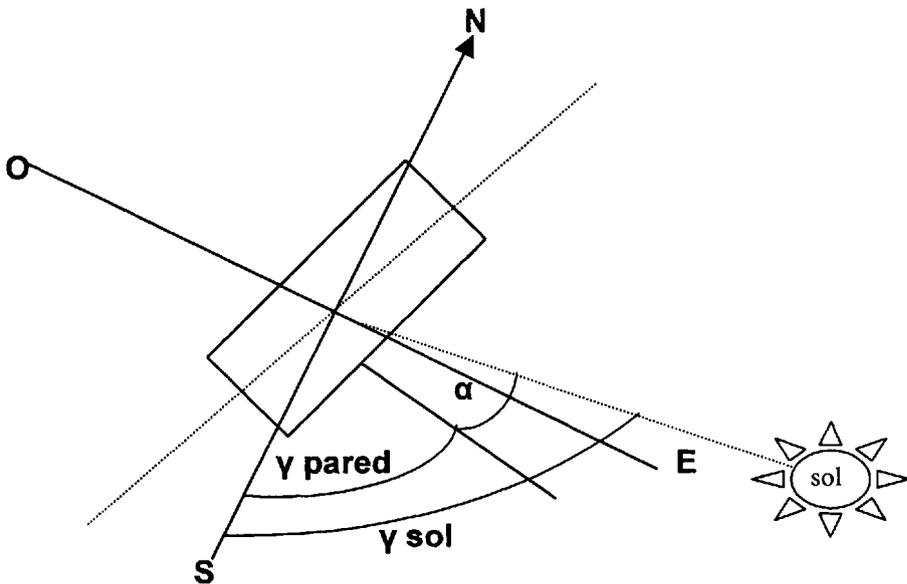
donde:  $\varphi$  = Angulo de cenit

$\beta$  = Angulo de altitud

$\gamma$  = Angulo de azimut

**FIGURA 3.1.2.a ANGULOS SOLARES DERIVADOS**

Y para superficies de orientación particular podemos ver la figura 3.1.2.b.



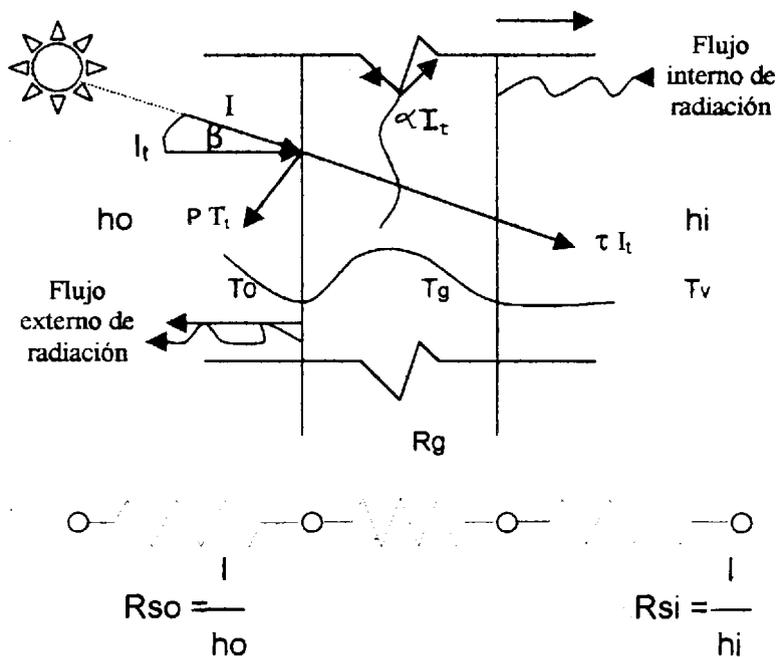
Donde:  $\theta$  = Angulo de incidencia

$\alpha$  = Angulo azimut sol-pared

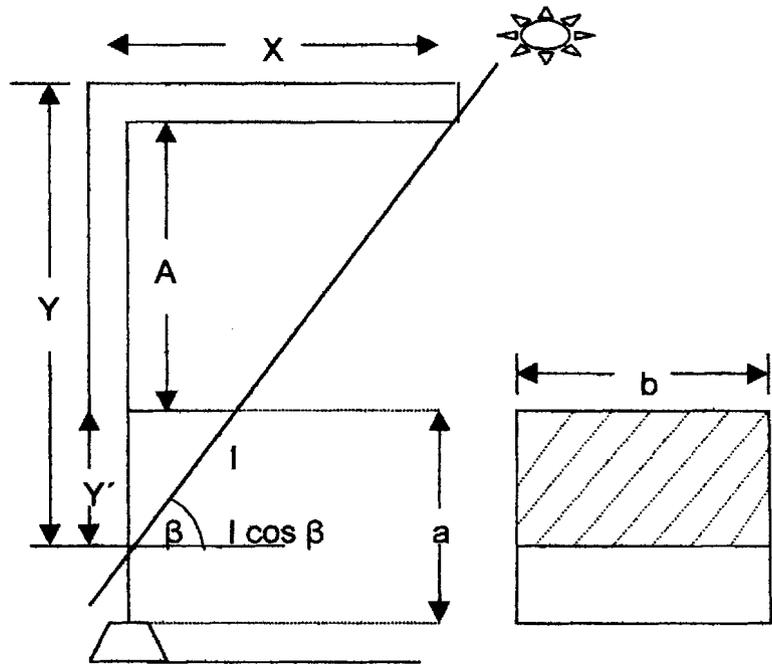
### FIGURA 3.1.2.b ANGULOS PARA UNA SUPERFICIE PARTICULAR

Para los países del hemisferio sur, el ángulo de azimut se lo mide contrario a las manecillas del reloj y a partir del sur. En apéndice D y apéndice E se muestran los ángulos de altitud y azimut para la ciudad de Guayaquil, así como también los valores de intensidad de radiación normal.





**FIGURA 3.1.3 TRANSFERENCIA DE CALOR  
A TRAVES DE VENTANAS**



$$Y = x \operatorname{tg} \beta$$

$$Y' = Y - A$$

$$A_s = Y' \times b$$

$$A_{\text{exp}} = A_t - A_s$$

Si  $Y'$  es mayor que el alto ( $a$ ) de la ventana, entonces la ventana esta a la sombra.

**FIGURA 3.1.3.a DETERMINACION DE AREAS EXPUESTAS  
O A LA SOMBRA**

### 3.1.4 CALOR GENERADO POR PERSONAS Y ALUMBRADO

La temperatura promedio del cuerpo humano depende del balance entre el calor producido y el calor perdido en el ambiente. La principal fuente de calor en el cuerpo humano es la oxidación de los alimentos.

El apéndice I muestra las tasas metabólicas de las personas en diferentes actividades, estos valores vienen dados en unidades MET. Una unidad MET es igual a  $18.4 \text{ BTU/h ft}^2$  ó  $50 \text{ W/m}^2$  de área de superficie del cuerpo humano promedio y que corresponde aproximadamente a  $400 \text{ BTU/h}$  ó  $117 \text{ W}$ .

Un hombre normal y sano de 20 años de edad tiene un máximo de capacidad energética de 12 MET, pudiendo casi mantener el 50% de este máximo en forma continua. Los niveles máximos para mujeres tienden a ser 30% menos que los del hombre, los atletas pueden tener un máximo de 20 MET.

Para las luces, simplemente su carga es calculada convirtiendo el vatiaje en BTU/H mediante el factor 3.41, sin embargo para las luces fluorescentes debe considerarse un 20% más de energía y esto es debido a la energía absorbida por el balastro.

Los equipos varios también contribuyen a aumentar la carga, entre estos tenemos: motores, equipos electrónicos,

electrodomésticos, etc.; en el apéndice J se puede apreciar los valores de ganancia de calor para estos equipos.

### **3.2 CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO**

La carga de enfriamiento es la razón a la cual la energía tiene que ser removida para mantener la temperatura y la humedad deseada. La carga de enfriamiento generalmente va a diferir de la Ganancia de Calor debido a que la radiación solar generalmente es absorbida por la estructura y aparecería coincidiendo en el espacio un poco tarde.

A continuación realizaremos el cálculo de carga del laboratorio de aire acondicionado, para esto tomamos como ayuda el apéndice K donde se encuentra los planos del laboratorio. Para esta operación deberemos contabilizar por separado el calor sensible y latente ya que las ganancias de calor por lo regular ocurren de la siguiente manera:

- Radiación solar
- Conducción de calor a través de paredes exteriores e interiores
- Calor generado por personas, luces y equipos
- Aire por infiltración y ventilación

### 3.2.1 CALCULO DE CARGA DEL LABORATORIO

Datos:

<u>AREAS</u>	<u>ORIENTACION</u>	<u>ft<sup>2</sup></u>	<u>MATERIAL</u>
Ventanas	SO	55.41	vidrio ordinario e = 1/8"
Madera	SO	215.73	prensada e = 1/4"
Pared lateral	NO	139.34	ladrillo rojo enlucido am-
Pared lateral	SO	139.34	bos lados e = 4" y 3/8"
Pared post.	NE	271.15	bloque de concreto e = 8"
Loza		286.64	enlucido ambos lados con
Piso		286.64	arena y cemento e = 5/8"

UBICACIÓN DEL LABORATORIO: 2.2° Latitud Sur  
79.8° Longitud Oeste

ELEVACION : 20 ft

PRESION BAROMETRICA : 29.9 in Hg

TEMPERATURA DE DISEÑO :  $T_{ODB} = 92^\circ F$   
 $T_{OWB} = 80^\circ F$   
 $T_{IDB} = 75^\circ F$

MES DE ANALISIS : Diciembre 12:00 Hrs

### GANANCIA SOLAR EN VENTANAS

Apéndice D:  $I_{DN} = 53$

$I_{DN} = 11$ , corregido por estar a la sombra

Apéndice G:  $F_v = 1$ , para vidrio ordinario

Apéndice H:  $U_v = 1.06 \text{ BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$

$$G_v = I_{DN} \times A_v \times F_{\text{vidrio}} + U_v \times \Delta T \times A_v \quad \text{EC. 3.4}$$

$$G_v = 11 \times 55.41 \times 1 + 1.06 (92 - 75) 55.41$$

$$G_v = 2,217.50 \text{ BTU/h}$$

### CALCULO DE CARGA EN PANELES DE MADERA

	RESISTENCIA (R)
	(h ft $^\circ\text{F}$ /BTU)
1. Superficie exterior (viento moderado)	0.17
2. Panel de madera prensada	2.38
3. Superficie interior	0.68
TOTAL RESISTENCIA	3.23

$$U = 1/R = 0.31 \text{ BTU/h ft }^\circ\text{F}$$

$$q_M = U \times A_M \times \Delta T = 0.31 \times 215.73 \times (92 - 75)$$

$$q_M = 1,136.89 \text{ BTU/h}$$

## CALCULO DE CARGA EN PAREDES

### PARED POSTERIOR:

	RESISTENCIA (R)
	(h ft °F/BTU)
1. Bloque de cemento enlucido ambos lados	3.33
2. Superficie interior	0.68
<b>TOTAL RESISTENCIA</b>	<b>4.01</b>

$$U = 1/R = 0.25 \text{ BTU/h ft } ^\circ\text{F}$$

$$q_{NE} = U \times A_P \times \Delta T_{EQ} = 0.25 \times 271.15 \times (20.1)$$

$$q_{NE} = \mathbf{1,362.53 \text{ BTU/h}}$$

### PARED LATERAL N.O.:

	RESISTENCIA (R)
	(h ft °F/BTU)
1. Superficie exterior (aire moderado)	0.17
2. Ladrillo enlucido ambos lados	2.38
3. Superficie interior (aire en movimiento)	0.68
<b>TOTAL RESISTENCIA</b>	<b>3.55</b>

$$U = 1/R = 0.28 \text{ BTU/h ft } ^\circ\text{F}$$

$$q_{NO} = U \times A_P \times \Delta T_{EQ} = 0.28 \times 139.34 \times (13.75)$$

$$q_{NO} = \mathbf{526.70 \text{ BTU/h}}$$

PARED LATERAL S.E.:

$$q_{SE} = U \times A_P \times \Delta T_{EQ} = 0.28 \times 139.34 \times (18)$$

$$q_{SE} = 702.27 \text{ BTU/h}$$

PISO:

	RESISTENCIA (R) (h ft °F/BTU)
1. Bloque de concreto enlucido ambos lados	3.33
2. Superficie interior	0.68
TOTAL RESISTENCIA	4.01

$$U = 1/R = 0.25 \text{ BTU/h ft } ^\circ\text{F}$$

$q_{PISO} = U \times A_{piso} \times \Delta T_{EQ} = 0.25 \times 286.64 \times (4.6)$ , asumimos techo sombreado.

$$q_{PISO} = 329.63 \text{ BTU/h}$$

LOZA:

	RESISTENCIA (R) (h ft °F/BTU)
1. Superficie exterior (aire en movimiento)	0.68
2. Bloque de concreto enlucido ambos lados	3.33

3. Superficie interior (aire en movimiento)	0.68
<b>TOTAL RESISTENCIA</b>	<b>5.37</b>

$$U = 1/R = 0.18 \text{ BTU/h ft } ^\circ\text{F}$$

$$q_{\text{LOZA}} = U \times A_{\text{LOZA}} \times \Delta T_{\text{EQ}} = 0.18 \times 286.64 \times (4.6)$$

$$\mathbf{q_{\text{LOZA}} = 237.33 \text{ BTU/h}}$$

**CARGA GENERADA POR PERSONAS Y LUCES:**

$$\# \text{ Personas} = 10$$

Calor generado por personas en una actividad modera =  
450BTU/h

$$q_{\text{PERSONAS}} = 10 \times 450$$

$$\mathbf{q_{\text{PERSONAS}} = 4,500 \text{ BTU/h}}$$

Calor generado por 8 fluorescentes de 40 W cada una:

$$q_{\text{LUCES}} = (8 \times 40\text{W}) \times 1.25 \times 3.41$$

$$\mathbf{q_{\text{LUCES}} = 1,364.2 \text{ BTU/h}}$$

Los resultados se observan en la tabla V.

**TABLA V**  
**CARGAS CORRESPONDIENTES A LAS DIFERENTES**  
**AREAS DEL LABORATORIO**

<b>ESTRUCTURA</b>	<b>CARGA (BTU/h)</b>
Ventanas	2,217.50
Paneles de madera	1,136.89
Pared posterior	1,362.53
Pared lateral N.O	526.7
Pared lateral S.E	702.27
Piso	329.63
Loza	237.33
<b>TOTAL</b>	<b>6,512.85</b>

<b>PERSONAS - LUCES</b>	<b>CARGA (BTU/h)</b>
Calor generado por personas	4,500.00
Calor generado por fluorescentes	1,364.20
<b>TOTAL</b>	<b>5,864.20</b>

### **3.3 CALCULO DE DUCTOS**

Hacemos referencia al método de Igual Fricción descrito en el capítulo II y que es el más usado para la determinación de dimensiones en ductos, para espacios donde se requieran bajas velocidades.

A diferencia de los cálculos comunes donde se parte de los requerimientos exigidos por el tipo de construcción, ventilación, etc.; nosotros lo realizaremos conociendo el volumen de aire y capacidad de la manejadora Climate Master.

El diseño de los ductos será hecho de acuerdo las diferentes prácticas que los estudiantes puedan realizar en el laboratorio y que se analizarán más detenidamente en el capítulo V.

Así tenemos, que vamos a requerir una toma de aire exterior y otra interior, las cuales irán a lo largo del ducto de retorno. Para el ducto de suministro construiremos una línea con dos ramales de tal forma de distribuir los 2.000 CFM uniformemente. Adicionalmente uniremos el ducto de suministro y retorno para formar un by-pass con sus respectivos dampers.

### **CALCULO**

Utilizaremos el ductulador de *LENNOX*, asumiendo el 0.1 de fricción por pie de longitud de ducto.

### **RETORNO:**

- Ducto de 1.25 metros de longitud y de 24" x 24" siguiendo las dimensiones del retorno.
- Dos rejillas de 24" x 24".
- Dos dampers de 24" x 24"

### **SUMINISTRO:**

- Ducto exterior E de 2 metros de longitud y de 12" x 24" para manejar un volumen de aire de 2.000 CFM.

- Ducto F de dos metros de longitud y de 10" x 18" para un manejo de 1300 CFM y un damper de las mismas dimensiones.
- Ducto G de 4.5 metros de longitud y de 8" x 16" para un manejo de 650 CFM, con un ramal de igual 16" x 8" que maneja 650 CFM y rejilla de 16" x 16".
- Ducto H de 1.5 metros de longitud y de 10" x 14" para 700 CFM y rejilla de 20" x 8".
- Ducto C o de by-pass de dos metros de longitud y de 14" x 20" con capacidad para recircular 2.000 CFM.

# Capítulo 4

## 4. TEORIA

### 4.1 CONCEPTOS GENERALES

Dentro del campo profesional se hace muy importante conocer las bases que soportan la extensa aplicación de los conocimientos sobre el acondicionamiento de aire.

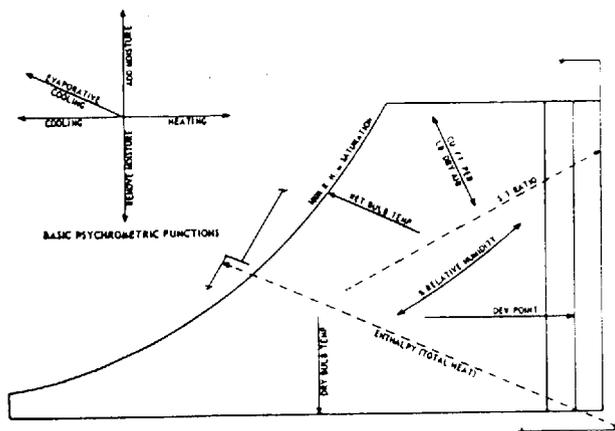
El buen manejo de la información y un conocimiento profundo del tema nos permite planificar las diferentes obras que se puedan realizar; todo esto con la ayuda de técnicos que con entrenamiento, experiencia y sobre todo con la supervisión, forman el complemento para alcanzar el éxito.

#### 4.1.1 SICROMETRIA

La sicrometría es el estudio de las propiedades termodinámicas del aire, es muy utilizada para ilustrar y analizar las

características de varios procesos y ciclos del aire acondicionado.

Una de las grandes ayudas que presenta son las cartas psicrométricas, que nos proveen representaciones gráficas de las propiedades termodinámicas del aire acondicionado. La figura 4.1.1 muestra una carta psicrométrica simplificada, donde la temperatura ( $T$ ), entalpía ( $h$ ) y humedad relativa ( $\Phi$ ) son coordenadas básicas. Esta carta es publicada por la ASHRAE y es a más usada en la industria.



**FIGURA 4.1.1 CARTA PSICROMETRICA SIMPLIFICADA**

En la carta se pueden graficar 7 propiedades termodinámicas del aire, estas son:

1. Entalpía ( $h$ ) en Btu/lb aire seco.

2. Humedad relativa ( $\Phi$ ).
3. Temperatura de bulbo seco ( $T_d$ ) en °F.
4. Temperatura de bulbo húmedo ( $T_w$ ) en °F.
5. Temperatura del punto de rocío ( $T^*$ ) en °F.
6. Volumen específico ( $v$ ) en  $\text{pies}^3/\text{lb}_{\text{aire seco}}$ .
7. Relación de humedad ( $\omega$ ) en  $\text{lbm}_{\text{vapor de agua}}/\text{lb}_{\text{aire seco}}$ , ó granos de mezcla/ $\text{lb}_{\text{aire seco}}$ , siendo una  $\text{lbm}_{\text{agua}} = 7.000$  granos.

Los diferentes procesos que se puedan representar serán analizados en el capítulo V.

#### 4.1.2 ECUACION DEL GAS IDEAL EN ESTADO ESTABLE

Siendo el vapor de agua más ligero que el aire, este sufre variaciones dependiendo del tiempo y lugar, altitud, etc., que influyen directamente en sus propiedades. La ecuación del Gas Ideal en estado estable nos da la pauta para estudiar las relaciones de sus propiedades termodinámicas, así tenemos:

$$p v = R T_R \qquad \text{EC. 4.1}$$

siendo  $v = V/m$

$R = R/M$ , tenemos:

$$p V = (m R T_R)/M$$

$$m = (M p V) / RT_R$$

**EC. 4.2**

La constante del gas ( R ) para el aire seco y vapor de agua es la siguiente:

$$R_a = R/M_a = 1,545.32 / 28.965 = 53.352 \text{ (lbf-pie) / (lbm-}^\circ\text{R)}$$

$$R_v = R/M_v = 1,545.32 / 18.015 = 85.78 \text{ (lbf-pie) / (lbm-}^\circ\text{R)}$$

Estos valores se han obtenido con base a los estándares determinados por la U.S STANDARD ATMOSPHERE, es decir:

- Aceleración y gravedad constante a 32.174 pie/seg<sup>2</sup> ó 9.807 m/seg<sup>2</sup>.
- Temperatura a nivel del mar de 59 °F ó 15 °C.
- Presión atmosférica a nivel del mar 29.921 pulgadas de Hg ó 101.039 Kpa.
- La atmósfera consiste de aire seco y se comporta como un gas perfecto.

Otras de las leyes que rigen las mezclas de gases perfectos es la de GIBBS-DALTON, la cual indica que en una mezcla de gases ocupando un volumen determinado y una temperatura determinada, la presión total de la mezcla es igual a la suma de las presiones parciales de los constituyentes de dicha mezcla.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_i = \sum_i P_i$$

Para el aire:

$$P = P_{N_2} + P_{O_2} + P_{CO_2} + P_A + P_v$$

donde la presión del aire es la sumatoria de las presiones parciales de sus componentes:

$$P_a = P_{N_2} + P_{O_2} + P_{CO_2} + P_A$$

Finalmente la presión atmosférica queda definida como la presión del aire mas la presión del vapor de agua:

$$P_{at} = P_a + P_v \qquad \text{EC. 4.3}$$

La Ley de Dalton también se extiende a las relaciones existentes de energía interna ( $U_m$ ), entalpía ( $h$ ) y entropía ( $S$ ) de los gases de una mezcla al igual que la ley de GIBBS-DALTON:

$$M_m U_m = M_1 U_1 + M_2 U_2 + \dots$$

$$M_m h_m = M_1 h_1 + M_2 h_2 + \dots$$

$$M_m S_m = M_1 S_1 + M_2 S_2 + \dots$$

#### 4.1.3 RELACION DE HUMEDAD

La Relación de Humedad ( $\omega$ ) del aire húmedo, nos indica la cantidad de agua en el aire seco y puede ser calculada como la

relación de la masa de vapor de agua sobre la masa de aire seco contenido en una mezcla de aire húmedo.

$$\omega = m_v / m_a \quad \text{EC. 4.4}$$

Asumiendo que el aire seco y vapor de agua ocupan el mismo volumen a igual temperatura, podemos aplicar la ecuación para un Gas Ideal, por lo que la Ley de Dalton se expresaría de la siguiente manera:

$\omega = m_v / m_a$  , reemplazando en esta ecuación la ecuación 4.2, tenemos:

$$\omega = (P_v V R_a T_R) / (P_a V R_v T_R)$$

$$\omega = 0.62198 (P_v / P_a)$$

$$\omega = 0.62198 P_v / (P_{at} - P_v) \quad \text{EC. 4.5}$$

#### 4.1.4 HUMEDAD RELATIVA

La Humedad Relativa ( $\phi$ ) del aire húmedo, se define como la fracción molar de vapor de agua sobre la fracción molar de saturación de la mezcla a la misma presión y temperatura.

$$\phi = (X_v / X_{vs}) \Big|_{P,T} \quad \text{EC. 4.6}$$

$$\phi = (P_v / P_{vs}) \Big|_{P,T}$$

$$\phi = (P_v / P_s) \Big|_{P,T} \quad \text{EC. 4.7}$$

La presión del vapor de agua de una mezcla de aire saturado ( $P_{vs}$ ) es función de la presión y temperatura, la cual es levemente diferente a la presión de saturación del vapor de agua ( $P_s$ ) el cual es función solamente de la temperatura, por lo que la diferencia es pequeña y generalmente se ignora. Sustituyendo la  $P_v$  en la ec. 4.5 tenemos:

$$\omega = 0.62198 \phi P_s / P_a$$

$$\phi = \omega P_a / (0.62198 P_s) \quad \text{EC. 4.8}$$

#### 4.1.5 GRADO DE SATURACION

El Grado de Saturación ( $\mu$ ) es definido como la relación de humedad del aire húmedo sobre la relación de humedad de una mezcla saturada a la misma presión y temperatura.

$$\mu = (\omega / \omega_s) \Big|_{P,T} \quad \text{EC. 4.9}$$

## 4.2 PROPIEDADES DEL AIRE

El aire al igual que el resto de elementos que componen la naturaleza, presenta una serie de propiedades que lo hacen tener ciertas características especiales que hacen interesante su estudio. Así tenemos:

**Entalpía.-** La variación de entalpía para un gas ideal a presión constante, puede definirse como:

$$\Delta h = C_p ( T_2 - T_1 ) \quad \text{EC. 4.10}$$

donde:  $C_p$  = Calor específico en Btu/lb °F.

$T_1-T_2$  = Temperaturas de un gas ideal entre dos puntos.

Siendo el aire una mezcla de aire seco más vapor de agua, la entalpía de este aire puede ser calculada como:

$$h = h_a + h_v \quad \text{EC. 4.11}$$

donde:  $h_a$  = entalpía del aire seco.

$h_v$  = entalpía del vapor de agua.

Para este tipo de cálculos necesitamos asumir lo siguiente:

- El aire se comporta como un gas ideal, haciéndose válida la Ley de Gibbs-Dalton.
- La entalpía para el aire seco es igual a cero a 0° F.
- La entalpía del vapor de agua saturado a 0° F es 1,061 Btu/lb.
- Todo el vapor de agua contenido en el aire húmedo se vaporiza a 0° F.
- La cantidad de aire seco en el aire húmedo debe ser igual a 1 lb.

Basados en todas estas asunciones, la entalpía de aire seco puede ser calculada como:

$$h = h_a + \omega h_v \quad \text{EC. 4.12}$$

siendo:  $h_a = C_{p_a} T$ ,

$$= 0.240 T$$

donde:  $C_{p_a}$  = Calor específico del aire seco a presión constante.

$T$  = Temperatura del aire seco.

La entalpía del vapor de agua a presión constante se la puede expresar como:

$$h_v = h_g + C_{p_v} T$$

Donde:

$h_g$  = Entalpía del vapor de agua saturado a 0° F.

$C_{p_v}$  = Calor específico del vapor de agua a presión constante, en un rango específico de temperatura de 0° – 100° F esta variable tiene un valor de 0.444 Btu / lb-°F.

Por lo tanto la entalpía del aire húmedo puede ser evaluada como:

$$h = C_{p_a} T + \omega(h_g + C_{p_v} T)$$

$$h = 0.240 T + \omega (1,061 + 0.444 T) \quad \text{EC. 4.13}$$

Otras de las propiedades es el volumen y la densidad y se expresan:

$$v = V / m_a \quad \text{EC. 4.14}$$

$$\rho_a = 1 / v \quad \text{EC. 4.15}$$

donde:  $V$  = Volumen total de la mezcla.

$m_a$  = Masa del aire seco.

### 4.2.1 CALOR SENSIBLE Y CALOR LATENTE

El *Calor Sensible* es la energía relacionada con el cambio de temperatura de bulbo seco, que al momento de añadirse provoca un aumento de temperatura, sin variación en la cantidad de vapor de agua o relación de humedad; en otras palabras, es la cantidad de calor seco expresado en Btu/lb.

$$q_s = m_a (h_2 - h_1)$$

$$= C_p (T_2 - T_1)$$

donde:  $C_p = C_{p_a} + \omega C_{p_v}$

En la ecuación 4.16 la primera expresión del segundo miembro es el  $q_s$ .

El *Calor Latente de Vaporización* es el calor requerido para evaporar la humedad que contiene una cantidad específica de aire húmedo, esta evaporación ocurre a la temperatura de bulbo húmedo. En la ecuación 4.16 la segunda expresión del segundo miembro denota el calor latente.

$$h = (C_{p_a} + \omega C_{p_v}) T + \omega h_g \quad \text{EC. 4.16}$$

### 4.2.2 DENSIDAD

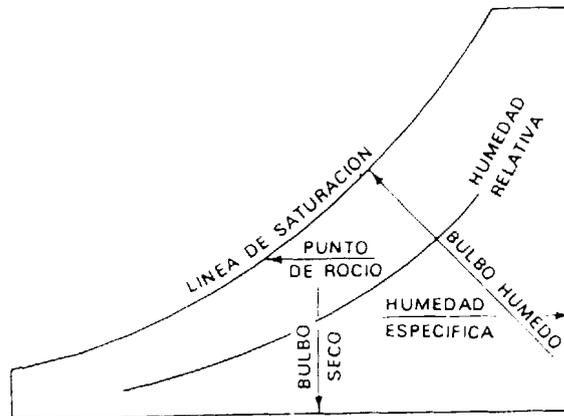
La entalpía y relación de humedad se encuentran relacionados con la unidad de masa del aire seco sobre el volumen total de la

mezcla. Esta expresión está dada en las ecuaciones 4.14 y 4.15.

### 4.2.3 PUNTO DE ROCIO

La *Temperatura del Punto de Rocío* ( $T_d$ ), es la temperatura de saturación a la cual se produce la condensación del vapor de agua contenido en el aire, a la misma presión atmosférica y relación de humedad. Así tenemos:

$$\omega_s \mid_{P,T} = \omega$$



**FIGURA 4.2.3 TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO  
CARTA SICROMETRICA SIMPLIFICADA**

### 4.3 TEMPERATURA DE BULBO SECO Y TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

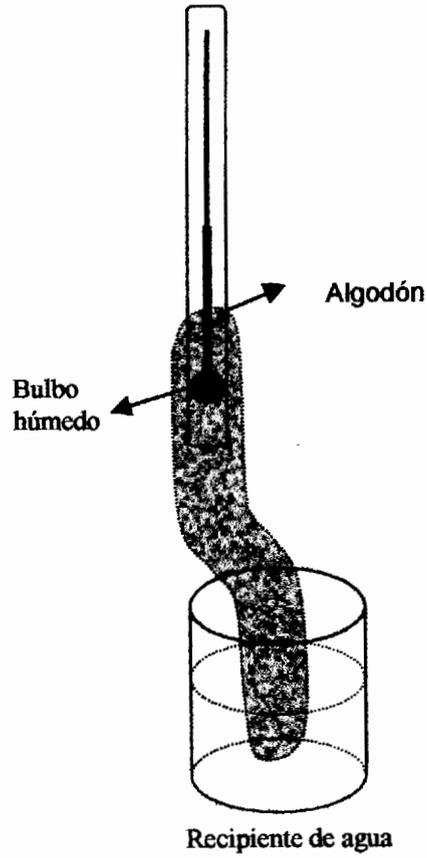
La *Temperatura de Bulbo Seco* ( $T_{DB}$ ) del aire es la indicada por un termómetro ordinario, llamado termómetro de bulbo seco, mientras que el contenido de humedad del aire se indica por la sensación de sequedad o pegajosidad. Esta humedad se refiere al agua evaporada en el aire y para esto utilizamos un termómetro de bulbo húmedo (Figura 4.3), que consiste en un termómetro ordinario al cual se le ha colocado una gasa o algodón sobre el bulbo.

Haciendo circular aire por la gasa húmeda, la humedad de esta se empieza a evaporar hasta que exista un equilibrio con la humedad contenida en el aire, en donde no habrá más evaporación.

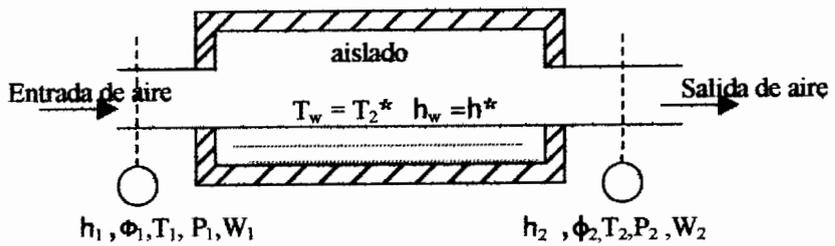
#### 4.3.1 PROCESO DE SATURACION ADIABATICA

Un proceso de *Saturación Adiabática* es de flujo constante y a presión total constante, que se da en un volumen de control y en el cual no existe transmisión de calor.

El aire inicialmente a una temperatura  $T_1$ , humedad absoluta y presión, fluye sobre una superficie con agua en un túnel de longitud infinita y bien aislado (Figura 4.3.1), de modo que hay tiempo suficiente para que el aire y el agua alcancen el equilibrio entre sí a la temperatura de saturación adiabática.



**FIGURA 4.3 TERMOMETRO DE BULBO HUMEDO**



**FIGURA 4.3.1 SATURADOR ADIABATICO**

El aire que pasa a través del líquido origina que este se evapore hasta que el aire contenga el vapor del líquido en estado de saturación.

Llamemos 1 a la sección de entrada y 2 a la salida, en una operación de estado estable el líquido está a una temperatura de saturación adiabática ( $T^*$ ), 100% de humedad relativa. En el interior del túnel se produce una interacción entre el aire y el líquido, en la que la entalpía o calor latente de evaporación que proviene del aire sirve para evaporar el líquido.

Si asumimos que este dispositivo opera con un flujo estable, el balance de energía puede ser expresado como sigue a continuación:

$$h_1 + \omega_1 h_{v1} + (\omega s_2^* - \omega_1) h^* = h_2^* + \omega s_2^* h_{v2}^* \quad \text{EC. 4.13}$$

$$\text{siendo } h_1 = C_{p_a} T_1$$

$$\omega_1 (h_{v1} - h^*) = C_{p_a} (T_2^* - T_1) + \omega s_2^* (h_{v2}^* - h^*)$$

$$\text{siendo: } h^* = h_f$$

$$h_{v2}^* = h_g$$

La entalpía de evaporación esta dada por:

$$h_{fg} = h_g - h_f$$

$$\omega_1 (h_{v1} - h_f) = C_{p_a} (T_2^* - T_1) + \omega s_2^* h_{fg}$$

$$\omega_1 = [\text{Cp}_a (T_2^* - T_1) + \omega_{s2}^* h_{fg}] / (h_{v1} - h_f) \quad \text{EC. 4.14}$$

$$\text{siendo: } \omega_{s2}^* = 0.6219 P_{v2} / (P_2 - P_{v2})$$

$$\text{donde: } P_2 = P_{at}$$

$$P_{v2} = P_{s2} \text{ a } T_2^*,$$

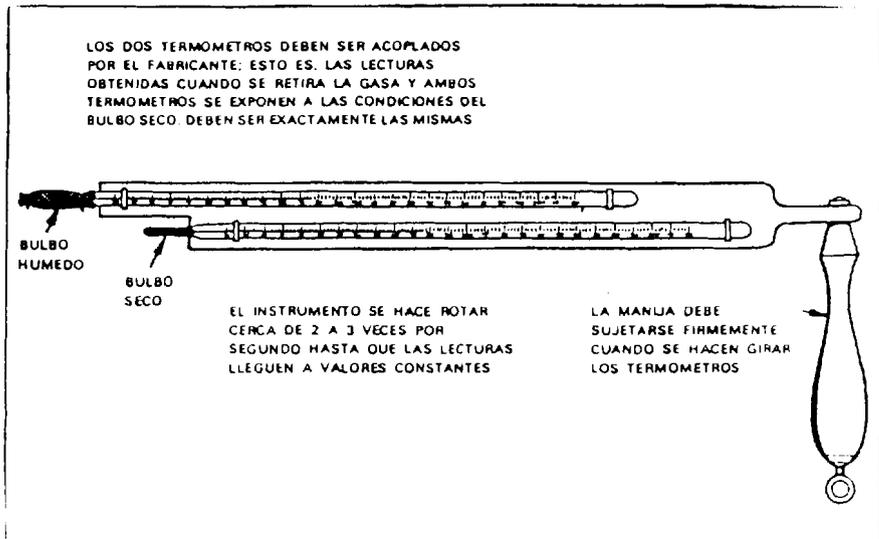
$h_{fg}$  depende solo de  $T_2^*$ , la  $h_{v1}$  es función de  $T_1$  y  $h_f$  es función de  $T_2^*$ .

### 4.3.2 SICROMETRO

El sicrómetro es un instrumento que nos permite determinar la humedad relativa del aire, consiste en dos termómetros. El bulbo de un termómetro siempre se mantiene seco y la temperatura censada se denomina temperatura de bulbo seco; el segundo termómetro tiene un bulbo envuelto por una gasa de algodón húmedo y censa la temperatura de bulbo húmedo. Entre las clases de sicrómetros tenemos los de *Volteo* y de *Aspiración*.

*El sicrómetro de volteo* consiste en un eje sobre el cual se hace girar 3 veces por segundo durante un minuto aproximadamente (depende de la habilidad del técnico) los termómetros, de tal forma que el flujo de aire pase a través de sus bulbos, hasta que sus lecturas de se mantengan constantes (figura 4.3.2). Si las lecturas de los termómetros de

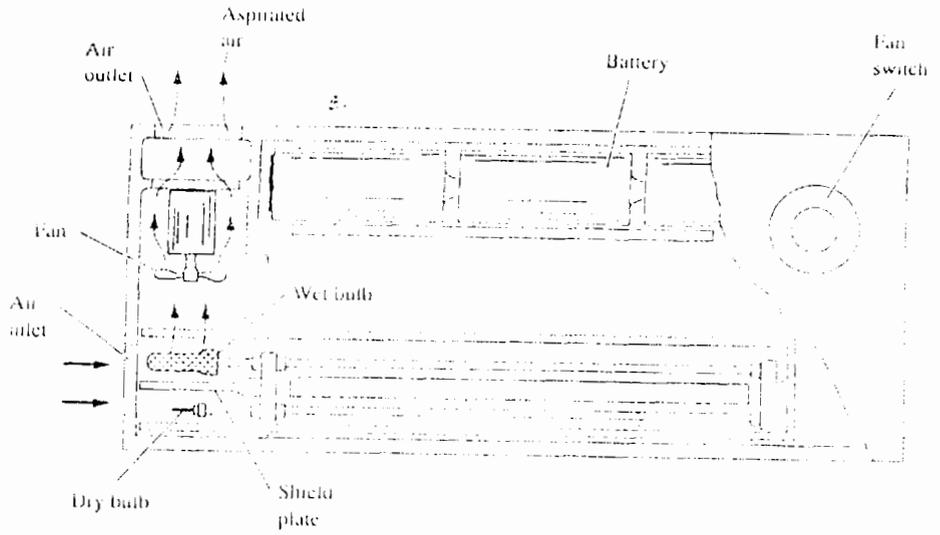
bulbo seco y húmedo son iguales, entonces la humedad relativa del medio es el 100%; la diferencia existente entre las lecturas se llama *depresión de bulbo húmedo* y mediante la tabla VI se puede establecer la humedad relativa del medio.



**FIGURA 4.3.2 SICROMETRO DE VOLTEO**

El sicrómetro de aspiración (Figura 4.3.2.a) utiliza un pequeño motor ventilador que produce una corriente de aire.

Tanto el bulbo seco como el húmedo se encuentran en compartimentos separados y aislados de la radiación del medio ambiente.



**FIGURA 4.3.2.a SICROMETRO DE ASPIRACION**

BH Depresión

temp.  
BS

	1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30			
32	90	79	69	60	50	41	31	22	13	4																								
36	91	82	73	65	56	48	39	31	23	14	6																							
40	92	84	76	68	61	53	46	38	31	23	16	9	2																					
44	93	85	78	71	64	57	51	44	37	31	24	18	12	5																				
48	93	87	80	73	67	60	54	48	42	36	34	25	19	14	8																			
52	94	88	81	75	69	63	58	52	46	41	36	30	25	20	15	10	6	0																
56	94	88	82	77	71	66	61	55	50	45	40	35	34	26	24	17	12	8	4															
60	94	89	84	78	73	68	63	58	53	49	44	40	35	31	27	22	18	14	6	2														
64	95	90	85	79	75	70	66	61	56	52	48	43	39	35	34	27	23	20	16	12	9													
68	95	90	85	81	76	72	67	63	59	55	51	47	43	39	35	31	28	24	21	17	14													
72	95	91	86	82	78	73	69	65	61	57	53	49	46	42	39	35	32	28	25	22	19													
76	96	91	87	83	78	74	70	67	63	59	55	52	48	45	42	38	35	32	29	26	23													
80	96	91	87	83	79	76	72	68	64	61	57	54	54	47	44	41	38	35	32	29	27	24	21	18	16	13	11	8	6	1				
84	96	92	88	84	80	77	73	70	66	63	59	56	53	50	47	44	41	38	35	32	30	27	25	22	20	17	15	12	10	8				
88	96	92	88	85	81	78	74	71	57	64	61	58	55	52	49	46	43	41	38	35	33	30	28	25	23	21	18	16	14	12				
92	96	92	89	85	82	78	75	72	69	65	62	59	57	54	51	48	45	43	40	38	35	33	30	28	26	24	22	19	17	15				
96	96	93	89	86	82	79	76	73	70	67	74	61	58	55	53	50	47	45	42	40	37	35	33	31	29	26	24	22	20	18				
100	96	93	90	86	83	80	77	74	71	68	65	62	59	57	54	52	49	47	44	42	40	37	35	33	31	29	27	25	23	21				
104	97	93	90	87	84	80	77	74	71	69	66	63	61	58	56	53	51	48	46	44	41	39	37	35	33	31	29	27	25	24				
108	97	93	90	87	84	81	78	75	72	70	67	64	62	59	57	54	52	50	47	45	43	41	39	37	35	33	31	29	28	26				

TABLA VI  
HUMEDAD RELATIVA

# Capítulo 5

## 6. GUIA DE PRUEBAS EXPERIMENTALES

### 5.1 OBJETIVO

La elaboración de esta guía es proporcionar al estudiante un conocimiento básico y general de los diferentes procesos que pueden ser aplicados al acondicionamiento de aire.

Esta guía se encuentra acompañada de ilustraciones y tablas de cálculo para las diferentes pruebas aplicables en el laboratorio, donde el estudiante tomará conciencia y se dará cuenta que está aprendiendo cosas relativas a su profesión. Junto a esto se muestra la infraestructura y los diferentes componentes del laboratorio, tales como: tuberías, ductos, termómetros, manejadora de aire, instrumentación, etc. ; que serán motivo de análisis ya que toda la teoría necesita ser verificada en la práctica.

## **5.2 PROCESOS SICROMETRICOS CLASICOS**

Tendremos la oportunidad de demostrar los cambios en las propiedades termodinámicas del aire, así como también la transferencia de energía y masa entre el aire y un medio, que puede ser: refrigerante, agua o humedad del aire.

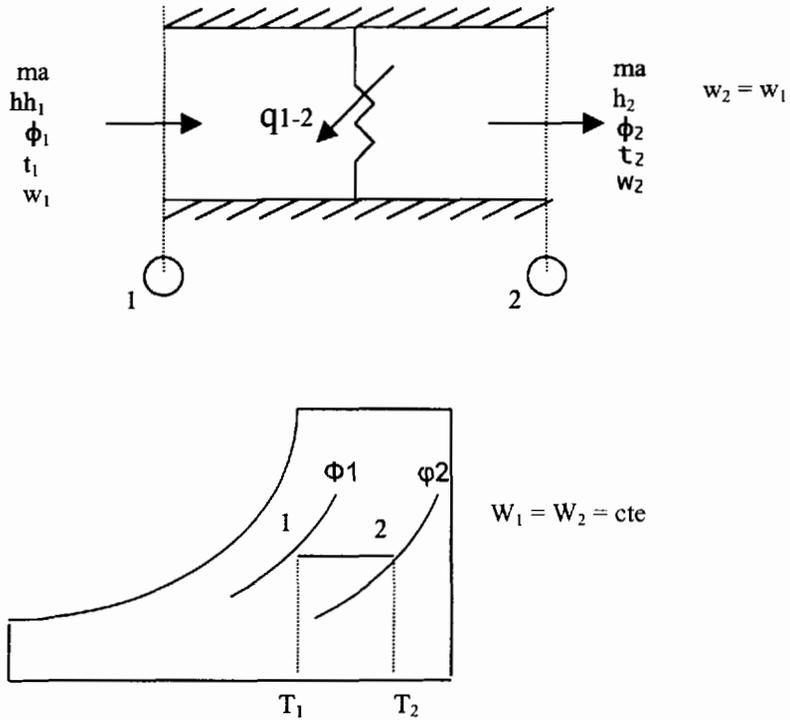
El balance de energía y conservación de masa son leyes básicas para el análisis y cálculos de los cambios de las propiedades termodinámicas en los procesos de acondicionamiento de aire.

### **5.2.1 CALOR SENSIBLE**

Es el calor que al añadirse provoca un aumento de temperatura sin cambio de humedad. Este proceso se da generalmente en los intercambiadores de calor.

El proceso de enfriamiento sensible es similar, con la diferencia que el calor es transmitido desde el aire al intercambiador.

La figura 5.2.1 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Sicrométrica.



**FIGURA 5.2.1 CALOR SENSIBLE Y REPRESENTACION GRAFICA DEL PROCESO**

Bajo condiciones de flujo en estado estable, el balance de energía queda de la siguiente manera:

$$q_{1-2} = m_a h_1 - m_a h_2$$

$$q_{1-2} = m_a (h_2 - h_1)$$

**EC. 5.1**

Se puede obtener  $h_1$  y  $h_2$  directamente de la carta sicrométrica. Como el aire ha sido asumido como un gas perfecto, la ecuación 5.1 puede expresarse como:

$$q_s = m_a C_p (T_2 - T_1)$$

**EC. 5.2**

siendo:  $C_p = C_{p_a} + \omega C_{p_v}$

$$C_p = 0.24$$

$$m = \rho Q$$

$$= (1 / V) Q$$

$$= Q / V \text{ (lbm}_a\text{/min)}$$

### 5.2.2 ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

Cuando se enfría el aire por debajo de su temperatura del punto de rocío, el vapor de agua se condensa. Este fenómeno ocurre en los evaporadores cuando la temperatura del refrigerante está por debajo de la temperatura del punto de rocío del aire, igual ocurre en los ductos de aire acondicionado mal aislados, cuando una corriente fría con temperatura por debajo del punto de rocío de la temperatura del área aclimatada circula por estos.

Este proceso involucra la transferencia de calor sensible y latente, el primero es asociado con la disminución de la temperatura de bulbo seco y el segundo con la disminución de la relación de humedad.

El proceso y gráfica lo podemos apreciar la figura 5.2.2



combinando las ecuaciones 5.3 y 5.4, tenemos:

$$q_T = m_a(h_2 - h_1) - m_a(\omega_1 - \omega_2)h_w \quad \text{EC. 5.5}$$

siendo:  $q_s = h_a - h_2 = m_a(h_2 - h_1)$

$$q_l = h_1 - h_a = m_a(\omega_1 - \omega_2)h_w ,$$

donde  $h_w = h_{fg}$

$$q_T = h_2 - h_1 = q_s + q_l$$

Cuando el enfriamiento sensible es combinado con deshumidificación, el aire sigue la pendiente hacia la izquierda la misma que depende de la cantidad de calor sensible y calor latente. Esta pendiente ha sido llamada SFH (*The Sensible Heat Factor*) ó Factor de Calor Sensible.

Si no existe cambio en la relación de humedad, entonces el SFH es igual a uno (SFH = 1.0) y su gráfica es una línea horizontal.

El SFH se expresa como:

$$\text{SFH} = q_s / q_s + q_l$$

Siendo:  $q_s = 1.08 \text{ CFM } \Delta T$

$$q_l = 4.5 \text{ CFM } \Delta h$$

$$\text{SFH} = 0.2445 \Delta T / \Delta h \quad \text{EC. 5.6}$$

### 5.2.3 CALENTAMIENTO CON HUMIDIFICACION

El proceso de calentamiento y humidificación consiste en añadir vapor de agua al aire, el cual incrementa su humedad. Esta operación puede realizarse inyectando vapor, por spray o algún dispositivo atomizador.

Las figura 5.2.3 nos indica el proceso y su representación gráfica en la carta sicrométrica.

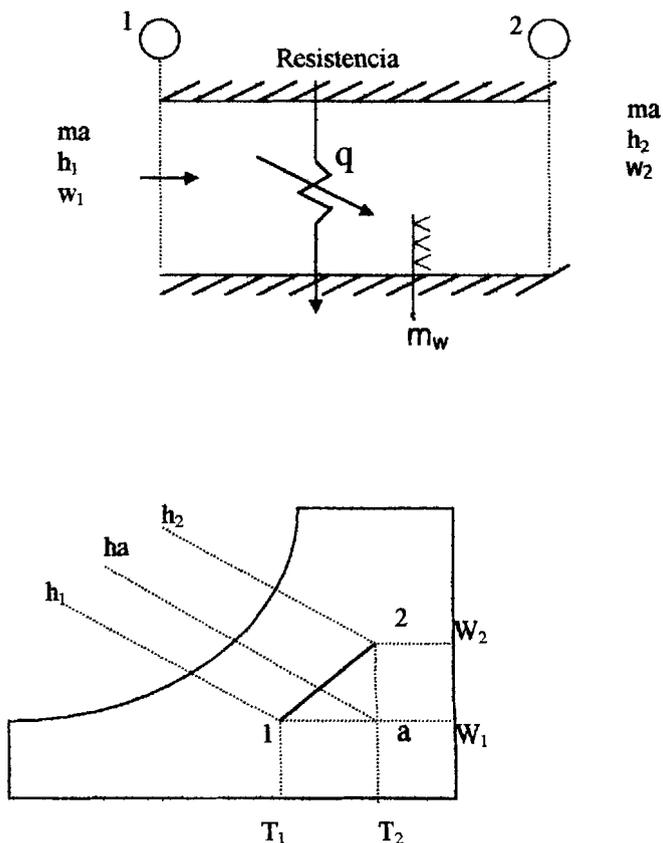


FIGURA 5.2.3 PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION

Balance de energía:

$$m_a h_1 + q + m_w h_w = m_a h_2 \quad \text{EC. 5.7}$$

Balance de masa para el agua está dado por:

$$m_a \omega_1 - m_w = m_a \omega_2 \quad \text{EC. 5.8}$$

Combinando las ecuaciones 5-6 y 5-7, tenemos:

$$m_a h_1 + q_{1-2} + (m_a \omega_2 - m_a \omega_1) h_w = m_a h_2$$

$$m_a (h_2 - h_1) + m_a (\omega_2 - \omega_1) h_w = q_{1-2}$$

$$q_{1-2} = m_a [(h_2 - h_1) + (\omega_2 - \omega_1) h_w] \quad \text{EC. 5.9}$$

#### 5.2.4 MEZCLA ADIABATICA DE DOS CORRIENTES DE AIRE

Las mezclas de aire son utilizadas para mantener la humedad deseada, disminuir el  $\Delta T$  y no tener aire tan frío en el área acondicionada.

La figura 5.2.4 muestra el proceso y la representación gráfica del mismo.

Balance de energía:

$$m_a h_1 + m_{a2} h_2 = m_{a3} h_3 \quad \text{EC. 5.10}$$

Balance de masa del aire:

$$m_{a3} = m_{a1} + m_{a2} \quad \text{EC. 5.11}$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_{a3}\omega_3 = m_{a1}\omega_1 + m_{a2}\omega_2 \quad \text{EC. 5.12}$$

reemplazando la ecuación 5-11 en la 5-12 tenemos:

$$(m_{a1} + m_{a2}) \omega_3 = m_{a1}\omega_1 + m_{a2}\omega_2$$

$$m_{a1}(\omega_3 - \omega_1) = m_{a2}(\omega_3 - \omega_2)$$

$$(m_{a1} / m_{a2}) = (\omega_2 - \omega_3) / (\omega_3 - \omega_1)$$

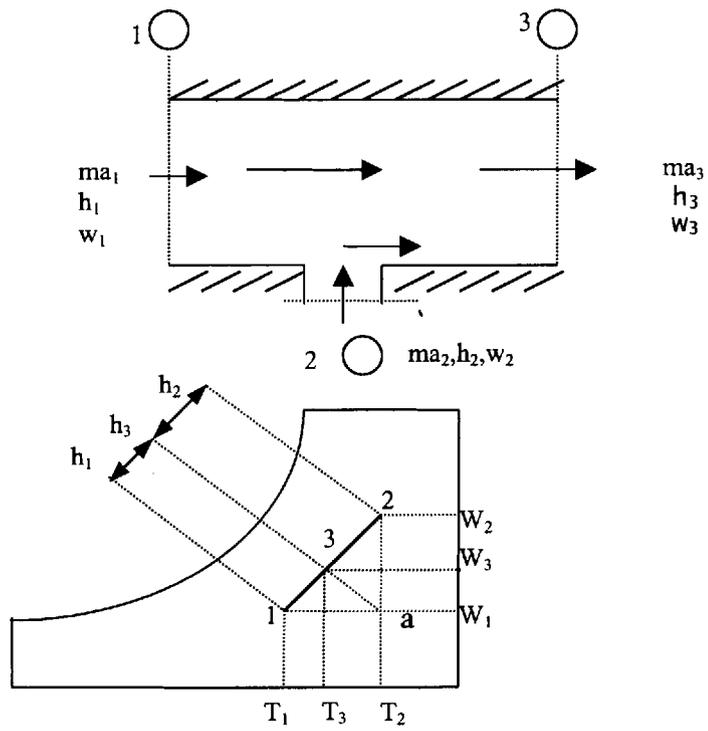
reemplazando la ecuación 5-11 en 5-10, tenemos:

$$m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2 + (m_{a1} + m_{a2})h_3$$

$$(m_{a1} / m_{a2}) = (h_3 - h_2) / (h_1 - h_3)$$

luego tenemos:

$$(m_{a1}/m_{a2}) = (\omega_2 - \omega_3)/(\omega_3 - \omega_1) = (h_3 - h_2)/(h_1 - h_3) \quad \text{EC. 5.13}$$



**FIGURA 5.2.4 MEZCLA ADIABATICA DE DOS CORRIENTES DE AIRE**

## 5.3 PRUEBAS EXPERIMENTALES

### 5.3.1 ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

#### OBJETIVO:

- Determinar la temperatura de confort ( $T_i$ ) acorde a la capacidad del equipo con relación al área climatizada.
- Determinar la masa del condensado ( $m_w$ ).
- Determinar la energía del condensado ( $q$ ), mediante un balance de energía.

#### DATOS:

- Caudal (CFM).
- Temperatura de bulbo seco ( $T_{oDB}$ ) y bulbo húmedo ( $T_{oWB}$ ) del medio.
- Humedad relativa del serpentín ( $\phi_s$ ).
- Temperatura del condensado o punto del rocío ( $T_d$ ).

#### PROCEDIMIENTO:

- Con el sigrómetro se toma lectura de la temperatura de bulbo seco y húmedo del medio.
- Asumimos una humedad relativa a la salida del serpentín.
- Cerramos los dampers A y C, dejando abierto B y D.
- Ponemos en funcionamiento el equipo.

- Cuando tengamos una temperatura de confort deseada en el laboratorio, procedemos a leer la temperatura del serpentín ( $T_s$ ).
- Procedemos a realizar los cálculos en la tabla VII y la representación gráfica en la carta psicrométrica.

Esta práctica podemos realizarla de igual manera, variando el caudal o las temperaturas del laboratorio.

### **5.3.2 AIRE ACONDICIONADO CON RECIRCULACION MAS AIRE EXTERIOR.**

#### **OBJETIVO:**

- Determinar la masa de aire en el laboratorio ( $m_{aA}$ ) y caudal ( $CFM_A$ ).
- Determinar la masa de aire exterior ( $m_{aO}$ ).
- Determinar la masa de aire a la salida del serpentín ( $m_{aC}$ ).
- Determinar la temperatura del aire antes del serpentín ( $T_E$ ).
- Determinar el calor absorbido en el laboratorio.

#### **DATOS:**

- Capacidad del equipo ( $q_t$ ).
- Caudal de aire del equipo ( $CFM_t$ ).
- Temperatura del bulbo seco y húmedo del medio.

- Temperatura del serpentín ( $T_s$ ).

#### **PROCEDIMIENTO:**

- Fijamos una temperatura de climatización del laboratorio.
- Se fija un porcentaje del caudal del aire exterior.
- Cerramos el damper C, abrimos A, B y D en los porcentajes requeridos.
- Ponemos en funcionamiento el equipo.
- Cuando el sicrómetro indique la temperatura deseada, tomamos lectura de la temperatura del serpentín y salida de los difusores.
- Procedemos a realizar los cálculos en la tabla VIII y su representación gráfica en la carta sicrométrica.

### **5.3.3 BY-PASS DEL AIRE DE SUMINISTRO**

#### **OBJETIVO:**

- Determinar la masa del aire de by-pass y la masa de aire en el serpentín.
- Determinar el factor de calor sensible (SFH).
- Determinar la temperatura de la mezcla ( $T_E$ ).
- Determinar la masa de aire enfriada y deshumidificada.
- Determinar la carga total de enfriamiento ( $q_t$ ).

**DATOS:**

- Caudal de aire del equipo (CFMt).
- Caudal de aire de by-pass (CFMby-pass).
- Temperatura de bulbo seco y húmedo del laboratorio ( $T_C$ ).
- Humedad relativa del serpentín ( $\phi_S$ ).
- Temperatura del serpentín ( $T_S$ ).

**PROCEDIMIENTO:**

- Fijamos una temperatura de climatización del laboratorio.
- Fijamos un caudal constante.
- Con el sicrómetro tomamos la lectura de la temperatura de bulbo seco y húmedo del medio.
- Asumimos una relación de humedad para el serpentín.
- Abrimos los dampers A, B y D, cerramos C.
- Ponemos en funcionamiento el equipo.
- Cuando el sicrómetro nos indique la temperatura deseada en el laboratorio, tomamos lectura de la temperatura del serpentín.
- Procedemos a realizar los cálculos en la tabla IX y la gráfica en la carta sicrométrica.

### 5.3.4 BY-PAS DE AIRE DE SUMINISTRO MAS AIRE EXTERIOR

#### OBJETIVO:

- Determinar el factor de calor sensible (SFH).
- Determinar la temperatura de la mezcla al entrar al laboratorio ( $T_C$ ) y su masa ( $m_{aC}$ ).
- Determinar la temperatura de la mezcla antes del serpentín de enfriamiento ( $T_E$ ).
- Determinar el caudal de aire enfriado (CFM<sub>enf.</sub>) y el caudal de aire de by-pass (CFM<sub>by-pass</sub>).
- Determinar el calor absorbido por el cuarto ( $q_c$ ).

#### DATOS:

- Capacidad del equipo ( $q_t$ ).
- Caudal del equipo (CFM<sub>t</sub>).
- Porcentaje de aire de retorno ( $\%_R$ ) y porcentaje de aire exterior ( $\%_o$ ).
- Temperatura de bulbo seco y húmedo del medio.
- Temperatura de confort del cuarto ( $T_C$ ).

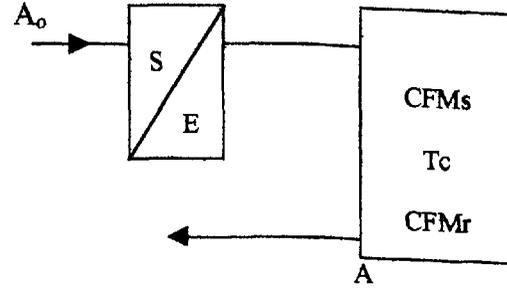
#### PROCEDIMIENTO:

- Fijamos una temperatura de climatización del laboratorio.
- Se fija un caudal constante en la manejadora de aire.
- Fijamos un porcentaje de entrada de aire exterior.

- Cerramos el damper D al 50%, abrimos el C y los dampers A y B en el porcentaje deseado.
- Con el sicrómetro tomamos lectura de la temperatura de bulbo seco y húmedo del medio.
- Ponemos en funcionamiento el equipo.
- Cuando tengamos la temperatura deseada, tomamos lectura de la temperatura del serpentín y la salida de los difusores.
- Procedemos a realizar los cálculos en la tabla X y su representación gráfica en la carta sicrométrica.

CFMtotal		
T <sub>DB</sub>		
T <sub>WB</sub>		
T <sub>DBs</sub>		
T <sub>WBs</sub>		
T <sub>s</sub>	57.2	51.8
φ <sub>s</sub>	84	83
T <sub>d</sub>	60.8	60.8
V <sub>i</sub>	13.58	13.58
W <sub>i</sub>	0.0114	0.0114
h <sub>i</sub>	29.2	29.2
h <sub>s</sub>	23.3	19.6
W <sub>s</sub>	0.009	0.0074
W <sub>c</sub>	0.0164	0.0164
h <sub>w</sub>	28.88	28.88

CFMtotal		
T <sub>DB</sub>		
T <sub>WB</sub>		
T <sub>DBs</sub>		
T <sub>WBs</sub>		
T <sub>s</sub>	57.2	65.4
φ <sub>s</sub>	84	84
T <sub>d</sub>	60.8	57.2
V <sub>i</sub>	13.58	13.52
W <sub>i</sub>	0.0114	0.0100
h <sub>i</sub>	29.2	27.2
h <sub>s</sub>	23.3	22.4
W <sub>s</sub>	0.009	0.0084
W <sub>c</sub>	0.0164	0.0164
h <sub>w</sub>	28.88	26.28



$$\begin{aligned}
 mac &= CFM \times 60 / V_c & mw &= mac(W_o - W_s) \\
 mas &= mac & q &= mac(h_i - h_s) - ma h_w
 \end{aligned}$$

**CAUDAL VARIABLE / TEMPERATURAS CONSTANTES**

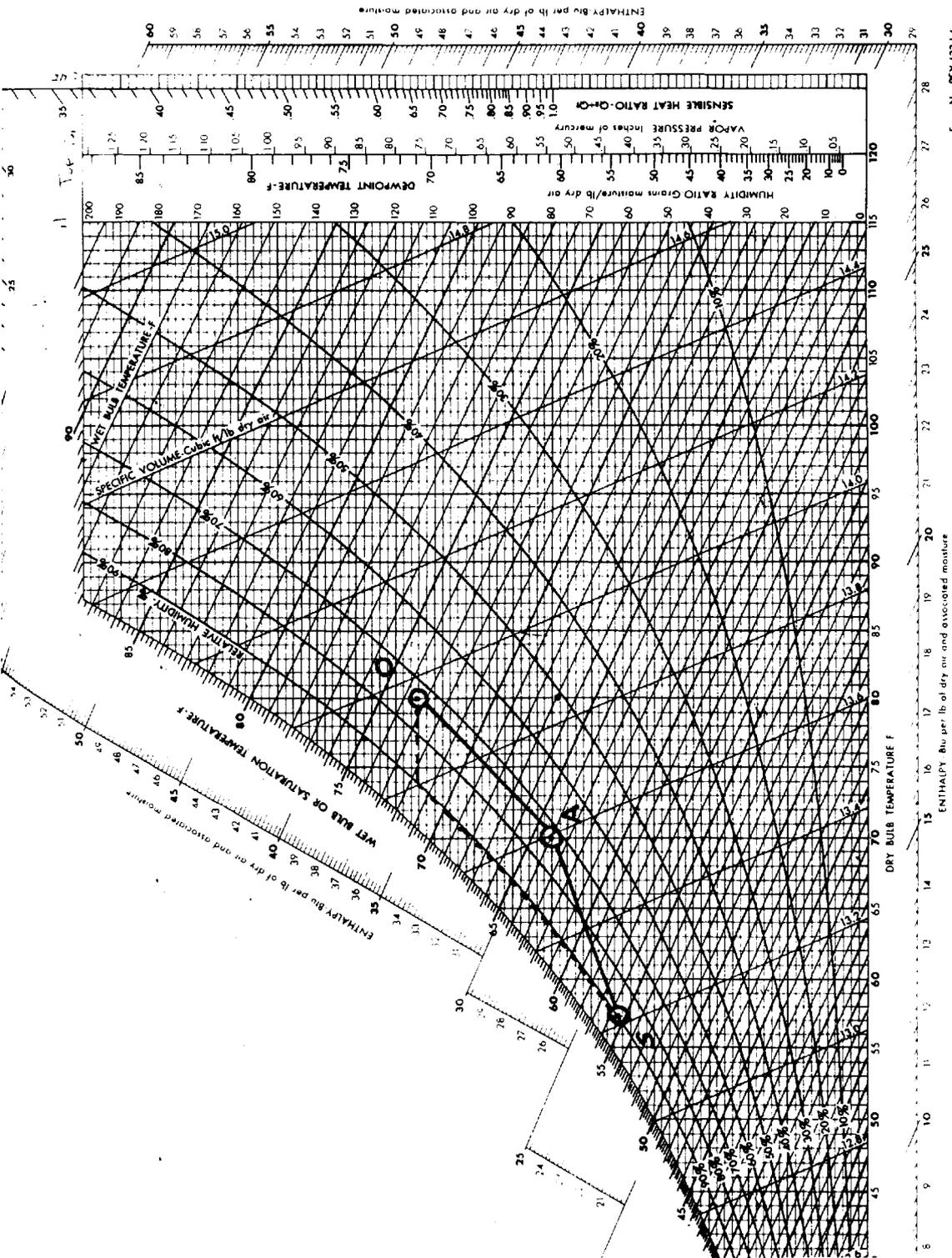
CAUDAL	T <sub>DB</sub>	T <sub>s</sub>	T <sub>d</sub>	V <sub>i</sub>	h <sub>i</sub>	W <sub>i</sub>	h <sub>s</sub>	W <sub>s</sub>	h <sub>w</sub>	ma	mw	q	q
pie <sup>3</sup> /min	°F	°F	°F	pie <sup>3</sup> /lbm	BTU/Hr	lbm <sub>a</sub> /lbm <sub>agua</sub>	BTU/lbm	lbm <sub>a</sub> /lbm <sub>agua</sub>	BTU/lbm	lbm/h	lbm/h	BTU/Hr	TN
										8,837	65.39	50,247	4.19
										8,627	59.65	61,900	5.16

**CAUDAL CONSTANTE / TEMPERATURAS VARIABLES**

CAUDAL	T <sub>DB</sub>	T <sub>s</sub>	T <sub>d</sub>	V <sub>i</sub>	h <sub>i</sub>	W <sub>i</sub>	h <sub>s</sub>	W <sub>s</sub>	h <sub>w</sub>	ma	mw	q	q
pie <sup>3</sup> /min	°F	°F	°F	pie <sup>3</sup> /lbm	BTU/Hr	lbm <sub>a</sub> /lbm <sub>agua</sub>	BTU/lbm	lbm <sub>a</sub> /lbm <sub>agua</sub>	BTU/Hr	lbm/h	lbm/h	BTU/Hr	TN
										8,837	65.39	50,247	4.19
										8,876	71.01	40,738	3.39

ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

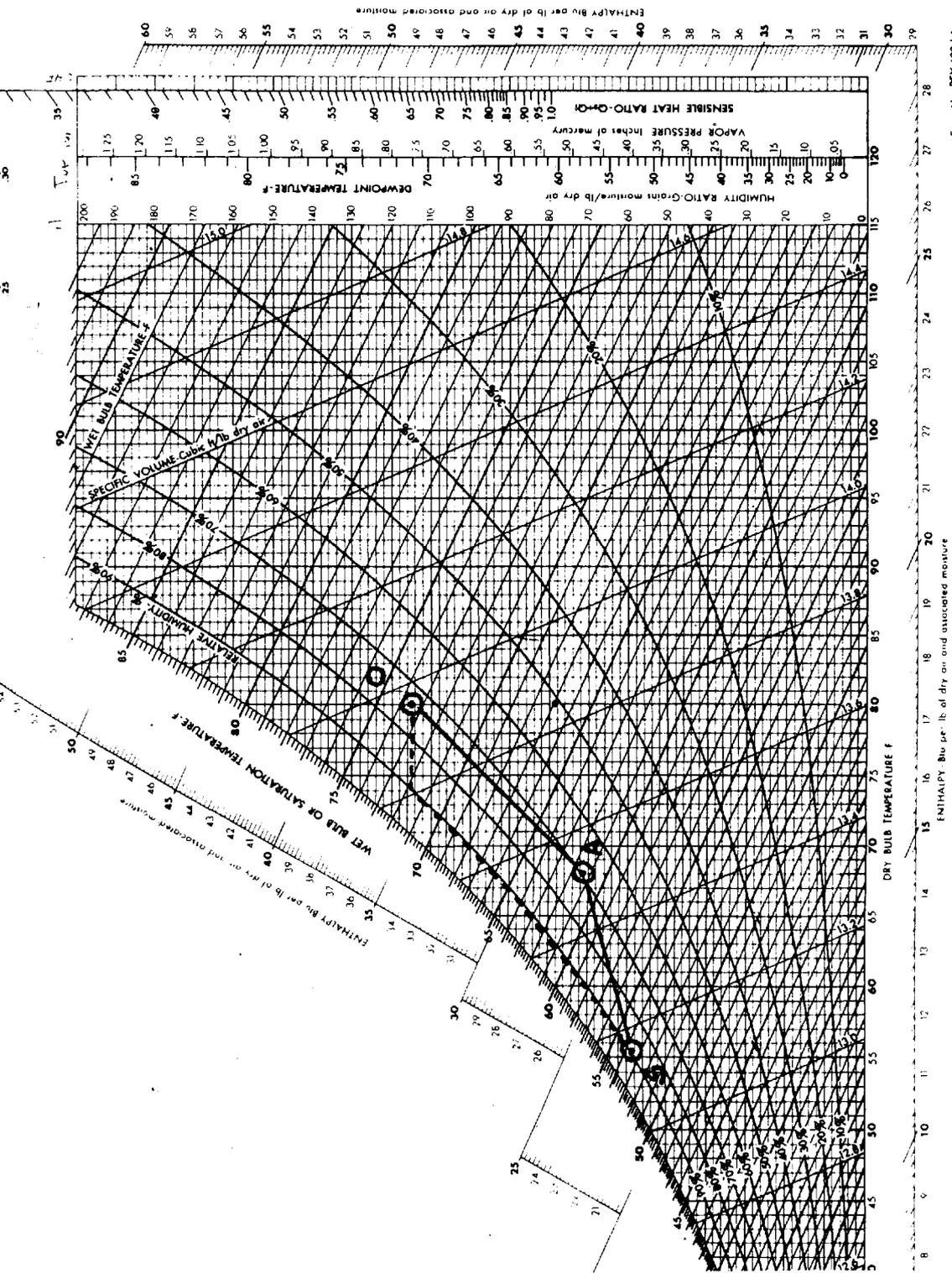
TABLA VII



Form No. PSY-437L4

FIGURA 5.3.1 REPRESENTACION GRAFICA DE LA TABLA VII

CFM = 2,000  $T_{iDB} = 70^{\circ}F$



Form No. PSY-6272-L4

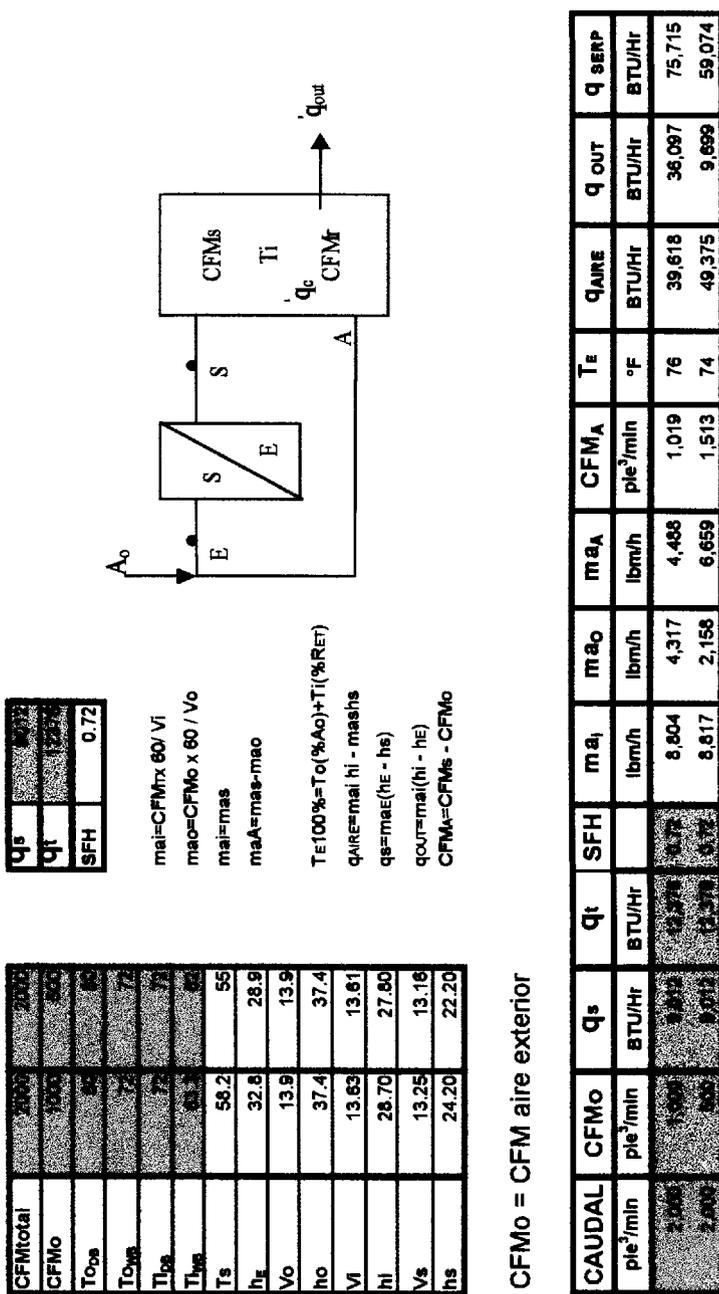
FIGURA 5.3.1.a REPRESENTACION GRAFICA DE LA TABLA VII

CFM = 2,000 Y T<sub>DB</sub> = 68°F



TABLA VIII

AIRE ACONDICIONADO CON RECIRCULACION MAS AIRE EXTERIOR



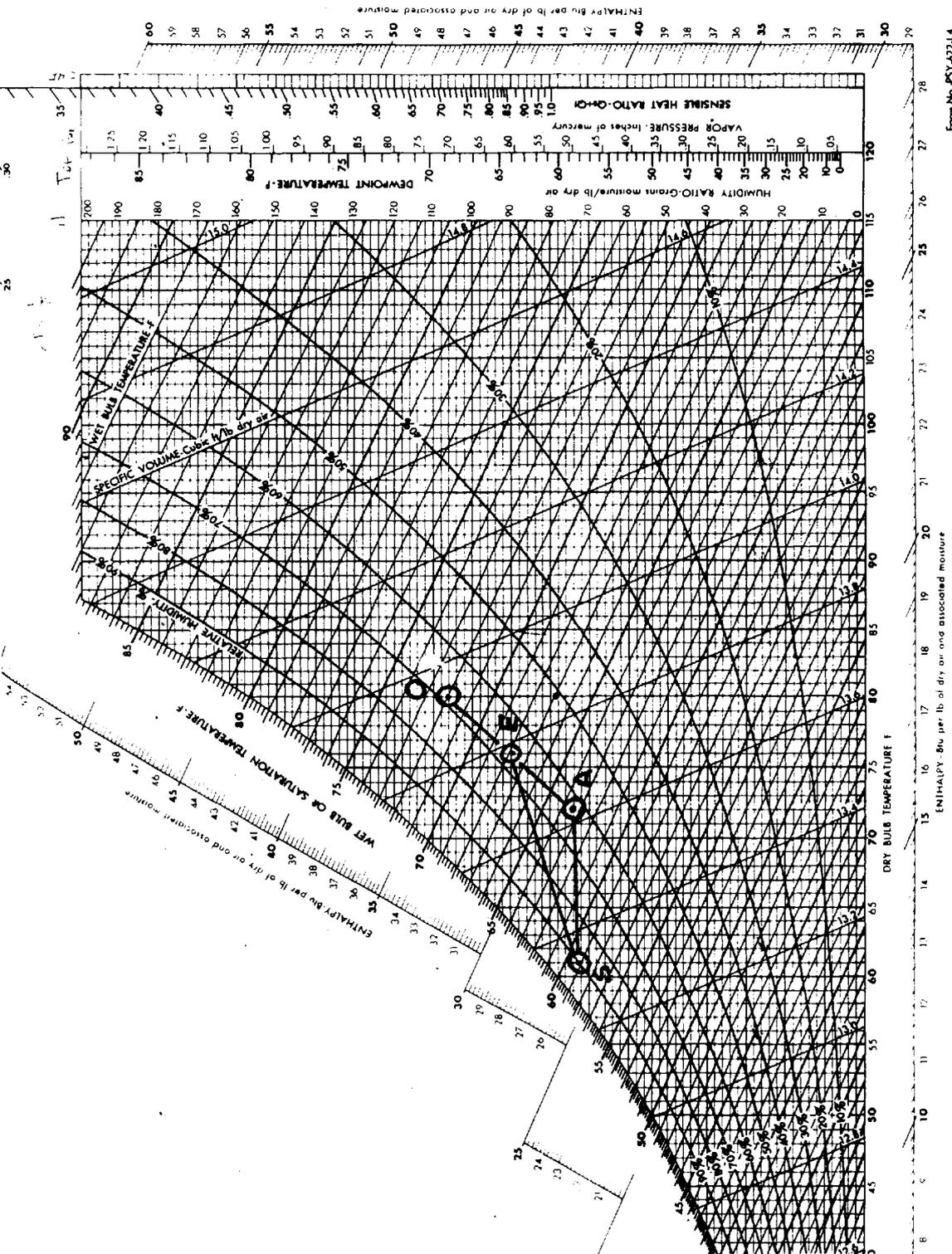
qs	59,074
qt	13,378
SFH	0.72

$mai = CFM \times 60 / Vi$   
 $mao = CFMo \times 60 / Vo$   
 $mai = mas$   
 $maA = mas - mao$   
 $TE = 100\% = To(\%Ao) + Ti(\%RE)$   
 $q_{AIRE} = mai \cdot hi - mas \cdot hs$   
 $qs = mae(hE - hs)$   
 $q_{OUT} = mai(hi - hE)$   
 $CFMA = CFMs - CFMo$

CFMtotal	300	300
CFMo	100	50
Tope	50	72
Toys	72	71
TiPa	72	63
TiPr	63	55
Ts	56.2	28.9
hE	32.8	13.9
Vo	13.9	37.4
hO	37.4	13.61
Vi	13.63	27.80
hi	26.70	13.25
Vs	13.25	22.20
hs	24.20	

CFMo = CFM aire exterior

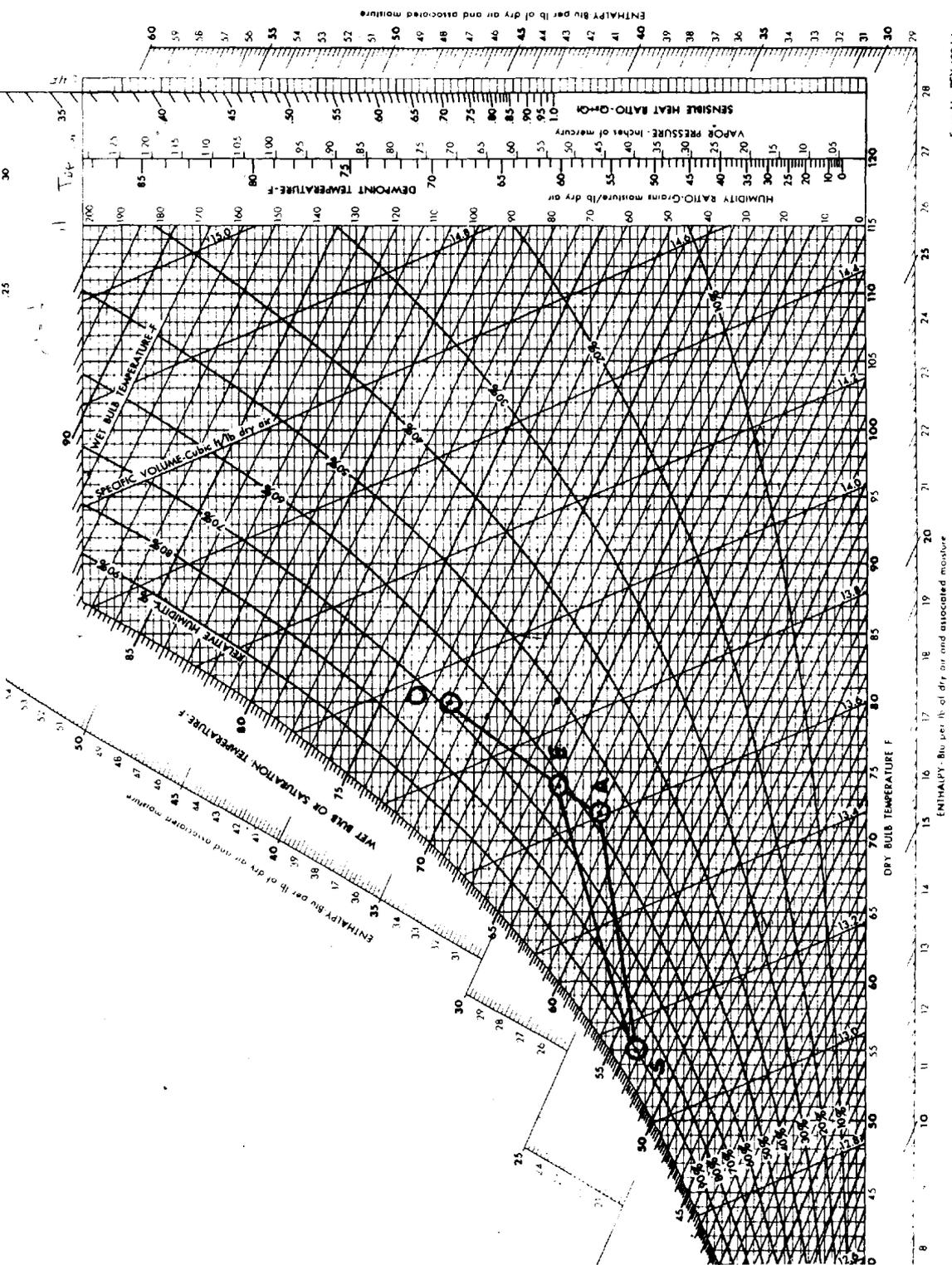
CAUDAL	CFMo	qs	qt	SFH	mai	mao	maA	CFMA	TE	qAIRE	q OUT	q SERP
pie <sup>3</sup> /min	pie <sup>3</sup> /min	BTU/Hr	BTU/Hr		lbm/h	lbm/h	lbm/h	pie <sup>3</sup> /min	°F	BTU/Hr	BTU/Hr	BTU/Hr
1,000	1,000	9,810	13,378	0.72	8,804	4,317	4,488	1,019	76	39,618	36,087	75,715
2,000	2,000	19,620	26,756	0.72	8,817	2,158	6,659	1,513	74	49,375	9,699	59,074



Form No. #5Y-622-L4

FIGURA 5.3.2 REPRESENTACION GRAFICA DE LA TABLA VIII

CFMo = 1,000



Form No. PSY-622-L4

FIGURA 5.3.2.a REPRESENTACION GRAFICA DE LA TABLA VIII

CFMo = 500

CFMtotal		
%by-pass		
T <sub>ce</sub>		
T <sub>wa</sub>		
T <sub>s</sub>	58.1	51.44
Φ <sub>s</sub>	83	82
h <sub>r</sub>	25.8	26.1
V <sub>r</sub>	13.37	13.4
V <sub>i</sub>	13.58	13.58
h <sub>i</sub>	27.4	27.6
V <sub>s</sub>	13.22	13.02
h <sub>s</sub>	24.2	20.2

$$m_{aE} = CFM_r \times 60 / V_E$$

$$m_{aA} = CFM_{erp} \times 60 / V_I$$

$$m_{aE} = m_{aA}$$

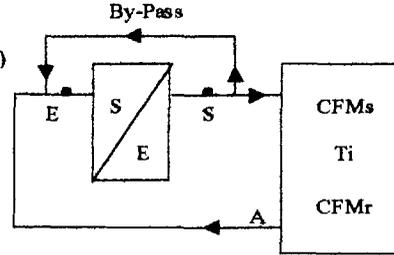
$$m_{a \text{ BY-PASS}} = m_{aE} - m_{aI}$$

$$T_{E100\%} = T_I(\%RET) + T_{\text{by-pass}}(\% \text{by-pass})$$

$$q_{\text{BY-PASS}} = m_{a \text{ BY-PASS}} (h_i - h_s)$$

$$q_{\text{AIRE}} = m_{aA} (h_i - h_s)$$

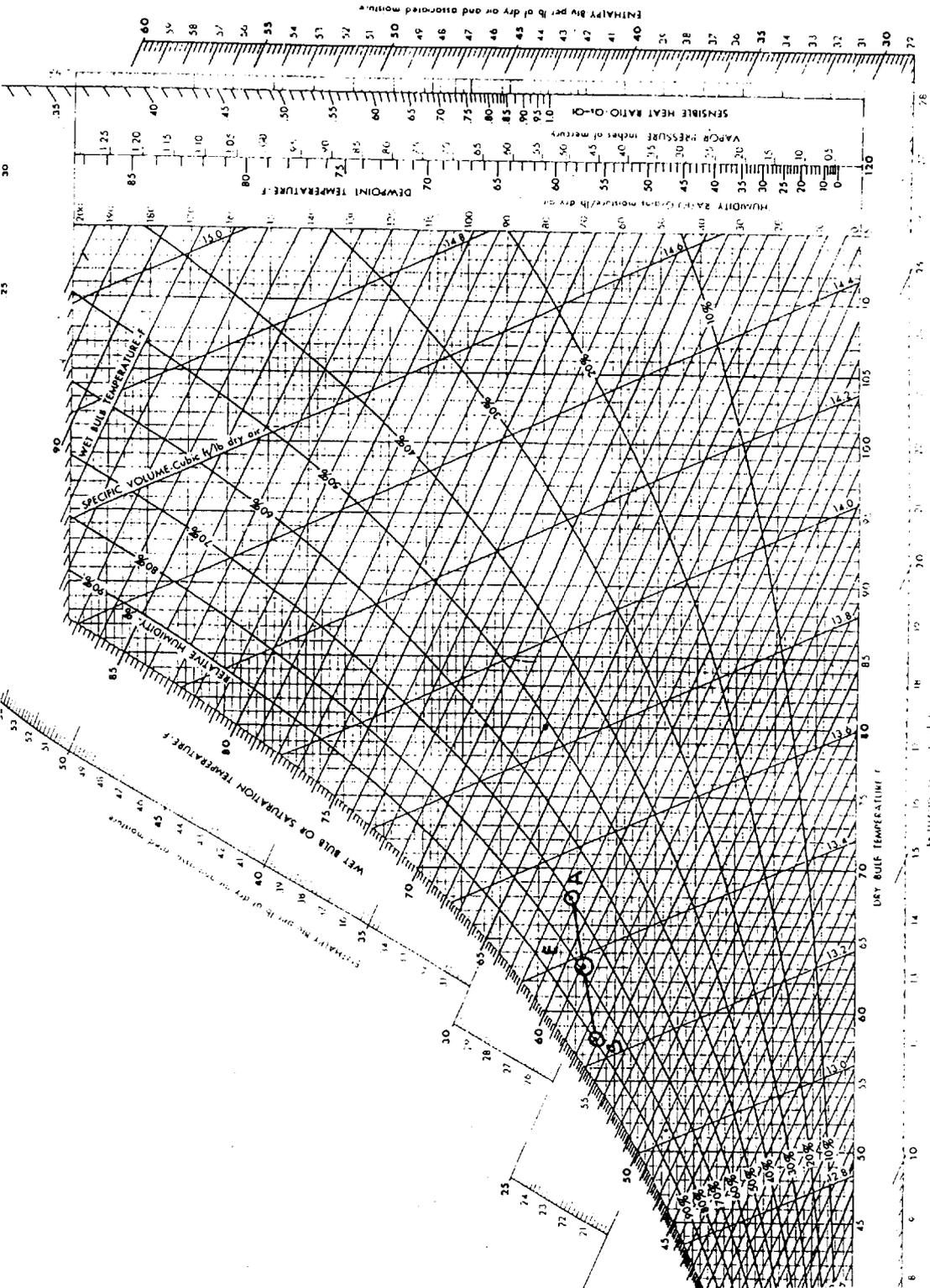
$$q_{\text{TOTAL}} = m_E (h_i - h_s)$$



BY-PASS AIRE DE SUMINISTRO

TABLA IX

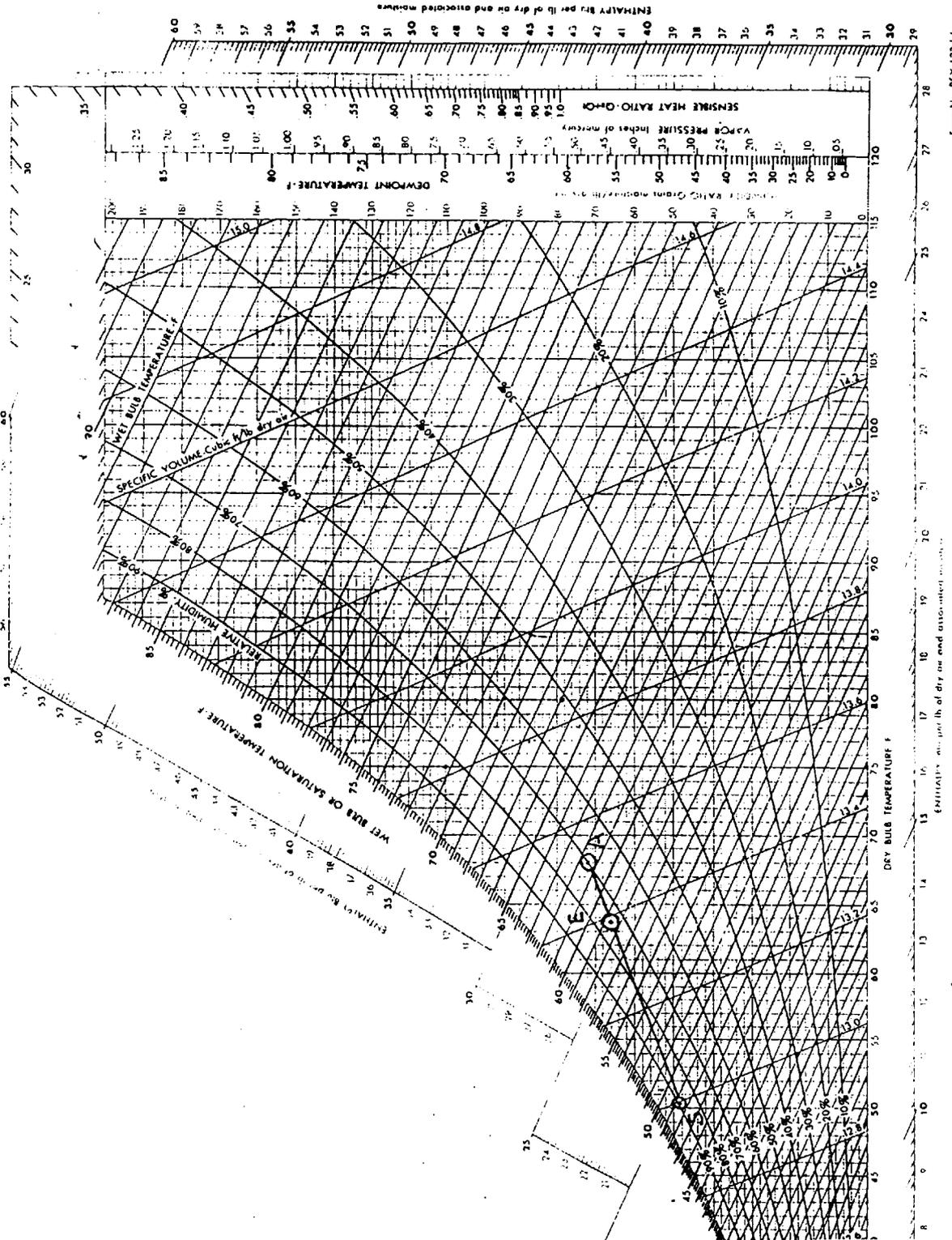
CAUDAL	by-pass	T <sub>I</sub>	T <sub>s</sub>	m <sub>aE</sub>	m <sub>aA</sub>	m <sub>a BY-PASS</sub>	T <sub>s</sub>	q BY-PASS	q <sub>AIRE</sub>	q TOTAL	q TOTAL
pie <sup>3</sup> /min	%	°F	°F	lbm/h	lbm/h	lbm/h	°F	BTU/Hr	BTU/Hr	BTU/Hr	TN
1,000	10	82	58.1	8,975	4,418	4,557	63.05	14583	14,138	28,721	2.39
1,000	10	82	51.44	6,716	4,971	1,745	63.56	12919	36,782	49,701	4.14



Form No. PSY-627-14

FIGURA 5.3.3 REPRESENTACION GRAFICA DE LA TABLA IX

CFM = 2,000 Ao = 50% Ti<sub>DB</sub> = 68°F



Form No. 25Y-622-L4.

FIGURA 5.3.3.a REPRESENTACION GRAFICA DE LA TABLA IX

CFM = 1,500 BY-PASS = 50%  $T_{iDB} = 68^\circ F$

TABLA X

BY-PASS DE AIRE DE SUMINISTRO MAS AIRE DEL EXTERIOR

q <sub>s</sub>	1.08
q <sub>t</sub>	13.52
SFH	0.72

q<sub>s</sub> = 1.08 CFM T

T<sub>c</sub> = T<sub>i</sub> - T

T<sub>D</sub> = ((1-X)·A<sub>o</sub>) + A<sub>o</sub>T<sub>o</sub> + X T<sub>s</sub>

T<sub>E</sub> (1-X) = (A-X)T<sub>i</sub> + A<sub>o</sub>T<sub>o</sub>

m<sub>a</sub> = CFM \* 60V

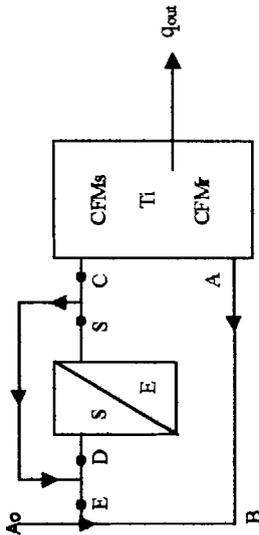
m<sub>air-by-pass</sub> = X(m<sub>a</sub>)

m<sub>air</sub> = m<sub>a</sub> - m<sub>air-by-pass</sub>

q<sub>air</sub> = m<sub>air</sub>(h<sub>i</sub> - h<sub>c</sub>)

q<sub>serp</sub> = m<sub>a</sub>·γ(h<sub>D</sub> - h<sub>E</sub>)

CFM total	1.08	13.52
T <sub>o</sub> °s	70	27.8
T <sub>o</sub> °s	70	58.3
T <sub>i</sub> °s	70	21.3
T <sub>i</sub> °s	70	13.34
%aire ext	7.6	
T <sub>D</sub>		
V <sub>1</sub>	13.52	13.52
h <sub>1</sub>	27.8	27.8
T <sub>s</sub>	60.8	58.3
h <sub>s</sub>	25.8	21.3
V <sub>s</sub>	13.34	13.09



CAUDAL pie <sup>3</sup> /min	A <sub>o</sub> %	T <sub>c</sub> °F	h <sub>c</sub> BTU/lbm	T <sub>D</sub> °F	h <sub>D</sub> °F	T <sub>E</sub> °F	m <sub>a</sub> lbm/h	BY-PASS		m <sub>air</sub> lbm/h	m <sub>air-by-pass</sub> lbm/h	m <sub>a</sub> lbm/h	q <sub>serp.</sub> BTU/Hr	q <sub>enf.</sub> BTU/Hr
								%	%					
1.08	7.6	63.8	26.6	60	28.8	72.15	8876	27.78	2465	6410	26,627	7,692		
13.52	70	62.4	25.3	60	29.4	71.62	6657	17.09	1138	5,519	53,920	13,797		

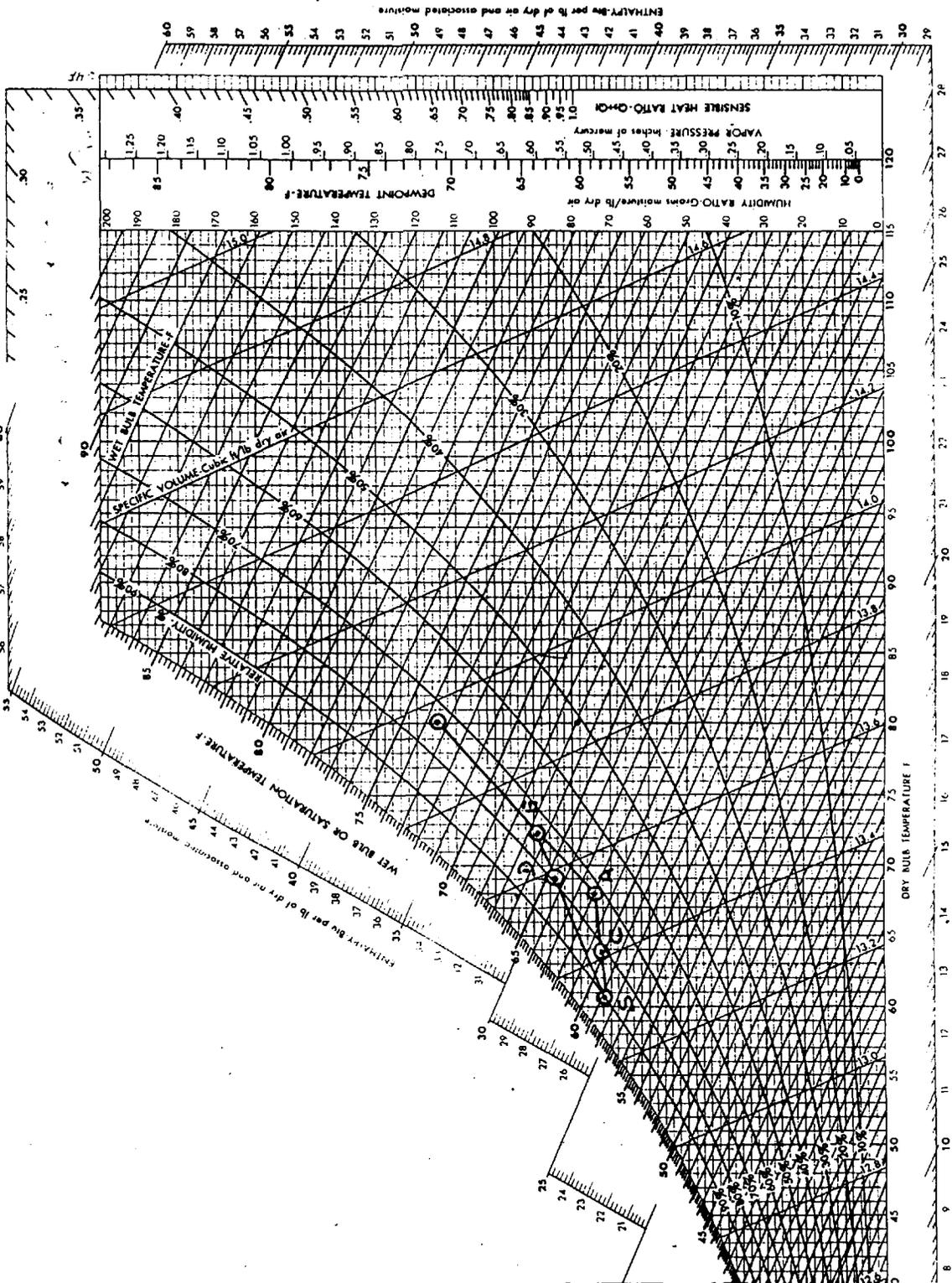


FIGURA 5.3.4 REPRESENTACION GRAFICA DE LA TABLA X

CFM = 2,000 Ao = 25%



# Capítulo 6

## 6. RESULTADOS

### 6.1 ANALISIS DE RESULTADOS

- La potencia requerida para que la bomba pueda recircular el agua desde la torre de enfriamiento y la manejadora de aire es de 1/4 HP, para un caudal de diseño de 15.4 GPM.
- Para el diseño de ductos se aplicó el método de Igual Fricción mediante la utilización del ductulador *LENOX*, es decir, consideramos 0.1 pulg/100 de pérdida de fricción. Este método es el recomendado para sistemas de baja velocidad y recorridos cortos. El caudal de diseño fue de 2,000 cfm, que es el volumen máximo que puede manejar el equipo.
- La tabla V nos muestra la ganancia de calor del laboratorio, cuyo total generado es de 12,376 BTU/h de los cuales 9,012 BTU/h es calor sensible.

- La línea de Factor de Calor Sensible ( $SFH = 0.72$ ), nos indica las condiciones a las que deberá entrar el aire de suministro al cuarto acondicionado para mantener la temperatura y humedad deseada. Para este caso no se ha tomado en cuenta cualquier carga exterior originada por aire de renovación, infiltraciones, etc.

A continuación revisaremos los resultados obtenidos de cada una de las prácticas, así tenemos:

### **ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION**

- La masa de aire que el equipo esta enfriando es de 8,837 lb/h, mientras que la masa de agua que se condensa es de 65.39 lb/h, cantidad que para motivos de cálculos puede ser despreciada.
- El calor  $q = 50,247$  BTU/h representa la cantidad de calor que se puede remover con la masa de aire enfriada.
- Cuando mantenemos constante la temperatura de diseño del cuarto  $T_i$  y variamos el caudal, el equipo podrá remover una mayor cantidad de calor a través del serpentín a medida que el caudal disminuye.
- Para caudales constantes y  $T_i$  variables, el equipo remueve una menor cantidad de calor a medida que  $T_i$  disminuye.

## **AIRE ACONDICIONADO CON RECIRCULACION MAS AIRE EXTERIOR**

- La línea SFH = 0.72 nos indica las condiciones a las que el aire debería ingresar al cuarto, las obtenidas en las prácticas fueron SFH = 0.88 para CFMo = 1,000 y SFH = 0.71 para CFMo = 500.
- Para 1,000 cfm el calor removido por el serpentín de enfriamiento fue de 72,715 BTU/h y el calor que puede remover el aire de suministro fue de 39,618 BTU/h. La masa de aire que se enfrió fue de 8,804 lb/h.
- Cuando disminuimos el aire del exterior a 500 cfm se pudo remover una mayor cantidad de calor del cuarto que fue de 49,375 BTU/h, mientras que el calor removido por el equipo sería de 59,074 BTU/h, cantidad menor debido a que existe una menor carga latente del aire del exterior.

## **BY-PASS AIRE DE SUMINISTRO**

En la realidad la utilización de se utiliza el by-pass del aire de retorno no tiene efecto sobre las condiciones de humedad y temperatura de confort de un área acondicionada, este proceso no lo podemos realizar con nuestro equipo, por lo que se diseñó el ducto de by-pass para que sea el aire de suministro el que regrese y se mezcle con el aire de retorno y aire del exterior.

- Fijamos el porcentaje de by-pass, para la primera práctica fue del 50% para un caudal total de 2,000 cfm, la línea de calor sensible  $SFH = 0.68$  y la cantidad de calor que el aire de suministro removió fue de 14,138 BTU/h.
- En la segunda práctica se varió el caudal total a 1,500 cfm y un 25% de by-pass, obteniéndose un  $SFH = 0.52$  con lo que se pudo remover del cuarto 36,782 BTU/h, mientras que por el serpentín de enfriamiento se removerían 49,701 BTU/h.

### **BY-PASS DEL AIRE DE SUMINISTRO MAS AIRE EXTERIOR CON RECIRCULACION**

- Para esta práctica fijamos una temperatura  $T_D = 69$  °F delante del serpentín de enfriamiento, es conocido el caudal total, el caudal del aire exterior y su temperatura, y las condiciones de diseño del cuarto. El primer paso fue encontrar el porcentaje de by-pass,  $T_E$  que es la temperatura de la mezcla de aire antes del by-pass y  $T_C$  que nos indica la condición en que el aire es entregado al cuarto acondicionado.
- La masa de aire suministrada al cuarto será la diferencia entre la masa total de aire y la masa del by-pass.
- Cuando se disminuyó el caudal a 1,500 cfm, pudimos remover una mayor cantidad de calor del cuarto.

Debemos dejar aclarado que los resultados obtenidos en las diferentes pruebas detalladas en el capítulo V no reflejan la realidad de los requerimientos según las condiciones de diseño, ya que hemos trabajado con un equipo que resulta estar sobredimensionado al tener una capacidad de 5TN de refrigeración.

Por lo antes expuesto y para tener un equipo seleccionado de acuerdo a las condiciones de diseño y requerimientos de carga para las diferentes prácticas, se procedió a realizar los cálculos los cuales se indican a continuación:

Condiciones de diseño:

$$CFM_{TOTAL} = 1,000$$

$$T_{IDB} = 70 \text{ } ^\circ\text{F} \quad T_{IWB} = 64 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{ODB} = 80 \text{ } ^\circ\text{F} \quad T_{OWB} = 73.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Phi_s = 90\% \quad SFH = 0.72$$

Cálculo de humedad que el aire de suministro puede absorber:

$$G = 4.5 \times Q \times g, \quad \text{Para } T_i^* = 60.8 \text{ } ^\circ\text{F}, \text{ tenemos que } W_i = 80 \text{ granos/lb}_{\text{aire}}$$

$$\text{Para } T_s^* = 59.2 \text{ } ^\circ\text{F}, \text{ tenemos que } W_s = 75 \text{ granos/lb}_{\text{aire}}$$

$$G = 4.5 \times Q \times (W_i - W_s)$$

$$= 4.5 \times 1,000 \times 5$$

$$= 22,500 \text{ granos/h, dividimos para } 7,000 \text{ granos/lb}$$

$$= 3.21 \text{ lb/h}$$

Cálculo de calor total:

$$\begin{aligned} q_T &= 4.5 \times Q (h_i - h_s) \\ &= 4.5 \times 1,000(29.2-26.3) \\ &= 13,050 \text{ BTU/h} \end{aligned}$$

Puede ser calculado empleando la siguiente ecuación:

$$q_T = m_a(h_i - h_s), \text{ donde } m_a = \text{CFM} \times 60/V_c$$

Cálculo de calor latente:

$$q_L = 4.5 \times Q \times \Delta h, \quad \text{donde:} \quad \begin{aligned} h_{Li} &= 12.430 \quad \text{para } T_i^* = 60.8 \text{ } ^\circ\text{F} \\ h_{Ls} &= 11.721 \quad \text{para } T_s^* = 59.2 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_L &= 4.5 \times 1,000 \times (12.430-11.721) \\ &= 3,190.5 \text{ BTU/h, calor latente que el aire puede absorber.} \end{aligned}$$

Cálculo de calor sensible:

$$\begin{aligned} q_s &= 1.08 \times Q \times \Delta T \\ &= 1.08 \times 1,000 \times (70-62) \\ &= 8,640 \text{ BTU/h, calor sensible que puede absorber la masa de aire.} \end{aligned}$$

Cálculo de  $\Delta h$  para determinar las condiciones del aire a la salida del serpentín de enfriamiento:

$$\begin{aligned} SFH &= 0.24 \Delta T/\Delta h \\ \Delta h &= 0.24 (70-62)/0.73 \\ &= 2.63 \text{ BTU/lb} \end{aligned}$$

$$\Delta h = h_i - h_s'$$

$$hs' = 29.2 - 2.63$$

= 26.56, este valor lo interceptamos con la línea SFH y obtenemos la temperatura y condiciones a la que el aire sale del serpentín, es decir;  $Ts'=61.5$  °F.

Realizamos un nuevo cálculo de G para la nueva condición, donde  $G=2.57$  lb/h. La figura 6.1 nos muestra la representación gráfica del proceso.

Para realizar by-pass del aire del exterior, las condiciones de diseño son:

$$Ao = 25\% \quad A_{\text{retorno}} = 75\% \quad \Phi_s = 90\% \quad SFH = 0.73$$

$$qs = 1.08 \times Q \times \Delta T$$

$$Ts = Ti - \Delta h$$

= 61.6 °F, que es la temperatura a la que el aire entra al cuarto acondicionado, las condiciones la obtenemos al interceptar esta temperatura con la línea SFH, la misma que al interceptar la línea de humedad relativa del 90%, nos da las condiciones con que el aire sale del serpentín. Para este caso coincide con  $Ts$ .

$$T_E = 0.75Ti + 0.25To$$

= 77.5 °F, temperatura de la mezcla de aire de by-pass con aire de retorno.

Debemos realizar un nuevo cálculo del SFH por el incremento del calor latente y calor sensible, así tenemos:

$$h_o = 36.3 \text{ BTU/lb}, \quad h_g = 33 \text{ BTU/LB}, \quad h_a = 29.3 \text{ BTU/lb}$$

$$q_s = 4.5 \times \text{CFMo} \times (h_g - h_a) \qquad q_L = 4.5 \times \text{CFMo} \times (h_o - h_g)$$

$$= 4.5 \times 250 \times (33 - 29.3) \qquad = 4.5 \times 250 \times (36.3 - 33)$$

$$= 3,712.5 \text{ BTU/h} \qquad = 4,162.5 \text{ BTU/h}$$

$$\text{Nuevo } q_s = 8,640 + 3,712.5 \qquad \text{Nuevo } q_L = 3,190.5 + 4,162.5$$

$$= 12,352.5 \text{ BTU/h} \qquad = 7,353 \text{ BTU/h}$$

$q_T = 19,705.5 \text{ BTU/h}$  que puede ser expresada como 1.6 TN de refrigeración

SFH = 0.62. La representación gráfica de este ejercicio lo podemos ver en la figura 6.1.b.

Datos: CFMT = 1,000

$T_{iDB} = 70 \text{ }^\circ\text{F}$ ,  $T_{iWB} = 64 \text{ }^\circ\text{F}$ , temperaturas del cuarto

$T_{sDB} = 62 \text{ }^\circ\text{F}$ ,  $\Phi = 90\%$ , condición de operación del equipo

SFH = 0.62

- Para el proceso de *enfriamiento y deshumidificación* que lo podemos apreciar en la figura 6.1, donde hemos dibujado la línea SFH que corta a la curva del 90% de humedad relativa, la  $T_s^*$  es menor a la  $T_A^*$  siendo esta una de las características de este proceso.

- La  $T_c = 61.6$  es la temperatura a la cual el aire es suministrado al cuarto, se nota que el cuarto está siendo enfriado a una temperatura igual a la de diseño. En este caso la ganancia de calor sensible provee el calor necesario para incrementar la temperatura del aire de suministro a las condiciones de diseño o confort.
- El peso del vapor de agua  $G = 3.21$  lb/h, es la cantidad que el aire de suministro puede absorber; cuando esto ocurre la  $T_A^*$  aumenta, sin embargo la  $T_s^*$  debe ser menor a la del cuarto acondicionado. El punto de rocío del aire de suministro  $T_c^*$  se incrementa en la misma forma que el calor sensible incrementa la temperatura de bulbo seco del aire de suministro.
- El nuevo calor total  $q_T = 13,050$  BTU/h, donde  $q_L = 3,190.5$  indica la ganancia de humedad de un espacio acondicionado, el cual rara vez es expresado en términos de peso de vapor de agua.
- Obtenemos nuestro nuevo SFH = 0.73 donde el  $q_s = 8,640$  BTU/h. La diferencia de entalpía  $\Delta h = 2.9$  BTU/lb para el aire de suministro, nos ayuda a determinar las condiciones a la cual sale el aire del serpentín de enfriamiento, donde  $h' = 26.56$  BTU/lb y deberá interceptarse con la línea SFH. En la práctica, las combinaciones de las temperaturas del aire de suministro pueden ser obtenidas de las características del equipo utilizado para enfriar dicho aire; este

equipo debe estar en capacidad de reducir las temperaturas a un punto que caiga sobre la línea SFH. Generalmente se asume 90% de humedad relativa.

- Para las nuevas condiciones  $T_{sDB} = 61.5$  °F calculamos el nuevo  $G = 2.57$  lb/h.

El efecto del *by-pass* es similar al que se podría obtener suministrando aire del exterior al cuarto acondicionado por medio de un ventilador por separado. La ganancia de calor sensible y calor latente se incrementará exactamente en la cantidad de calor entregada al cuarto. Para nuestro caso hemos tomado un porcentaje, tomando como referencia la graduación manual del damper, que si bien es cierto no constituye un valor exacto, donde la  $T_s = 61.5$  °F que muestra la característica de operación de la máquina y  $T_E = 77.5$  °F que indica la mezcla del aire de retorno con el exterior delante del serpentín de enfriamiento.

- El volumen de aire enfriado es de 1.000 CFM, mientras que el de *by-pass* es de 250 CFM, siendo el 25% de la capacidad del ducto.
- Debido al incremento de carga por el ingreso del aire del exterior, va a existir un aumento en el calor sensible y calor latente; así tenemos:  $q_{s'} = 3,712.5$  BTU/h y  $q_{l'} = 4,162.5$  BTU/h, estos valores deberán sumarse a los ya conocidos quedando  $q_s = 12,352.5$  BTU/h

y  $q_l = 7,353 \text{ BTU/h}$ . El nuevo SFH = 0.68 tal como podemos apreciar en la figura 6.1.a.

Cuando realizamos la selección de la *capacidad del equipo* en las cartas de rendimiento para la marca Climate Master, encontramos que el modelo 803-24 que presenta una carga total de enfriamiento de 25,400 BTU/h y un manejo máximo de aire de 1150 CFM, es el adecuado para satisfacer los requerimientos del laboratorio de aire acondicionado.

- Si no ingresamos aire del exterior la capacidad del equipo será igual a la ganancia de calor del cuarto acondicionado.
- Todo el calor añadido al aire de suministro será removido cuando este ingrese al serpentín de enfriamiento.



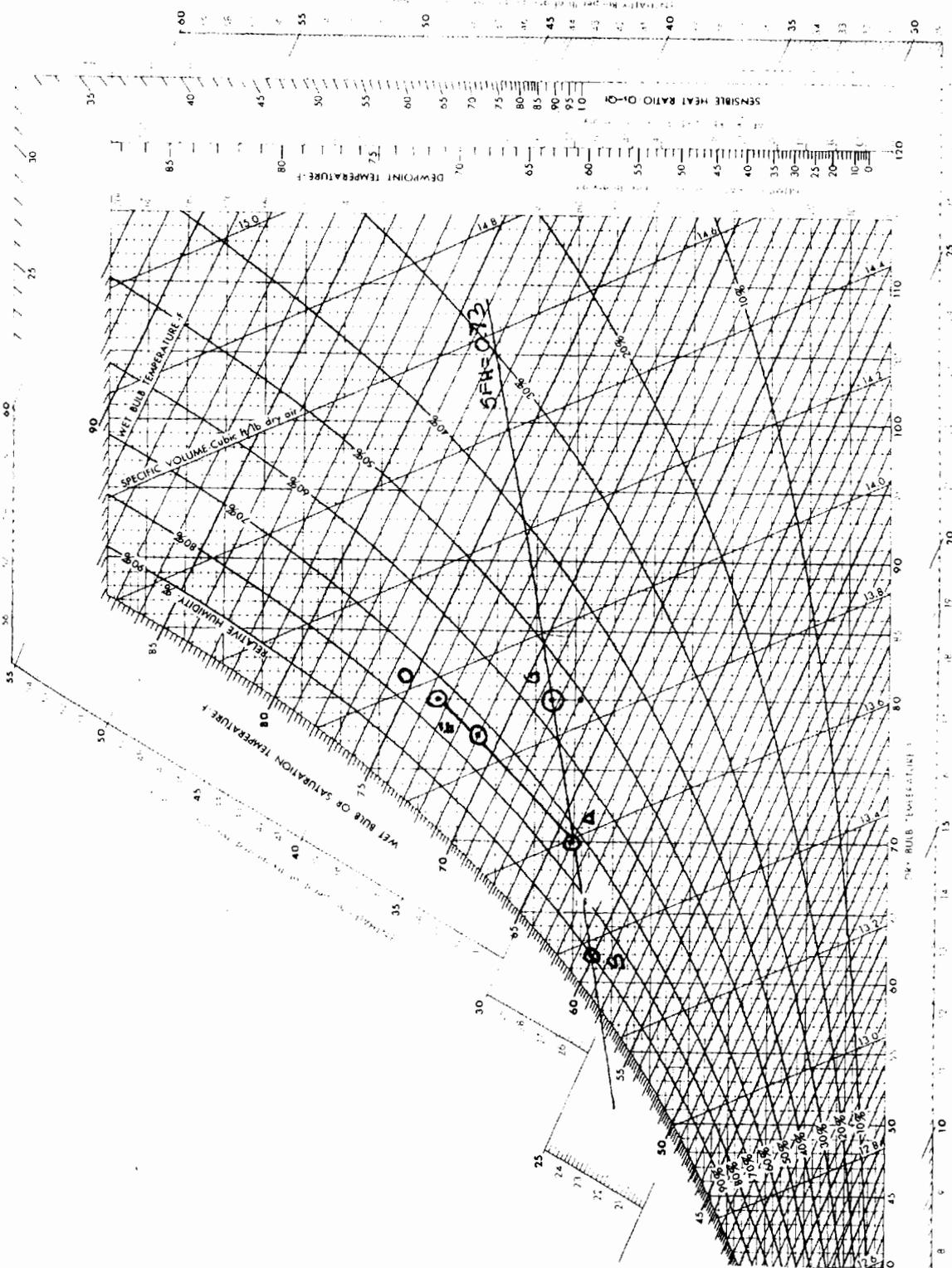


FIGURA 6.1.a SELECCIÓN DE CAPACIDAD DEL EQUIPO  
ACONDICIONADO SFH = 0.73



# Capítulo 7

## 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Una vez alcanzado el objetivo propuesto al inicio de esta tesis, como es el diseño y montaje del laboratorio de aire acondicionado, así como la elaboración de la Guía de Prácticas para los estudiantes, podemos manifestar lo siguiente:

- Una vez realizadas las diferentes prácticas bajo condiciones que no son las de diseño, ya que desde un principio contábamos con un equipo de 60.000 BTU/h que maneja un caudal máximo de 2000 CFM y uno mínimo de 1500 CFM, para un laboratorio donde su carga máxima es de 12.000 BTU/h o 1 TN de refrigeración (sin considerar cargas por introducción de aire exterior); los resultados obtenidos no reflejan la realidad de los requerimientos para tales condiciones de diseño. Sin embargo, la Guía de Prácticas elaborada es para desarrollar en el estudiante la habilidad en el manejo de la tabla psicrométrica, así como su entendimiento y razonamiento de los principales procesos psicrométricos. Adicionalmente,

esta Guía de Prácticas permite jugar con las diferentes variables, tales como: volúmen de aire, temperaturas de diseño del cuarto acondicionado, porcentajes de by-pas y aire del exterior, etc.

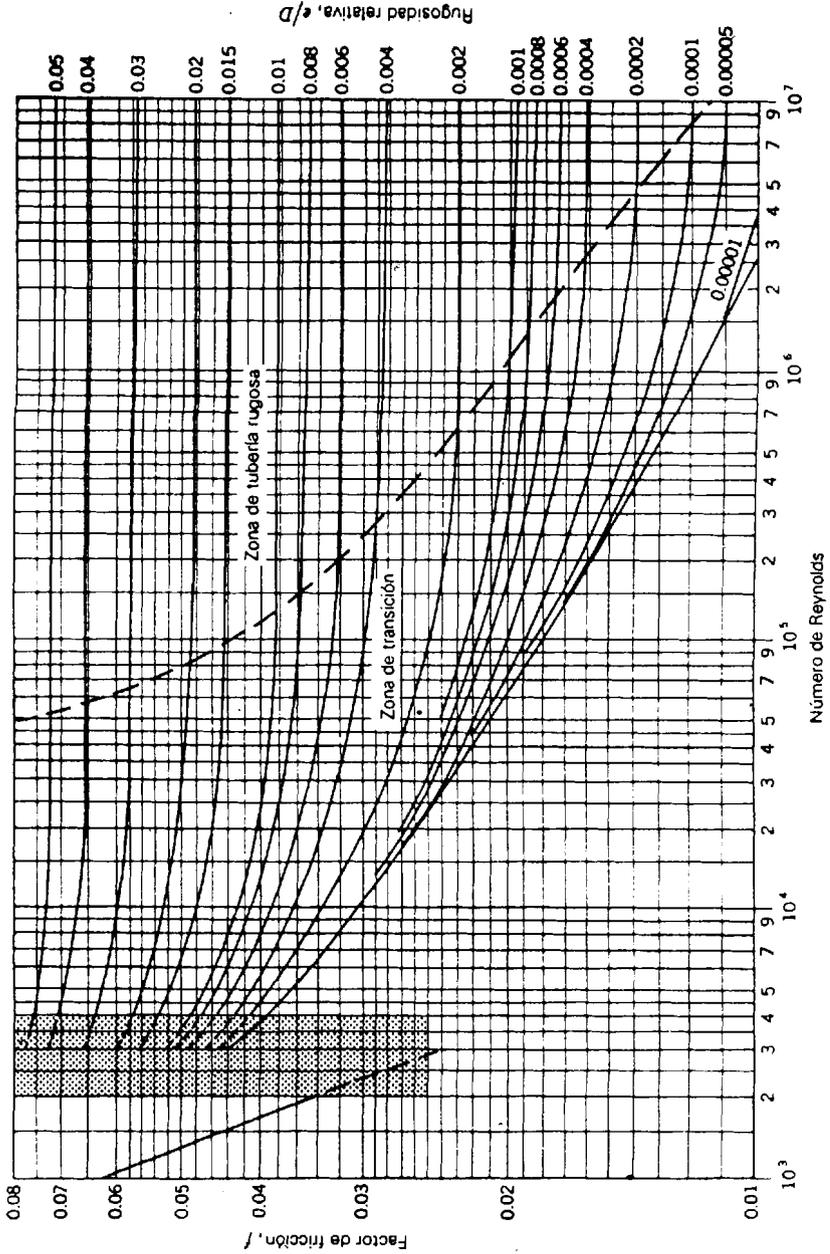
- Los cálculos de carga, aunque no se encuentran dentro de la Guía de Prácticas, también forman parte del trabajo a desarrollar por los estudiantes, a tal punto que estarán capacitados para realizar cálculos psicrométricos para condiciones de diseño real y compararlos con las obtenidas en el laboratorio.
- Se hace necesario insistir en que el estudiante que utilice el laboratorio para la realización de prácticas, tenga pleno conocimiento de su funcionamiento, que empiece desde el panel de energía, controles de válvulas, encendido de la torre de enfriamiento y bomba de recirculación, para finalmente realizar el encendido de la unidad donde también deberá considerar las recomendaciones realizadas en el capítulo II.
- Queda a criterio de la FIMCP la implementación de este laboratorio en lo referente a su instrumentación fija (termómetros y manómetros), tanto en las líneas de tuberías como en los ductos; de tal forma que se puedan obtener lecturas simultáneas con un menor margen de error.
- La adquisición de un evaporizador (para añadir vapor de agua al cuarto acondicionado) ayudaría a complementar las pruebas experimentales.

Como una recomendación final que quedaría a consideración de la Facultad de Ingeniería Mecánica, sería la de habilitar a través de un programa similar, el sistema de climatización por recirculación de agua fría (chilled); a tal punto de establecer las diferencias entre este sistema y el ya instalado que es de expansión directa.

## **APENDICES O ANEXOS**

# APENDICE A

## DIAGRAMA DE MOODY



## APENDICE B

### VELOCIDADES MAXIMAS RECOMENDADAS EN DUCTOS PARA SISTEMAS DE BAJA VELOCIDAD

Designation	Recommended Velocities, fpm (m/s)		
	Residences	Schools, Theaters, Public Buildings	Industrial Buildings
Outdoor air intakes <sup>a</sup>	500 (2.54)	500 (2.54)	500 (2.54)
Filters <sup>a</sup>	250 (1.27)	300 (1.52)	350 (1.78)
Heating coils <sup>a</sup>	450 (2.29)	500 (2.54)	600 (3.05)
Cooling coils <sup>a</sup>	450 (2.29)	500 (2.54)	600 (3.05)
Air washers <sup>a</sup>	500 (2.54)	500 (2.54)	500 (2.54)
Fan outlets	1000-1600 (5.08-8.13)	1300-2000 (6.60-10.16)	1600-2400 (8.13-12.19)
Main ducts	700-900 (3.56-4.57)	1000-1300 (5.08-6.60)	1200-1800 (6.1-9.14)
Branch ducts	600 (3.05)	600-900 (3.05-4.57)	800-1000 (4.06-5.08)
Branch risers	500 (2.54)	600-700 (3.05-3.56)	800 (4.06)
Maximum Velocities, fpm (m/s)			
Outdoor air intakes <sup>a</sup>	800 (4.06)	900 (4.57)	1200 (6.10)
Filters <sup>a</sup>	300 (1.52)	350 (1.78)	350 (1.78)
Heating coils <sup>a</sup>	500 (2.54)	600 (3.05)	700 (3.56)
Cooling coils <sup>a</sup>	450 (2.29)	500 (2.54)	600 (3.05)
Air washers <sup>a</sup>	500 (2.54)	500 (2.54)	500 (2.54)
Fan outlets	1700 (8.64)	1500-2200 (7.62-11.18)	1700-2800 (8.64-14.22)
Main ducts	800-1200 (4.06-6.10)	1100-1600 (5.59-8.13)	1300-2200 (6.60-11.18)
Branch ducts	700-1000 (3.56-5.08)	800-1300 (4.06-6.60)	1000-1800 (5.08-9.14)
Branch risers	650-800 (3.30-4.06)	800-1200 (4.06-6.10)	1000-1600 (5.08-8.13)

<sup>a</sup> Reprinted by permission from *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, 1972

<sup>a</sup> These velocities are for total face area; not the net free area; other velocities in table are for net free area

## APENDICE C

### COEFICIENTES TÍPICOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

MATERIAL	DENSIDAD lb/pie <sup>3</sup>	TEMP. MEDIA °F	CONDUCTI- BILIDAD k	CONDUCTAN- CIA C	RESISTENCIA (R) POR PULG	TOTAL
<i>Materiales aislantes</i>						
Manta de lana mineral	0,5	75	0,32		3,12	
Manta de fibra de vidrio	0,5	75	0,32		3,12	
Lámina de corcho	6,5— 8,0	0	0,25		4,0	
Lámina de fibra de vidrio	9,5— 11,0	-16	0,21		4,76	
Ureano expandido, R11	0	0	0,17		5,88	
Poliuretano expandido	1,0	0	0,24		4,17	
Lámina de lana mineral	15,0	0	0,25	0,18	4,0	5,56
Aislamiento para techo, 2 pulg	2,0— 5,0	0	0,23		4,35	
Lana mineral, empacada floja	5,0— 8,0	0	0,32		3,12	
Perlita, expandida						
<i>Materiales de mampostería</i>						
Concreto, arena y grava	140		12,0		0,08	
Ladrillo común	120	75	5,0		0,20	
Ladrillo a la vista	130	75	9,0		0,11	
Bloque hueco, dos celdas, 6 pulg		75		0,66		1,52
Bloque de concreto, arena y grava, 8 pulg		75		0,90		1,11
Bloque de concreto de cenizas, 8 pulg		75		0,58		1,72
Estuco	105	75	5,6		0,18	

## APENDICE D

### TABLA DE POSICION SOLAR, INTENSIDAD Y FACTOR DE GANANCIA SOLAR PARA LA CIUDAD DE GUAYAQUIL

FECHA	TIEMPO SOLAR A.M	POSICION SOLAR		IDH BTU HR-F2	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-F2)								HORIZON.	TIEMPO SOLAR P.M
		ALTITUD	AZIMUTH		N	NE	E	SE	O	SO	O	NO		
		GRADOS	GRADOS											
<hr/>														
ENE. 21	7	8	70.2	89	4.5	30.	71.	72.	22.	4.5	4.5	4.5	9.4	5
	8	22	69.3	229	11.	68.	183	179	57.	11.	11.	11.	67.	4
	9	35.9	66.8	279.5	14.	63.	191	193	67.	14.	14.	14.	142	3
	10	49.4	61.3	362.9	15.	40.	149	166	71.	15.	15.	15.	212	2
	11	61.9	47.3	314.5	16.	19.	87.	121	73.	16.	16.	16.	254	1
	12	70.8	0	319.5	16.	16.	16.	54.	80.	16.	16.	16.	249	12
<hr/>														
FEB. 21	7	7.3	79.4	81.5	4.1	36.	53.	61.	10.	4.1	4.1	4.1	7.8	5
	8	22.1	79.3	230	11.	99.	165	161	27.	11.	11.	11.	66.	4
	9	36.8	78.2	280.7	14.	98.	202	167	32.	14.	14.	14.	144	3
	10	51.4	75.4	303.6	15.	71.	158	137	33.	15.	15.	15.	217	2
	11	65.7	68.3	314.9	16.	36.	93.	91.	34.	16.	16.	16.	253	1
	12	78.3	0	319.8	16.	16.	16.	32.	45.	16.	16.	16.	291	12
<hr/>														
MAR. 21	7	8.7	89.6	118.3	6.0	72.	60.	73.	4.6	6.0	6.0	6.0	11.	5
	8	23.6	89	246.6	12.	134	195	140	10.	12.	12.	12.	73.	4
	9	38.6	88.2	306.8	14.	125	203	136	12.	14.	14.	14.	153	3
	10	53.6	86.9	307.8	15.	91.	153	104	13.	15.	15.	15.	224	2
	11	68.6	84.2	317.1	16.	47.	84.	61.	14.	16.	16.	16.	248	1
	12	83.3	80	326.9	24.	19.	16.	16.	16.	16.	16.	19.	16.	12
<hr/>														
ABR. 21	7	10.1	107.9	147.9	104	169	18.	7.5	7.5	7.5	7.5	63.	7.5	5
	8	24.7	106.2	250.5	195	173	33.	12.	12.	12.	12.	90.	12.	4
	9	39.2	103.1	285.1	186	168	39.	14.	14.	14.	14.	73.	14.	3
	10	53.3	107.0	300.8	133	134	43.	15.	15.	15.	15.	41.	15.	2
	11	66.5	113.8	308.4	67.	98.	45.	15.	15.	15.	15.	13.	15.	1
	12	75.6	109	311.3	46.	32.	15.	15.	15.	15.	15.	32.	15.	12
<hr/>														
MAY. 21	7	10	139.3	150.7	117	117	25.	7.7	7.7	7.7	7.7	43.	7.7	5
	8	23.9	137	247	185	186	60.	12.	12.	12.	12.	57.	12.	4
	9	37.5	132.6	279.4	170	186	70.	14.	14.	14.	14.	40.	14.	3
	10	50.3	144.5	294.1	120	154	76.	15.	15.	15.	15.	17.	15.	2
	11	61.3	129.6	301.2	58.	109	79.	11.	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	67.6	120	303.8	61.	51.	15.	15.	15.	15.	15.	51.	15.	12
<hr/>														
JUN. 21	7	8.4	154	133.2	103	102	38.	6.8	6.8	6.8	6.8	32.	6.8	5
	8	22	153.6	246.6	176	166	71.	12.	12.	12.	12.	45.	12.	4
	9	35.2	149.1	279	166	193	83.	14.	14.	14.	14.	30.	14.	3
	10	47.5	143.9	290.2	119	165	89.	14.	14.	14.	14.	11.	14.	2
	11	57.9	126	297.6	60.	122	93.	13.	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	64	120	300.8	96.	60.	15.	15.	15.	15.	15.	60.	15.	12
<hr/>														
					N	NE	E	SE	O	SO	O	NO	HORIZON.	P.M

FECHA	TIEMPO SOLAR A.M.	POSICION SOLAR		IDW BTU HR-F2	FACTOR DE GANANCIA SOLAR (BTU/HR-F2)								TIEMPO SOLAR P.M.	
		ALTITUD	AZIMUTH		N	NE	E	SE	O	SO	O	NO		HORIZON.
		GRADOS	GRADOS											
JUL.21	7	7.6	158.9	120	92.	93.	29.	6.1	6.1	6.1	6.1	34.	6.1	5
	8	21.5	156.9	238.2	181	162	59.	12.	12.	12.	12.	55.	12.	4
	9	35.1	152.8	274.1	173	188	71.	14.	14.	14.	14.	41.	14.	3
	10	48	145.4	289.8	127	161	77.	14.	14.	14.	14.	18.	14.	2
	11	59.3	131.2	297.4	67.	117	80.	8.8	15.	15.	15.	15.	15.	1
	12	66.5	180	300.5	85.	53.	15.	15.	15.	15.	15.	53.	15.	10
AGO.21	7	9	167.2	143.2	99.	106	18.	7.3	7.3	7.3	7.3	59.	7.3	5
	8	23.6	165.6	249.9	194	174	33.	12.	12.	12.	12.	87.	12.	4
	9	38	162.6	283.4	187	170	40.	14.	14.	14.	14.	71.	14.	3
	10	52.1	156.7	298.3	135	137	43.	15.	15.	15.	15.	40.	15.	2
	11	65.2	143.8	305.5	69.	91.	45.	15.	15.	15.	15.	12.	15.	1
	12	74.6	180	308.3	50.	32.	15.	15.	15.	15.	15.	32.	15.	10
SEP.21	7	12.2	89.5	177.9	9.1	105	110	107	5.4	9.1	9.1	9.1	22.	5
	8	27.2	88.8	264.6	13.	135	207	143	8.5	13.	13.	13.	91.	4
	9	42.2	87.9	295.1	15.	116	192	129	9.9	15.	15.	15.	169	3
	10	57.1	86.5	309.2	15.	77.	134	91.	10.	15.	15.	15.	232	2
	11	72.1	82.9	316	16.	35.	64.	47.	11.	16.	16.	16.	233	1
	12	86.4	180	318.4	13.	12.	16.	16.	16.	16.	16.	12.	16.	10
OCT.21	7	14.5	79.8	187.8	9.6	85.	140	135	20.	9.6	9.6	9.6	31.	5
	8	29.2	79.2	266.7	13.	104	207	171	27.	13.	13.	13.	103	4
	9	43.9	77.6	297.4	15.	66.	185	153	29.	15.	15.	15.	191	3
	10	58.4	73.4	312.1	16.	52.	125	112	30.	16.	16.	16.	241	2
	11	72.4	61.3	319.2	16.	20.	57.	64.	30.	16.	16.	16.	238	1
	12	81.7	0	321.4	16.	16.	16.	22.	30.	16.	16.	16.	162	10
NOV.21	7	13.9	70.2	175	8.9	56.	140	140	42.	8.9	8.9	8.9	29.	5
	8	28	68.7	259.9	13.	69.	197	193	61.	13.	13.	13.	98.	4
	9	41.8	65.2	294.1	15.	54.	177	184	67.	15.	15.	15.	173	3
	10	55	57.6	310.7	15.	28.	122	147	70.	15.	15.	15.	234	2
	11	66.5	40.5	318.8	16.	16.	59.	98.	70.	16.	16.	16.	256	1
	12	72.4	0	321.4	16.	16.	16.	48.	71.	16.	16.	16.	242	10
DIC.21	7	11	66.6	135.7	6.9	37.	110	110	41.	6.9	6.9	6.9	18.	5
	8	24.7	65.2	244	12.	57.	167	192	72.	12.	12.	12.	91.	4
	9	38.1	61.6	286	14.	46.	179	199	83.	14.	14.	14.	154	3
	10	50.8	54.4	306.1	15.	26.	131	168	87.	15.	15.	15.	219	2
	11	61.9	39.4	316.1	16.	16.	70.	121	89.	16.	16.	16.	255	1
	12	68.4	0	318.9	16.	16.	16.	61.	91.	16.	16.	16.	256	10

N NO E SO S SE E NE HORIZON. P.M.

## APENDICE E

### TABLA DE INTENSIDAD DE RADIACION NORMAL

FECHA	TIEMPO SOLAR (HORAS)																							
	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
ENE.21	87.01	228.97	279.52	302.89	314.54	319.5	319.46	314.41	302.63	279	227.74	85.23	87.01	228.97	279.52	302.89	314.54	319.5	319.46	314.41	302.63	279	227.74	85.23
FEB.21	81.51	230	280.68	303.6	314.94	319.83	319.97	315.42	304.59	282.7	234.83	97.37	81.51	230	280.68	303.6	314.94	319.83	319.97	315.42	304.59	282.7	234.83	97.37
MAR.21	116.31	246.64	288.81	307.79	317.09	320.91	320.61	316.1	305.73	284.54	236.05	78.55	116.31	246.64	288.81	307.79	317.09	320.91	320.61	316.1	305.73	284.54	236.05	78.55
ABR.21	147.88	250.51	285.06	300.77	308.39	311.29	310.5	305.77	295.27	273.54	221.07	31.64	147.88	250.51	285.06	300.77	308.39	311.29	310.5	305.77	295.27	273.54	221.07	31.64
MAY.21	150.66	247	279.4	294.12	301.21	303.84	302.95	298.23	287.83	266.16	212.61	15.11	150.66	247	279.4	294.12	301.21	303.84	302.95	298.23	287.83	266.16	212.61	15.11
JUN.21	133.18	240.76	274.97	290.22	297.58	300.45	299.87	295.64	286.13	266.35	218.33	38.12	133.18	240.76	274.97	290.22	297.58	300.45	299.87	295.64	286.13	266.35	218.33	38.12
JUL.21	120.01	238.15	274.06	289.83	297.45	300.53	300.22	296.41	287.64	269.45	226.21	67.64	120.01	238.15	274.06	289.83	297.45	300.53	300.22	296.41	287.64	269.45	226.21	67.64
AGO.21	143.2	249.88	283.38	298.29	305.5	308.35	307.87	303.92	294.96	276.38	231.75	62.76	143.2	249.88	283.38	298.29	305.5	308.35	307.87	303.92	294.96	276.38	231.75	62.76
SEP.21	177.86	264.56	295.07	309.18	315.99	318.42	317.35	312.39	301.61	279.21	223.83	16.57	177.86	264.56	295.07	309.18	315.99	318.42	317.35	312.39	301.61	279.21	223.83	16.57
OCT.21	197.78	266.66	297.41	312.13	319.19	321.43	319.59	313.05	299.27	270.73	199.67	.04	197.78	266.66	297.41	312.13	319.19	321.43	319.59	313.05	299.27	270.73	199.67	.04
NOV.21	174.99	259.94	294.14	310.72	318.76	321.36	319.39	312.19	297.08	266.24	192.42	.59	174.99	259.94	294.14	310.72	318.76	321.36	319.39	312.19	297.08	266.24	192.42	.59
DIC.21	135.74	243.95	286.01	306.14	316.1	319.9	318.79	312.42	298.52	270.64	207.93	31.15	135.74	243.95	286.01	306.14	316.1	319.9	318.79	312.42	298.52	270.64	207.93	31.15

# APENDICE F

## TABLA DE GANANCIA SOLAR A TRAVES DE VENTANAS

### SOLAR HEAT GAIN THRU ORDINARY GLASS

Btu/(hr) (sq ft sash area)

0° NORTH LATITUDE		SUN TIME												0° SOUTH LATITUDE					
Time of Year	Exposure	AM														PM		Exposure	Time of Year
		6	7	8	9	10	11	Noon	1	2	3	4	5	6					
JUNE 21	North	0	45	65	74	78	80	82	80	78	74	65	45	0	South	DEC 22			
	Northeast	0	119	156	154	133	95	53	20	14	13	11	6	0	Southeast				
	East	0	116	147	135	93	43	14	14	14	13	11	6	0	East				
	Southeast	0	37	42	27	15	14	14	14	14	13	11	6	0	Northeast				
	South	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	North				
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	14	15	27	42	37	0	Northwest				
	West	0	6	11	13	14	14	14	43	93	135	147	116	0	West				
JULY 23 & MAY 21	Northeast	0	118	153	150	124	86	43	16	14	13	11	6	0	Southwest	JAN 21			
	East	0	121	152	139	96	43	14	14	14	13	11	6	0	East				
	Southeast	0	46	52	36	18	14	14	14	14	13	11	6	0	Northeast				
	South	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	North				
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	14	18	36	52	46	0	Northwest				
	West	0	6	11	13	14	14	14	43	96	139	152	121	0	West				
	Horizontal	0	6	11	13	14	16	43	86	124	150	153	118	0	Horizontal				
AUG 24 & APR 20	Northeast	0	110	141	133	102	61	24	14	14	13	12	6	0	Southwest	FEB 20			
	East	0	129	163	148	103	46	14	14	14	13	12	6	0	East				
	Southeast	0	67	79	65	35	15	14	14	14	13	12	6	0	Northeast				
	South	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0	North				
	Southwest	0	6	12	13	14	14	14	15	35	65	79	67	0	Northwest				
	West	0	6	12	13	14	14	14	46	103	148	163	129	0	West				
	Horizontal	0	6	12	13	14	14	24	51	102	133	141	110	0	Horizontal				
SEPT 22 & MAR 22	Northeast	0	95	118	101	68	31	14	14	14	13	12	6	0	Southwest	MAR 22			
	East	0	134	167	151	107	47	14	14	14	13	12	6	0	East				
	Southeast	0	95	118	101	68	31	14	14	14	13	12	6	0	Northeast				
	South	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0	North				
	Southwest	0	6	12	13	14	14	14	31	68	101	118	95	0	Northwest				
	West	0	6	12	13	14	14	14	47	107	151	167	134	0	West				
	Horizontal	0	37	100	163	210	240	250	240	210	163	100	37	0	Horizontal				
OCT 23 & FEB 20	Northeast	0	67	79	65	35	15	14	14	14	13	12	6	0	Southwest	APR 20			
	East	0	129	163	148	103	46	14	14	14	13	12	6	0	East				
	Southeast	0	110	141	133	102	61	24	14	14	13	12	6	0	Northeast				
	South	0	6	12	13	14	14	14	14	14	13	12	6	0	North				
	Southwest	0	6	12	13	14	14	14	15	35	65	79	67	0	Northwest				
	West	0	6	12	13	14	14	14	46	103	148	163	129	0	West				
	Horizontal	0	31	97	150	206	234	245	234	206	150	97	31	0	Horizontal				
NOV 21 & JAN 21	Northeast	0	46	52	36	18	14	14	14	14	13	11	6	0	Southwest	MAY 21			
	East	0	121	152	139	96	43	14	14	14	13	11	6	0	East				
	Southeast	0	118	153	150	124	86	43	16	14	13	11	6	0	Northeast				
	South	0	37	42	27	15	14	14	14	14	13	11	6	0	North				
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	14	14	13	11	6	0	Northwest				
	West	0	6	11	13	14	14	14	43	96	139	152	121	0	West				
	Horizontal	0	29	91	151	195	223	233	223	195	151	91	29	0	Horizontal				
DEC 22	Northeast	0	37	42	27	15	14	14	14	14	13	11	6	0	Southwest	JUNE 21			
	East	0	116	147	135	93	43	14	14	14	13	11	6	0	East				
	Southeast	0	119	156	154	133	95	53	20	14	13	11	6	0	Northeast				
	South	0	45	65	74	78	80	82	80	78	74	65	45	0	North				
	Southwest	0	6	11	13	14	14	14	14	15	27	42	37	0	Northwest				
	West	0	6	11	13	14	14	14	43	93	135	147	116	0	West				
	Horizontal	0	28	87	147	191	217	226	217	191	147	87	28	0	Horizontal				

Solar Gain Correction	Steel Sash, or No Sash x 1.85 or 1.17	Haze -15% (Max)	Altitude +0.7% per 1000 Ft	Dewpoint Decrease From 67 F + 7% per 10 F	Dewpoint Increase From 67 F - 7% per 10 F	South Lat Dec. or Ja + 7%
-----------------------	--	--------------------	-------------------------------	---	---	---------------------------------

## APENDICE G

### TABLA DE COEFICIENTES DE SOMBRA PARA VIDRIOS TRANSPARENTES

#### SHADING COEFFICIENTS FOR SINGLE GLASS AND INSULATING GLASS\*

##### A. Single Glass

Type of Glass	Nominal Thickness		Solar Transmittance	Shading Coefficient	
	in.	mm		$h = 4.0 \text{ Btu}/(\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{F})$ or $23 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$	$h = 3.0 \text{ Btu}/(\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{F})$ or $17 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$
Regular sheet	$\frac{1}{8}$	3	0.87	1.00	1.00
Regular plate/float	$\frac{1}{4}$	6	0.80	0.95	0.97
	$\frac{3}{8}$	10	0.75	0.91	0.93
	$\frac{1}{2}$	13	0.71	0.88	0.91
Grey sheet	$\frac{1}{8}$	3	0.59	0.78	0.80
	$\frac{3}{16}$	5	0.74	0.90	0.92
	$\frac{7}{32}$	6	0.45	0.66	0.70
	$\frac{7}{32}$	6	0.71	0.88	0.90
	$\frac{1}{4}$	6	0.67	0.86	0.88
Heat-absorbing plate/float	$\frac{3}{16}$	5	0.52	0.72	0.75
	$\frac{1}{4}$	6	0.47	0.70	0.74
	$\frac{3}{8}$	10	0.33	0.56	0.61
	$\frac{1}{2}$	13	0.24	0.50	0.57

##### B. Insulating Glass

Type of Glass	Nominal Thickness		Solar Transmittance		Shading Coefficient	
	in.	mm	Outer Pane	Inner Pane	$h = 4.0 \text{ Btu}/(\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{F})$ or $23 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$	$h = 3.0 \text{ Btu}/(\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{F})$ or $17 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{C})$
Regular sheet out, Regular sheet in	$\frac{1}{8}$	3	0.87	0.87	0.90	0.90
Regular plate/Float out, Regular plate/Float in	$\frac{1}{4}$	6	0.80	0.80	0.83	0.83
Heat-Abs plate/ Float out, Regular plate/Float in	$\frac{1}{4}$	6	0.46	0.80	0.56	0.58

\* Adapted by permission from *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, 1972.

## APENDICE H

### TABLA DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN VIDRIOS

Description	Winter		Summer		Interior	
	Btu	W	Btu	W	Btu	W
	hr-ft <sup>2</sup> -F	m <sup>2</sup> -C	hr-ft <sup>2</sup> -F	m <sup>2</sup> -C	hr-ft <sup>2</sup> -F	m <sup>2</sup> -C
<i>Flat glass</i>						
Single sheet	1.13	6.42	1.06	6.02	0.73	4.15
<i>Insulating glass—double</i>						
1/2 in. or 6 mm air space	0.65	3.69	0.61	3.46	0.49	2.78
1/2 in. or 13 mm air space	0.58	3.29	0.56	3.18	0.46	2.61
1/2 in. or 13 mm air space low emittance coating						
emittance = 0.20	0.38	2.16	0.36	2.04	0.32	1.82
emittance = 0.60	0.52	2.95	0.50	2.84	0.42	2.38
<i>Insulating glass—triple</i>						
1/2 in. or 6 mm air space	0.47	2.67	0.45	2.56	0.38	2.16
1/2 in. or 13 mm air space	0.36	2.04	0.35	1.99	0.30	1.70
<i>Storm windows</i>						
1-4 in. or 25-100 mm air space	0.56	3.18	0.54	3.07	0.44	2.50
<i>Glass block</i>						
6 x 6 x 4 in. or 150 x 150 x 100 mm thick	0.60	3.41	0.57	3.24	0.46	2.61
12 x 12 x 4 in. or 300 x 300 x 100 mm thick	0.52	2.95	0.50	2.84	0.41	2.33
with cavity divider	0.44	2.50	0.42	2.38	0.36	2.04
<i>Single plastic sheet</i>	1.09	6.19	1.00	5.68	0.70	3.97

\* Adapted by permission from ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1972

#### COEFFICIENTS OF TRANSMISSION U FOR HORIZONTAL LIGHT-TRANSMITTING PANELS\*

Description	Exterior				Interior	
	Winter		Summer		Btu	W
	Btu	W	Btu	W		
hr-ft <sup>2</sup> -F	m <sup>2</sup> -C	hr-ft <sup>2</sup> -F	m <sup>2</sup> -C	hr-ft <sup>2</sup> -C	m <sup>2</sup> -C	
<i>Flat glass</i>						
Single sheet	1.22	6.93	0.83	4.71	0.96	5.45
<i>Insulating glass—double</i>						
1/2 in. or 6 mm air space	0.70	3.97	0.46	2.61	0.59	3.35
1/2 in. or 13 mm air space	0.66	3.75	0.44	2.50	0.56	3.18
1/2 in. or 13 mm air space low emittance coating						
emittance = 0.20	0.46	2.61	0.31	1.76	0.39	2.21
emittance = 0.60	0.60	3.41	0.40	2.27	0.50	2.84
<i>Glass block</i>						
12 x 12 x 4 in. or 300 x 300 x 100 mm thick with cavity divider	0.51	2.90	0.34	1.93	0.42	2.38
<i>Plastic bubbles</i>						
Single walled	1.15	6.53	0.80	4.54		
Double walled	0.70	3.97	0.46	2.61		

\* Adapted by permission from ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1972

## APENDICE I

### TABLA DE RATAS METABOLICAS PARA DIFERENTES ACTIVIDADES

#### METABOLIC RATE AT DIFFERENT TYPICAL ACTIVITIES\*

Activity	Metabolic Rate in Met Units
<b>Resting</b>	
Sleeping	0.7
Reclining	0.8
Seated, quiet	1.0
Standing, relaxed	1.2
<b>Walking</b>	
On a level surface    mph	
2	2.0
3	2.6
4	3.8
<b>Miscellaneous occupations</b>	
<b>Carpentry</b>	
Machine sawing, table	1.8-2.2
Sawing by hand	4.0-4.8
Planing by hand	5.6-6.4
Garage work (e.g., replacing tires, raising cars by jack)	2.2-3.0
General laboratory work	1.4-1.8
Teacher	1.6
Watch repairer, seated	1.1
<b>Domestic work, women</b>	
Housecleaning	2.0-3.4
Cooking	1.6-2.0
Shopping	1.4-1.8
<b>Office work</b>	
Typing	1.2-1.4
Miscellaneous office work	1.1-1.3
Drafting	1.1-1.3
<b>Leisure activities</b>	
Calisthenics exercise	3.0-4.0
Dancing, social	2.4-4.4
Tennis, singles	3.6-4.6
Basketball, half court, intramural	5.0-7.6
Wrestling—competitive or intensive	7.0-8.7
Golf, swinging and walking	1.4-2.6
Golf, swinging and golf cart	1.4-1.8

\*Abridged from the *ASHRAE Handbook of Fundamentals*, 1972.

## APENDICE J

### TABLA DE GANANCIA DE CALOR PARA MOTORES ELECTRICOS

**TABLE 53—HEAT GAIN FROM ELECTRIC MOTORS  
CONTINUOUS OPERATION\***

NAMEPLATE† OR BRAKE HORSEPOWER	FULL LOAD MOTOR EFFICIENCY PERCENT	LOCATION OF EQUIPMENT WITH RESPECT TO CONDITIONED SPACE OR AIR STREAM:		
		Motor In - Driven Machine in HP > 2545 % Eff	Motor Out - Driven Machine in HP = 2545	Motor In - Driven Machine out HP > 2545 (1 - % Eff)
		Btu per Hour		
1/20	40	320	130	190
1/12	49	430	210	220
1/8	55	580	320	260
1/6	60	710	430	280
1/4	64	1,000	640	360
1/2	66	1,290	850	440
3/4	70	1,820	1,280	540
1	72	2,680	1,930	750
1 1/2	79	3,220	2,540	680
2	80	4,770	3,820	950
3	80	6,380	5,100	1,280
5	81	9,450	7,650	1,800
7 1/2	82	15,600	12,800	2,800
10	85	22,500	19,100	3,400
15	85	30,000	25,500	4,500
20	86	44,500	38,200	6,300
25	87	58,500	51,000	7,500
30	88	72,400	63,600	8,800
40	89	85,800	76,400	9,400
50	89	115,000	102,000	13,000
60	89	143,000	127,000	16,000
75	89	172,000	153,000	19,000
100	90	212,000	191,000	21,000
125	90	284,000	255,000	29,000
150	90	354,000	318,000	36,000
200	91	470,000	382,000	48,000
250	91	560,000	510,000	64,000

\*For intermittent operation, an appropriate usage factor should be used, preferably measured.

†If motors are overloaded and amount of overloading is unknown, multiply the above heat gain factors by the following maximum service factors

#### Maximum Service Factors

Horsepower	1/20-1/6	1/6-1/4	1/4-1/2	1	1 1/2-2	3-250
AC Open Type	1.4	1.35	1.25	1.25	1.20	1.15
DC Open Type	—	—	—	1.15	1.15	1.15

No overload is allowable with enclosed motors.

‡For a fan or pump in air conditioned space, exhausting air and pumping fluid to outside of space, use values in last column.



## DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EQUIVALENTES PARA TECHOS OSCUROS, CLAROS Y SOMBREADOS

Basada en Temp. exterior diseño: 92F db; Temp. interior diseño: 75F;  
Rango diario de Temp.: 20F; 24 horas de operación; Marzo y 0° Latitud Sur

CONDICION	PESO DEL TECHO (lb/sq ft)	TIEMPO SOLAR																									
		AM							PM														AM				
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5		
EXPUESTO AL SOL	10	-2	-4	-5	-3	1	9	18	27	35	42	47	50	49	45	39	32	25	19	13	10	5	3	1	-1		
	20	2	1	0	1	4	12	19	26	33	40	45	47	47	44	39	34	29	23	18	15	11	9	7	5		
	40	16	14	10	11	17	23	33	44	51	60	68	71	74	71	64	60	54	47	41	37	30	28	25	20		
	60	12	11	9	10	11	14	19	25	31	35	39	42	43	42	40	38	35	32	29	25	21	19	16	14		
80	16	15	14	14	15	16	19	25	30	32	36	39	41	41	39	38	38	36	34	31	27	23	21	17			
CUBIERTO CON AGUA	20	-3	0	2	4	6	13	19	22	25	23	20	18	16	14	12	8	4	3	3	1	0	-1	-2	-3		
	40	-1	0	1	1	2	7	13	16	18	17	18	17	17	16	14	12	9	7	5	3	1	0	-1	-1		
	60	1	0	0	0	0	4	7	9	12	14	16	17	18	17	16	14	12	10	8	6	5	4	3	2		
ROCIADO	20	-2	0	2	4	6	10	14	17	20	19	18	17	16	14	12	8	4	3	2	1	0	0	-1	-1		
	40	0	0	1	1	2	4	7	11	15	16	16	16	16	15	14	11	9	7	5	3	2	2	1	1		
	60	1	0	0	0	0	2	4	7	10	12	14	15	16	15	14	13	12	10	8	6	4	3	2	1		
SOMBREADO	20	-3	-3	-2	0	2	4	8	11	14	15	16	15	14	12	10	7	4	3	2	1	-1	-2	-3	-3		
	40	-3	-3	-2	-1	0	2	4	7	10	12	14	15	14	13	12	10	8	6	4	2	1	-1	-2	-3		
	60	-1	-1	0	0	0	1	2	4	6	8	10	11	12	12	12	11	10	8	6	4	3	2	1	0		

## APENDICE K

# TABLA DE RESISTENCIA TERMICA DE MATERIALES DE CONSTRUCCION

- THERMAL RESISTANCES R--BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)

(log F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICKNESS INCH	DENSITY lb <sub>m</sub> per cu ft	WEIGHT lb per sq ft	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness	Per Listed Thickness
<b>INSULATING MATERIALS</b>						
BLANKET AND BATT	Cotton Fiber		0.6 - 2.0	—	2.85	—
	Mineral Wool, Fibrous Form Processed From Rock, Glass, or Glass		1.5 - 4.0	—	2.70	—
	Wood Fiber		3.2 - 3.6	—	4.00	—
	Wood Fiber, Multilayer Stitched Expanded		1.5 - 2.0	—	2.70	—
BOARD AND SLABS	Glass Fiber		5.5	—	4.00	—
	Wood or Cane Fiber					
	Acoustical Tile	1/2	22.4	23	—	1.16
	Acoustical Tile	3/4	22.4	1.4	—	1.78
	Interior Finish (Tile, Lath, Plank)		15.0	—	2.86	—
	Interior Finish (Tile, Lath, Plank)	1/2	15.0	0.62	—	1.43
	Roof Deck Slab					
	Sheathing (Impreg or Coated)		20.0	—	2.63	—
	Sheathing (Impreg or Coated)	1/2	20.0	0.83	—	1.32
	Sheathing (Impreg or Coated)	3/4	20.0	1.31	—	2.06
	Cellular Glass		9.0	—	2.50	—
	Cork Board (Without Added Binder)		6.5 - 6.0	—	2.70	—
Hog Hair (With Asphalt Binder)		1.5	—	2.00	—	
Plastic (Foamed)		1.60	—	3.43	—	
Wood Shredded (Comminuted or Foamed Strips)		22.0	—	1.62	—	
LOOSE FILL	Macerated Paper or Pulp Products		2.0 - 2.2	—	3.57	—
	Wood Fiber: Keeswood, hentsock, or fir		2.0 - 2.5	—	3.33	—
	Mineral Wool (Glass, Slag, or Rock)		2.0 - 3.7	—	3.33	—
	Sawdust or Shavings		5.0 - 15.0	—	2.22	—
	Vermiculite (Expanded)		7.0	—	2.08	—
ROOF INSULATION	All Types					
	Preformed, for use above deck					
	Approximately	1/2	15.6	7	—	1.36
	Approximately	7/8	15.6	1.2	—	2.21
	Approximately	1 1/2	15.6	1.9	—	4.17
	Approximately	2	15.6	2.6	—	5.76
	Approximately	2 1/2	15.6	3.2	—	6.67
Approximately	3	15.6	3.9	—	8.33	
<b>AIR</b>						
AIR SPACES	POSITION	HEAT FLOW				
	Horizontal	Up (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.81
	Horizontal	Up (Summer)	3/4 - 4	—	—	0.76
	Horizontal	Down (Winter)	1/2	—	—	1.02
	Horizontal	Down (Winter)	1 1/2	—	—	1.15
	Horizontal	Down (Winter)	4	—	—	1.23
	Horizontal	Down (Winter)	6	—	—	1.25
	Horizontal	Down (Summer)	3/4	—	—	0.85
	Horizontal	Down (Summer)	1 1/2	—	—	0.93
	Horizontal	Down (Summer)	4	—	—	0.99
	Sloping 45°	Up (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.90
	Sloping 45°	Down (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.85
	Vertical	Down (Winter)	1/2 - 4	—	—	0.97
	Vertical	Up (Summer)	1/2 - 4	—	—	0.96
AIR FILM	POSITION	HEAT FLOW				
	Horizontal	Up				0.6
	Sloping 45°	Up				0.62
	Vertical	Up (Summer)				0.66
	Sloping 45°	Down				0.76
	Horizontal	Down				0.92
	15 Mph Wind	Air Motion (Per Winter)	Up (Summer)			0.17
25 Mph Wind	Air Motion (Per Summer)	Up (Summer)			0.25	

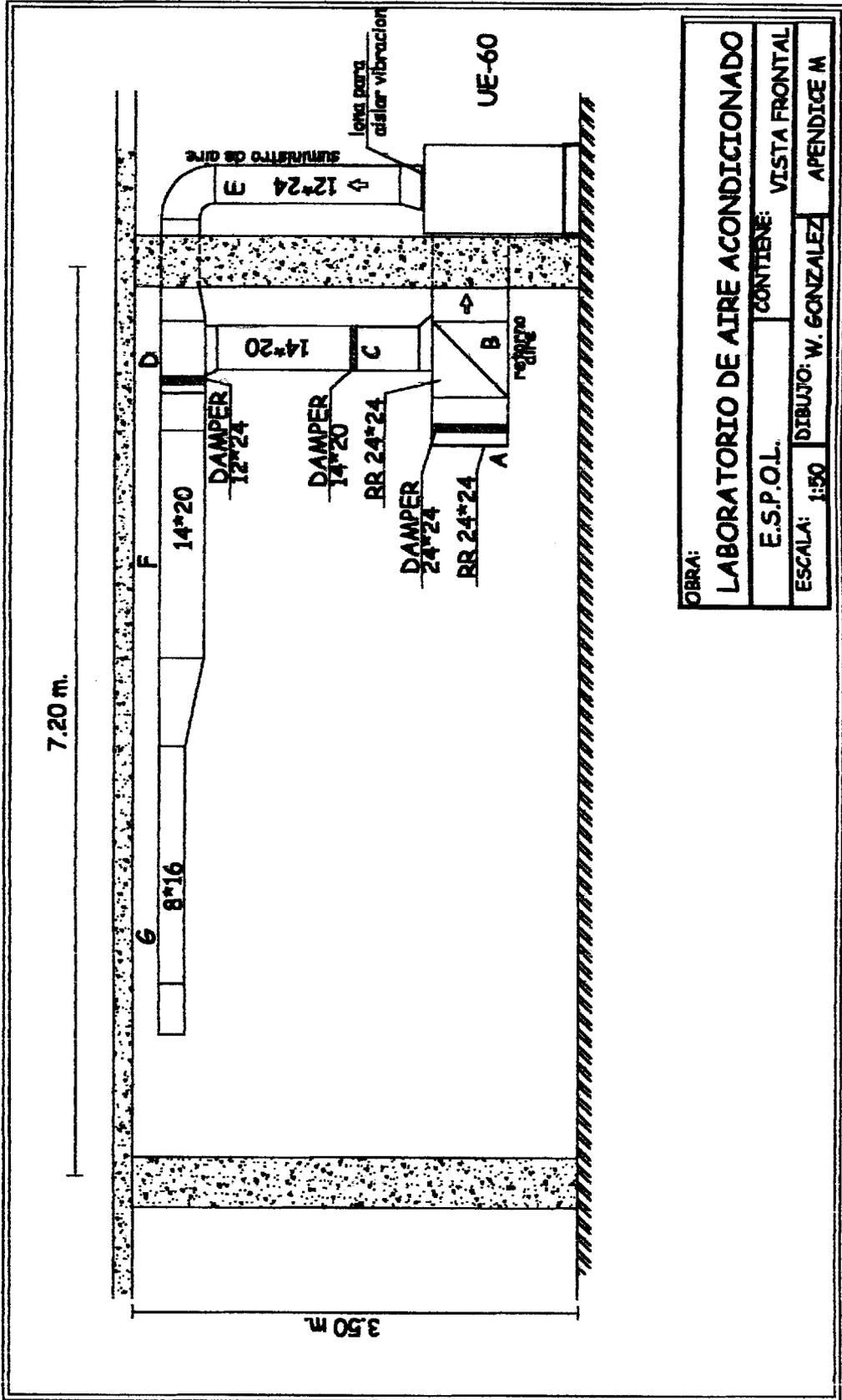
— THERMAL RESISTANCES R— BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd.)

(deg F per Btu / (hr) (sq ft))

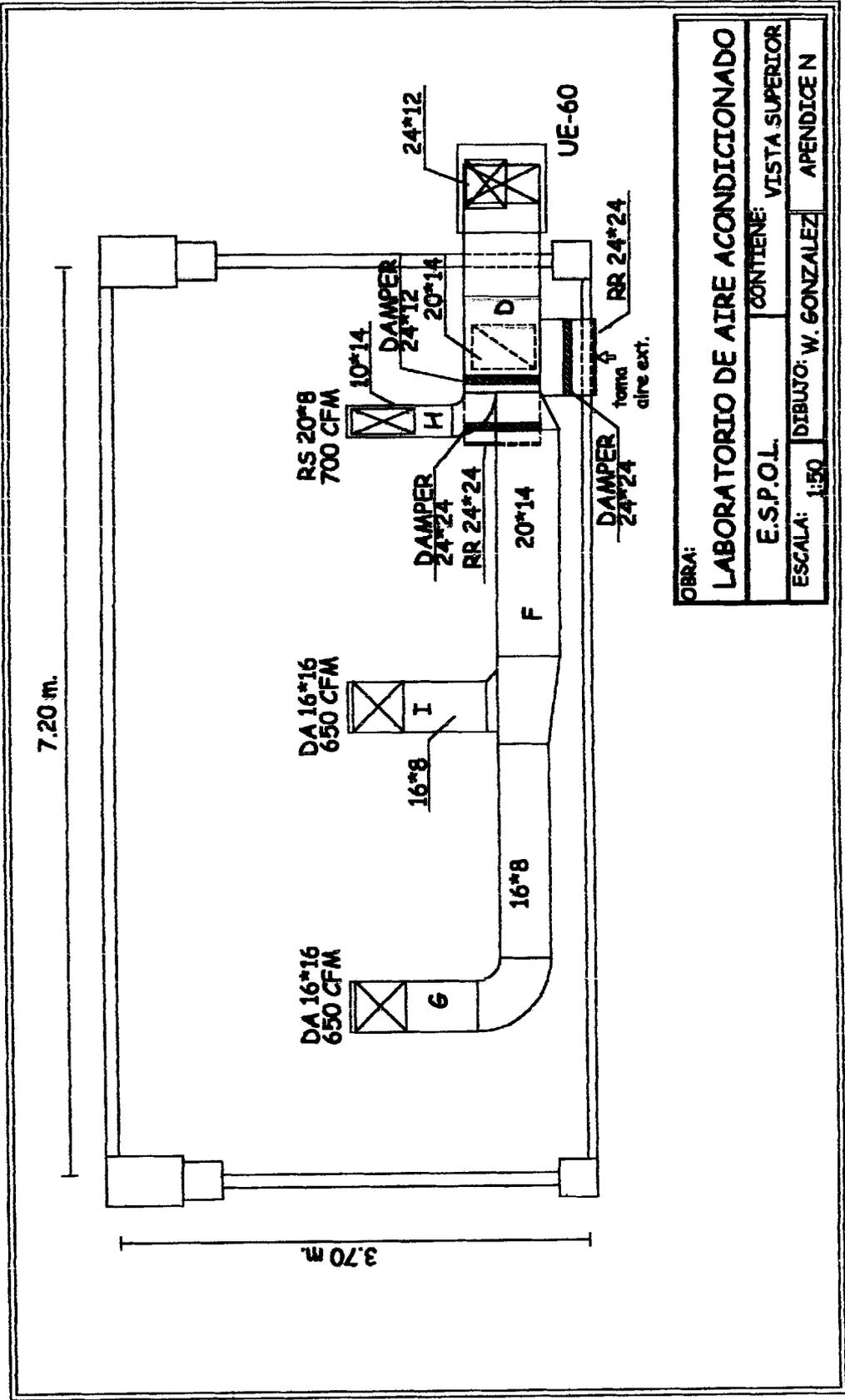
MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness 1 in.	For Listed Thickness 1 ft.
BUILDING MATERIALS (CONT.)						
MASONRY MATERIALS Concretes	Cement Mortar		116	—	0.20	—
	Gypsum-Fiber Concrete 07 1/2% gypsum, 12 1/2% wood chips		51	—	0.60	—
	Lightweight Aggregates		170	—	0.19	—
	Including Expanded Shale, Clay or Slate		100	—	0.78	—
	Expanded Slag, Clusters		80	—	0.40	—
	Pumice, Perlite, Vermiculite		40	—	0.59	—
	Also, Cellular Concretes		40	—	0.06	—
			36	—	1.11	—
			20	—	1.43	—
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Oven Dried)		140	—	0.11	—
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Not Dried)		140	—	0.08	—
Stucco		116	—	0.20	—	
PLASTERING MATERIALS	Cement Plaster, Sand Aggregate		116	—	0.20	—
	Sand Aggregate	1/2	116	4.8	—	0.10
	Sand Aggregate	3/4	116	7.2	—	0.15
	Gypsum Plaster					
	Lightweight Aggregate	1/2	45	1.88	—	0.32
	Lightweight Aggregate	3/4	45	2.34	—	0.39
	Lightweight Aggregate on Metal Lath	3/4	45	2.00	—	0.47
	Perlite Aggregate		45	—	0.67	—
	Sand Aggregate		105	—	0.18	—
	Sand Aggregate	1/2	105	4.4	—	0.09
	Sand Aggregate	3/4	105	5.3	—	0.11
Sand Aggregate on Metal Lath	3/4	105	6.6	—	0.13	
Sand Aggregate on Wood Lath		105	—	—	0.40	
Vermiculite Aggregate		45	—	0.59	—	
ROOFING	Asbestos-Cement Shingles		120	—	—	0.21
	Asphalt Roll Roofing		70	—	—	0.13
	Asphalt Shingles		70	—	—	0.44
	Built-up Roofing		70	2.2	—	0.33
	Slate	1/2	201	8.4	—	0.05
	Sheet Metal		—	—	—	—
	Wood Shingles		40	—	—	0.94
SIDING MATERIALS (On Flat Surfaces)	Shingles					
	Wood, 16", 7 1/2" exposure		—	—	—	0.87
	Wood, Double, 16", 12" exposure		—	—	—	1.19
	Wood, Plus Insul Backer Board, 1/2"		—	—	—	1.40
	Siding					
	Asbestos-Cement, 1/2" lapped		—	—	—	0.21
	Asphalt Roll Siding		—	—	—	0.13
	Asphalt Insul Siding, 1/2" Board		—	—	—	1.45
	Wood, Drop, 1"x8"		—	—	—	0.79
	Wood, Bevel, 1/2"x8", lapped		—	—	—	0.81
	Wood, Bevel, 1/2"x10", lapped		—	—	—	1.05
	Wood, Plywood, 1/2", lapped		—	—	—	0.59
	Structural Glass		—	—	—	0.10
	FLOORING MATERIALS	Asphalt Tile	3/4	120	1.25	—
Carpet and Fibrous Pad			—	—	—	2.08
Carpet and Rubber Pad			—	—	—	1.23
Ceramic Tile		1	—	—	—	0.08
Cork Tile			25	—	—	—
Cork Tile		1/2	25	0.26	—	2.72
Felt, Flooring			—	—	—	—
Floor Tile		1/2	—	—	—	—
Linoleum		1/2	80	0.83	—	—
Plywood Subfloor		3/4	34	1.77	—	—
Rubber or Plastic Tile		1/2	110	1.15	—	—
Terrazzo		1	140	11.7	—	—
Wood Subfloor		1 1/2	32	2.08	—	—
Wood, Hardwood Finish		3/4	45	2.81	—	—

TABLE B-1—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS  
(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness $\frac{1}{h}$	For Listed Thickness $\frac{1}{c}$
BUILDING MATERIALS						
BUILDING BOARD Boards, Panels, Sheathing, etc	Asbestos-Cement Board		120	—	0.25	—
	Asbestos-Cement Board	$\frac{1}{2}$	120	1.25	—	0.03
	Gypsum or Plaster Board	$\frac{1}{2}$	50	1.58	—	0.32
	Gypsum or Plaster Board	$\frac{1}{2}$	50	2.08	—	0.43
	Plywood		34	—	1.25	—
	Plywood	$\frac{1}{4}$	34	0.71	—	0.31
	Plywood	$\frac{3}{8}$	34	1.06	—	0.47
	Plywood	$\frac{1}{2}$	34	1.47	—	0.61
	Plywood or Wood Panels	$\frac{1}{2}$	34	2.13	—	0.94
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous		24	—	2.38	—
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous		31	—	2.00	—
	Wood Fiber, Hardboard Type		65	—	0.72	—
Wood Fiber, Hardboard Type	$\frac{1}{4}$	65	1.35	—	0.18	
Wood, Fir or Pine Sheathing	$\frac{3}{8}$	32	2.08	—	0.98	
Wood, Fir or Pine	$1\frac{1}{2}$	32	4.34	—	2.03	
BUILDING PAPER	Vapor Permeable Felt		—	—	—	0.06
	Vapor Seal, 2 Layers of Mapped 15 lb felt		—	—	—	0.12
	Vapor Seal, Plastic Film		—	—	—	Negl
WOODS	Maple, Oak, and Similar Hardwoods		45	—	0.91	—
	Fir, Pine, and Similar Softwoods		32	—	1.25	—
MASONRY UNITS	Brick, Common	4	120	40	—	0.80
	Brick, Face	4	130	43	—	0.44
	Clay Tile, Hollow					
	1 Cell Deep	3	60	15	—	0.60
	1 Cell Deep	4	48	16	—	1.11
	2 Cells Deep	6	50	25	—	1.52
	2 Cells Deep	8	45	30	—	1.83
	2 Cells Deep	10	42	35	—	2.22
	3 Cells Deep	12	40	40	—	2.50
	Concrete Blocks, Three Oval Core	3	76	19	—	0.40
	Sand & Gravel Aggregate	4	69	23	—	0.71
		6	64	32	—	0.91
		8	64	43	—	1.11
		12	63	63	—	1.78
	Cinder Aggregate	3	68	17	—	0.86
		4	60	20	—	1.11
		6	54	27	—	1.50
		8	56	37	—	1.72
		12	53	53	—	1.89
	Lightweight Aggregate (Expanded Shale, Clay, Slate or Slag; Pumice)	3	60	15	—	1.27
		4	52	17	—	1.50
		8	48	32	—	2.00
		12	43	43	—	2.22
Gypsum Partition Tile:						
3" x 12" x 30" solid	3	45	11	—	1.26	
3" x 12" x 30" 4-cell	3	35	9	—	1.33	
4" x 12" x 30" 3-cell	4	38	13	—	1.67	
Stone, Lime or Sand			150	—	0.08	—



OBRA:	LABORATORIO DE AIRE ACONDICIONADO		
E.S.P.O.L.	CONTIENE:	VISTA FRONTAL	
ESCALA: 1:50	DIBUJO: W. GONZALEZ	APENDICE M	



OBRA:		LABORATORIO DE AIRE ACONDICIONADO	
E.S.P.O.L.		CONTIENE: VISTA SUPERIOR	
ESCALA: 1:50	DIBUJO: W. GONZALEZ	APENDICE N	

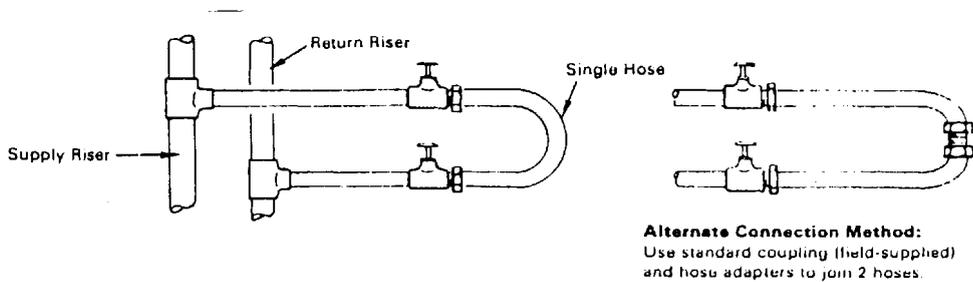
**APENDICE O**  
**GUIA DE LABORATORIO**

# GUIA DE LABORATORIO

## 1. ARRANQUE DE LA UNIDAD

### 1.1 PREPARACION PARA ENCENDIDO DE LA UNIDAD

Una vez instalado el sistema, las mangueras de alimentación deberán conectarse directamente a la tubería de retorno con el fin de eliminar toda la suciedad del interior de la tubería.



**FIGURA 1.1 LIMPIEZA DE TUBERIAS**

Seguidamente procedemos a encender la bomba, hasta observar que el agua de retorno a la torre de enfriamiento regrese limpia. Luego de esto debemos drenar el agua de la torre de enfriamiento y reemplazarla por agua limpia. Finalmente desconectamos las mangueras de la tubería y las conectamos a la manejadora de aire.

## 1.2 ENCENDIDO

Para el encendido de la unidad debemos tomar en cuenta el siguiente procedimiento:

1. Ajustar todas las válvulas y dejarlas en posición totalmente abiertas (full open), excepto la de la bomba que deberá ser regulada al caudal de trabajo.
2. Poner en operación la unidad.
3. La temperatura del laboratorio deberá estar dentro de los límites normales (61-67 °F de bulbo húmedo), la temperatura del agua que entra a la unidad, normalmente deberá ser menor a 90 °F y no mayor a 95 °F. La tabla IV nos muestra los límites de operación.

**TABLA I**  
**LIMITES DE OPERACIÓN**

Compresión	Mínimo	Normal	Máximo
Fuerza para abastecer voltage: (1)			
208-230/60/1	197	208-230	252
265/60/1	240	265	290
208-230/60/3	187	208-230	252
460/60/3	432	460	504
Ingreso de temperatura del aire: (2)			
Bulbo húmedo (enfriamiento)	57 F	61-67 F	75 F
Bulbo seco (calefacción)	50 F	65-75 F	80 F
Ingreso de temperatura del agua			
Enfriamiento	60 F	80-90 F	95 F
Calefacción	60 F	65-75 F	95 F
Ambiente circundante	40 F DB	65 F DB 67 F WD	70 F WD
Presión del agua excepto juego de mangueras	----	----	400 Psig

4. La línea de condensado deberá mantenerse limpia y con la elevación adecuada.

Es necesario equipar la unidad con un termostato de tal forma que se pueda ajustar el indicador de temperatura y poder revisar el aire frío entregado al cuarto a través de los difusores.

Si existe falla al operar deberá realizarse las siguientes operaciones:

1. Chequee que el voltaje y corriente estén de acuerdo con las especificaciones técnicas.
2. Revisar las conexiones en las terminaciones de los alambres.
3. Verifique la correcta conexión de la tubería de retorno y alimentación de la unidad.
4. Si el ventilador falla al operar, revisar que tenga el giro correcto y asegúrese de que se encuentre fijo al eje.

### **1.3 MANTENIMIENTO**

Antes de dar mantenimiento a la unidad, desconecte el swicht, con el fin de prevenir daños o muerte a causa de descarga eléctrica o en el contacto con partes móviles. Entre los principales aspectos a revisar tenemos:

- Revisión de filtros cada tres meses: Para esto se recomienda un horario regular de mantenimiento y la frecuencia de cambio

de filtro depende del tiempo de operación de la unidad. Cuando se instale el nuevo filtro asegúrese de que se halla deslizado correctamente a través de las rieles.

- Lubrique el motor del ventilador anualmente con SAE-40.
- Realizar una inspección visual, prestando atención al ensamble de las mangueras, note si existen signos de deterioro o rajaduras.
- Las presiones de alta y baja deberán revisarse con manómetros, estas deben ajustarse a las establecidas.
- El drenaje del condensado deberá ser limpiado de impurezas. Si por algún motivo existe crecimiento de algas, deberá usarse un tratamiento químico previa consulta con los especialistas.

## **2. GUIA DE PRUEBAS EXPERIMENTALES**

### **2.1 OBJETIVO**

La elaboración de esta guía es proporcionar al estudiante un conocimiento básico y general de los diferentes procesos que pueden ser aplicados al acondicionamiento de aire.

Esta guía se encuentra acompañada de ilustraciones y tablas de cálculo para las diferentes pruebas aplicables en el laboratorio, donde el estudiante tomará conciencia y se dará cuenta que está aprendiendo cosas relativas a su profesión. Junto a esto se muestra la infraestructura y los diferentes componentes del laboratorio, tales como: tuberías, ductos, termómetros, manejadora de aire, instrumentación, etc. ; que serán motivo de análisis ya que toda la teoría necesita ser verificada en la práctica.

### **2.2 PROCESOS SICROMETRICOS CLASICOS**

Tendremos la oportunidad de demostrar los cambios en las propiedades termodinámicas del aire, así como también la transferencia de energía y masa entre el aire y un medio, que puede ser: refrigerante, agua o humedad del aire.

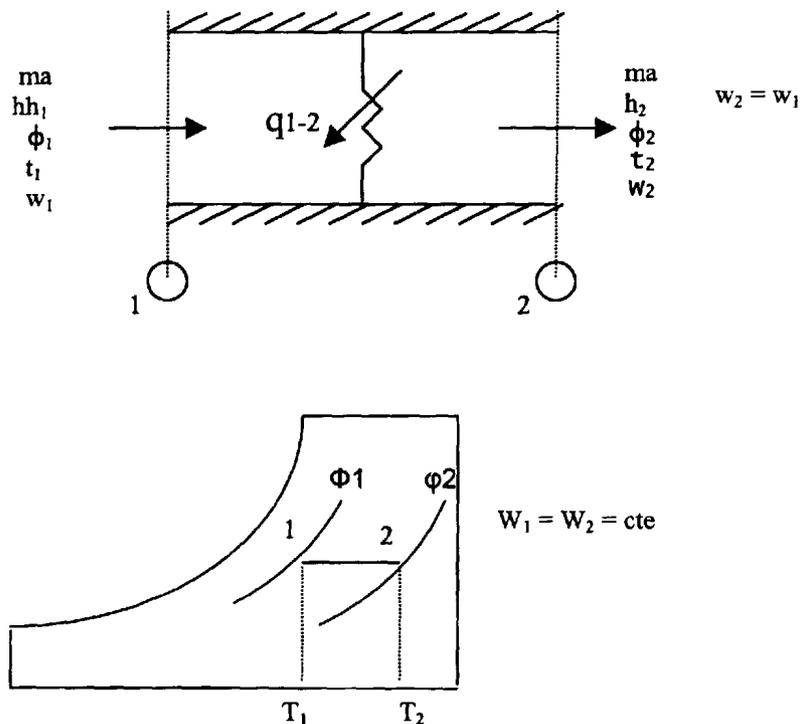
El balance de energía y conservación de masa son leyes básicas para el análisis y cálculos de los cambios de las propiedades termodinámicas en los procesos de acondicionamiento de aire.

## CALOR SENSIBLE

Es el calor que al añadirse provoca un aumento de temperatura sin cambio de humedad. Este proceso se da generalmente en los intercambiadores de calor.

El proceso de enfriamiento sensible es similar, con la diferencia que el calor es transmitido desde el aire al intercambiador.

La figura 2.2 nos muestra el dispositivo utilizado para este proceso y la representación gráfica en la Carta Psicrométrica.



**FIGURA 2.2 CALOR SENSIBLE Y REPRESENTACION  
GRAFICA DEL PROCESO**

Bajo condiciones de flujo en estado estable, el balance de energía queda de la siguiente manera:

$$q_{1-2} = m_a h_1 - m_a h_2$$

$$q_{1-2} = m_a (h_2 - h_1) \quad \text{EC. 2.1}$$

Se puede obtener  $h_1$  y  $h_2$  directamente de la carta psicrométrica. Como el aire ha sido asumido como un gas perfecto, la ecuación 5.1 puede expresarse como:

$$q_s = m_a C_p (T_2 - T_1) \quad \text{EC. 2.2}$$

$$\text{siendo: } C_p = C_{p_a} + \omega C_{p_v}$$

$$C_p = 0.24$$

$$m = \rho Q$$

$$= (1/V) Q$$

$$= Q/V \text{ (lbm}_a\text{/min)}$$

## **ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION**

Cuando se enfría el aire por debajo de su temperatura del punto de rocío, el vapor de agua se condensa. Este fenómeno ocurre en los evaporadores cuando la temperatura del refrigerante está por debajo de la temperatura del punto de rocío del aire, igual ocurre en los ductos de aire acondicionado mal aislados cuando una corriente fría

Bajo condiciones de flujo en estado estable, el balance de energía queda de la siguiente manera:

$$q_{1-2} = m_a h_1 - m_a h_2$$

$$q_{1-2} = m_a ( h_2 - h_1 ) \quad \text{EC. 2.1}$$

Se puede obtener  $h_1$  y  $h_2$  directamente de la carta sicrométrica. Como el aire ha sido asumido como un gas perfecto, la ecuación 5.1 puede expresarse como:

$$q_s = m_a C_p ( T_2 - T_1 ) \quad \text{EC. 2.2}$$

$$\text{siendo: } C_p = C_{p_a} + \omega C_{p_v}$$

$$C_p = 0.24$$

$$m = \rho Q$$

$$= (1 / V) Q$$

$$= Q / V \text{ (lbm}_a\text{/min)}$$

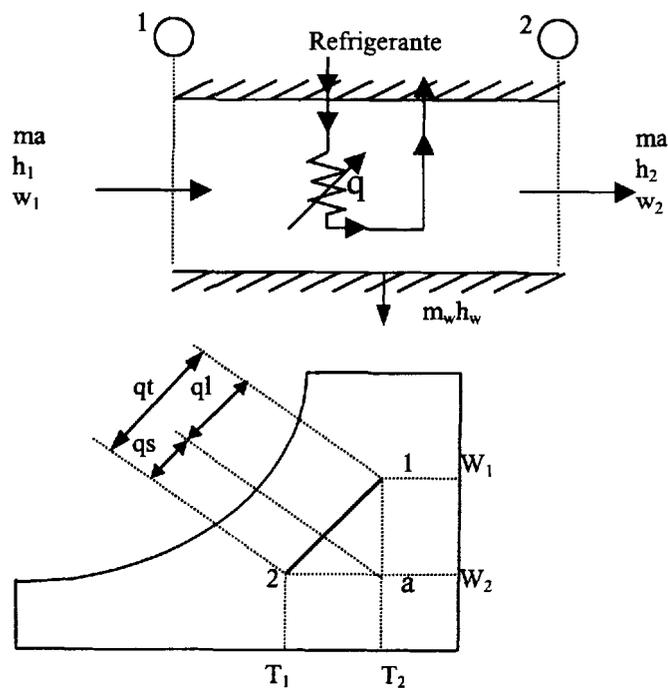
## **ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION**

Cuando se enfría el aire por debajo de su temperatura del punto de rocío, el vapor de agua se condensa. Este fenómeno ocurre en los evaporadores cuando la temperatura del refrigerante está por debajo de la temperatura del punto de rocío del aire, igual ocurre en los ductos de aire acondicionado mal aislados cuando una corriente fría

con temperatura por debajo del punto de rocío de la temperatura del área aclimatada circula por estos.

Este proceso involucra la transferencia de calor sensible y latente, el primero es asociado con la disminución de la temperatura de bulbo seco y el segundo con la disminución de la relación de humedad.

El proceso y gráfica lo podemos apreciar la figura 2.2.a:



**FIGURA 2.2.a PROCESO DE ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION**

Balance de energía:

$$E_{entra} = E_{sale}$$

$$m_a h_1 = q_{1-2} + m_a h_2 + m_w h_w \quad \text{EC. 2.3}$$

donde: la expresión  $m_w h_w$  es despreciable.

Balance de flujo de masa para el agua en el aire:

$$m_a \omega_1 = m_w + m_a \omega_2 \quad \text{EC. 2.4}$$

combinando las ecuaciones 2.3 y 2.4, tenemos:

$$q_T = m_a (h_2 - h_1) - m_a (\omega_1 - \omega_2) h_w \quad \text{EC. 2.5}$$

$$\text{siendo: } q_s = h_a - h_2 = m_a (h_2 - h_1)$$

$$q_l = h_1 - h_a = m_a (\omega_1 - \omega_2) h_w ,$$

$$\text{donde } h_w = h_{fg}$$

$$q_T = h_2 - h_1 = q_s + q_l$$

Cuando el enfriamiento sensible es combinado con deshumidificación, el aire sigue la pendiente hacia la izquierda la misma que depende de la cantidad de calor sensible y calor latente. Esta pendiente ha sido llamada SFH (*The Sensible Heat Factor*) ó Factor de Calor Sensible.

Si no existe cambio en la relación de humedad, entonces el SFH es igual a uno (SFH = 1.0) y su gráfica es una línea horizontal.

El SFH se expresa como:

$$\text{SFH} = q_s / q_s + q_l$$

$$\text{Siendo: } q_s = 1.08 \text{ CFM } \Delta T$$

$$q_l = 4.5 \text{ CFM } \Delta h$$

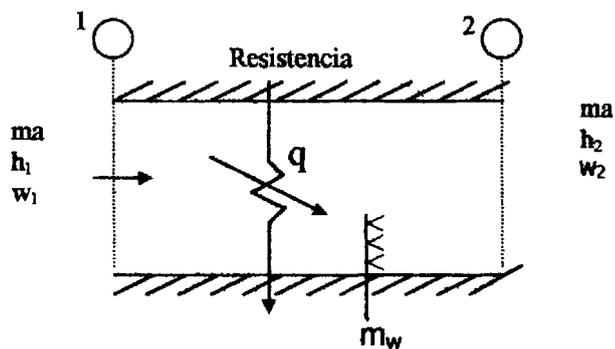
$$\text{SFH} = 0.2445 \Delta T / \Delta h$$

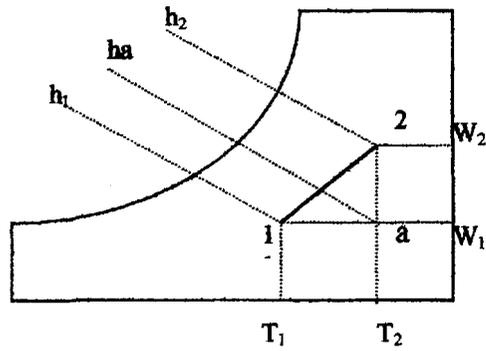
**EC. 2.6**

### CALENTAMIENTO CON HUMIDIFICACION

El proceso de calentamiento y humidificación consiste en añadir vapor de agua al aire, el cual incrementa su humedad. Esta operación puede realizarse inyectando vapor, por spray o algún dispositivo atomizador.

Las figura 2.2.b nos indica el proceso y su representación gráfica en la carta sicrométrica.





**FIGURA 2.2.b PROCESO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACION**

Balace de energíá:

$$m_a h_1 + q + m_w h_w = m_a h_2 \quad \text{EC. 2.7}$$

Balace de masa para el agua está dado por:

$$m_a \omega_1 - m_w = m_a \omega_2 \quad \text{EC. 2.8}$$

Combinando las ecuaciones 5-6 y 5-7, tenemos:

$$m_a h_1 + q_{1-2} + (m_a \omega_2 - m_a \omega_1) h_w = m_a h_2$$

$$m_a (h_2 - h_1) + m_a (\omega_2 - \omega_1) h_w = q_{1-2}$$

$$q_{1-2} = m_a [(h_2 - h_1) + (\omega_2 - \omega_1) h_w] \quad \text{EC. 2.9}$$

## MEZCLA ADIABATICA DE DOS CORRIENTES DE AIRE

Las mezclas de aire son utilizadas para mantener la humedad deseada, disminuir el  $\Delta T$  y no tener aire tan frío en el área acondicionada.

La figura 2.2.c muestra el proceso y la representación gráfica del mismo.

Balance de energía:

$$m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2 = m_{a3}h_3 \quad \text{EC. 2.10}$$

Balance de masa del aire:

$$m_{a3} = m_{a1} + m_{a2} \quad \text{EC. 2.11}$$

Balance de masa del vapor de agua:

$$m_{a3} \omega_3 = m_{a1}\omega_1 + m_{a2}\omega_2 \quad \text{EC. 2.12}$$

reemplazando la ecuación 2-11 en la 2-12 tenemos:

$$(m_{a1} + m_{a2}) \omega_3 = m_{a1}\omega_1 + m_{a2}\omega_2$$

$$m_{a1}(\omega_3 - \omega_1) = m_{a2}(\omega_3 - \omega_2)$$

$$(m_{a1} / m_{a2}) = (\omega_2 - \omega_3) / (\omega_3 - \omega_1)$$

reemplazando la ecuación 2-10 en 2-9, tenemos:

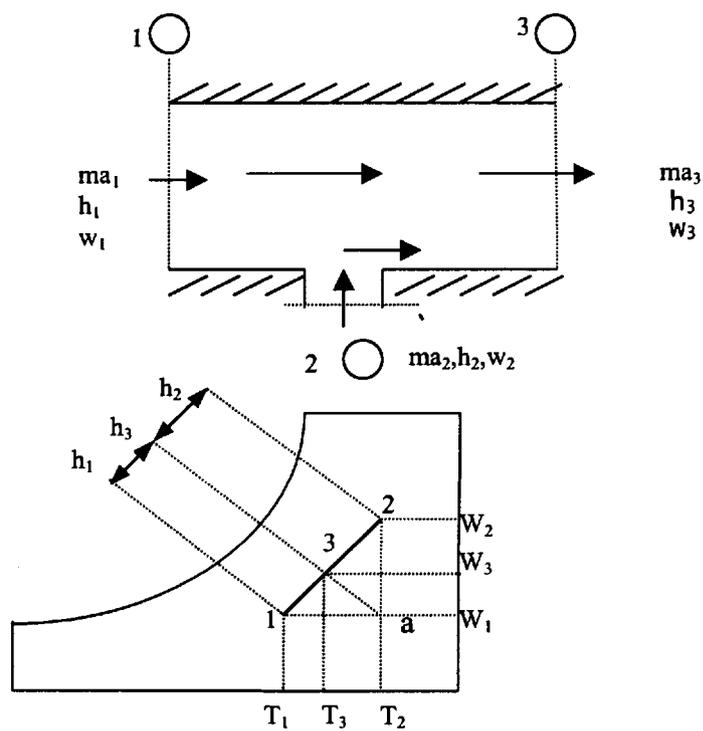
$$m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2 + (m_{a1} + m_{a2})h_3$$

$$(m_{a1} / m_{a2}) = (h_3 - h_2)/(h_1 - h_3)$$

luego tenemos:

$$(m_{a1}/m_{a2}) = (\omega_2 - \omega_3)/(\omega_3 - \omega_1) = (h_3 - h_2)/(h_1 - h_3)$$

**EC. 2.13**



**FIGURA 2.2.c MEZCLA ADIABATICA DE DOS CORRIENTES DE AIRE**

## 2.3 RUEBAS EXPERIMENTALES

### 2.3.1 ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION

#### OBJETIVO:

- Determinar la temperatura de confort ( $T_c$ ) acorde a la capacidad del equipo con relación al área climatizada.
- Determinar la masa del condensado ( $m_w$ ).
- Determinar la energía del condensado ( $q$ ), mediante un balance de energía.

#### DATOS:

- Caudal (CFM).
- Temperatura de bulbo seco ( $T_{oDB}$ ) y bulbo húmedo ( $T_{oWB}$ ) del medio.
- Humedad relativa del serpentín ( $\phi_s$ ).
- Temperatura del condensado o punto del rocío ( $T_d$ ).

#### PROCEDIMIENTO:

- Con el sicrómetro se toma lectura de la temperatura de bulbo seco y húmedo del medio.
- Asumimos una humedad relativa a la salida del serpentín.
- Cerramos los dampers B y C, dejando abierto A y D.
- Ponemos en funcionamiento el equipo.

- Cuando tengamos una temperatura de confort deseada en el laboratorio, procedemos a leer la temperatura del serpentín ( $T_s$ ).
- Procedemos a realizar los cálculos en la tabla VII y la representación gráfica en la carta sicrométrica.

Esta práctica podemos realizarla de igual manera, variando el caudal o las temperaturas del laboratorio.

### **2.3.2 AIRE ACONDICIONADO CON RECIRCULACION MAS AIREEXTERIOR.**

#### **OBJETIVO:**

- Determinar la masa de aire en el laboratorio ( $m_{aA}$ ) y caudal ( $CFM_A$ ).
- Determinar la masa de aire exterior ( $m_{aO}$ ).
- Determinar la masa de aire a la salida del serpentín ( $m_{aC}$ ).
- Determinar la temperatura del aire antes del serpentín ( $T_E$ ).
- Determinar el calor absorbido en el laboratorio.

#### **DATOS:**

- Capacidad del equipo ( $q_i$ ).

- Caudal de aire del equipo ( $CFM_t$ ).
- Temperatura del bulbo seco y húmedo del medio.
- Temperatura del serpentín ( $T_s$ ).

#### **PROCEDIMIENTO:**

- Fijamos una temperatura de climatización del laboratorio.
- Se fija un porcentaje del caudal del aire exterior.
- Cerramos el damper C, abrimos A, B y D en los porcentajes requeridos.
- Ponemos en funcionamiento el equipo.
- Cuando el sicrómetro indique la temperatura deseada, tomamos lectura de la temperatura del serpentín y salida de los difusores.
- Procedemos a realizar los cálculos en la tabla VIII y su representación gráfica en la carta sicrométrica.

### **2.3.3 BY-PASS DEL AIRE DE SUMINISTRO**

#### **OBJETIVO:**

- Determinar el porcentaje del aire de by-pass ( $\%_{by-pass}$ ) y porcentaje de aire en el serpentín ( $\%_s$ ).
- Determinar el factor de calor sensible (SFH).
- Determinar la temperatura de la mezcla ( $T_D$ ).

- Determinar el volumen de aire enfriado y deshumidificado ( $v_D$ ).
- Determinar la carga total de enfriamiento ( $q_t$ ).

**DATOS:**

- Caudal de aire del equipo (CFMt).
- Caudal de aire de by-pass (CFMby-pass).
- Temperatura de bulbo seco y húmedo del laboratorio ( $T_c$ ).
- Humedad relativa del serpentín ( $\phi_s$ ).
- Temperatura del serpentín ( $T_s$ ).

**PROCEDIMIENTO:**

- Fijamos una temperatura de climatización del laboratorio.
- Fijamos un caudal constante.
- Con el sicolómetro tomamos la lectura de la temperatura de bulbo seco y húmedo del medio.
- Asumimos una relación de humedad para el serpentín.
- Abrimos los dampers A, B y D, cerramos C.
- Ponemos en funcionamiento el equipo.

- Cuando el sicrómetro nos indique la temperatura deseada en el laboratorio, tomamos lectura de la temperatura del serpentín.
- Procedemos a realizar los cálculos en la tabla IX y la gráfica en la carta sicrométrica.

#### **2.3.4 BY-PAS DE AIRE DE SUMINISTRO MAS AIRE EXTERIOR**

##### **OBJETIVO:**

- Determinar el factor de calor sensible (SFH).
- Determinar la temperatura de la mezcla al entrar al laboratorio ( $T_C$ ) y su masa ( $m_{ac}$ ).
- Determinar la temperatura de la mezcla antes del serpentín de enfriamiento ( $T_E$ ).
- Determinar el caudal de aire enfriado (CFM<sub>enf.</sub>) y el caudal de aire de by-pass (CFM<sub>by-pass</sub>).
- Determinar el calor absorbido por el cuarto ( $q_c$ ).

##### **DATOS:**

- Capacidad del equipo ( $q_t$ ).
- Caudal del equipo (CFM<sub>t</sub>).
- Porcentaje de aire de retorno ( $\%_R$ ) y porcentaje de aire exterior ( $\%_o$ ).
- Temperatura de bulbo seco y húmedo del medio.





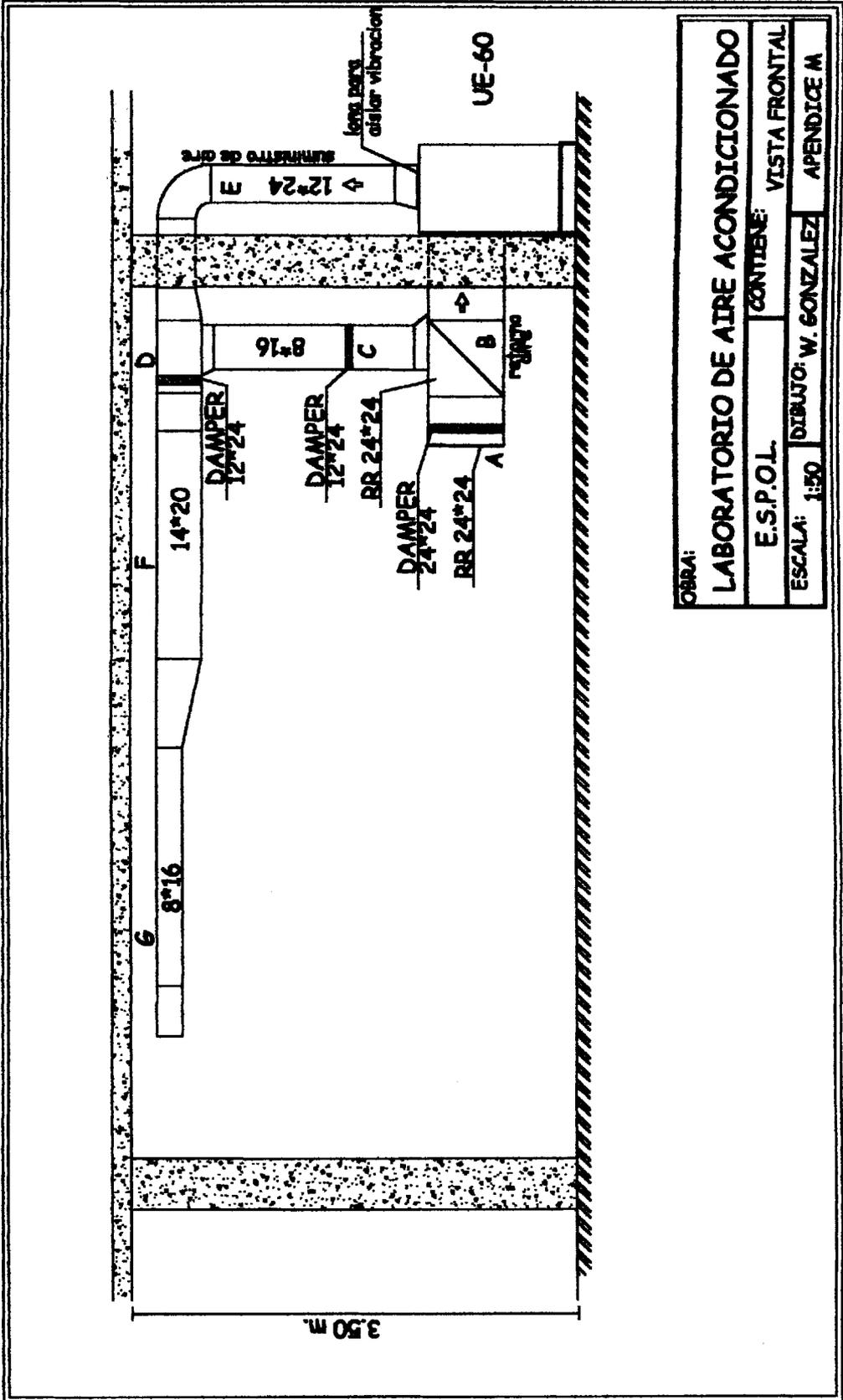




## BIBLIOGRAFIA

1. ASHRAE, ASHRAE Hanbook 1989, Fundamentals ASHRAE, Inc., Atalanta, G.A., 1989.
2. ASHRAE, ASHRAE Hanbook 1987, HVAC Systems and Applications, Inc. Atalanta, G.A., 1987.
3. BOTERO CAMILO, Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado, Cámara Nacional de Industria Editorial, 1987, 1<sup>ra</sup> Edición, Cap. # 8, Mexico D.F.
4. CRANE, Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías, McGRAW-HILL / INTERAMERICANA DE MEXICO, S.A. DE C.V., 2<sup>da</sup> Edición, 1995.
5. ESPOL, Folleto de Ventilación Industrial, 1998
6. FAIRIS VIRGIL / SIMMANG CLIFFORD, Termodinámica de Fairis, Noriega Editores, 1990, 1<sup>ra</sup> Edición, Mexico D.F.
7. INCROPERA FRANK / DE WITT DAVID, Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa, Wiley, 1990, 3<sup>ra</sup> Edición, New York – Estados Unidos.
8. IRVING H. SHAMES, Mecánica de Fluidos, McGRAW-HILL INTERAMERICANA S.A., 1995 3<sup>era</sup> Edición, Capítulo # 9. Santa Fé de Bogotá – Colombia.

9. INCROPERA FRANK / DE WITT DAVID, Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa, Wiley, 1990, 3<sup>ra</sup> Edición, New York – Estados Unidos.
10. STAMPER & CORAL, Handbook of Air Conditioning, Heating and Ventilating, Esamper & Coral Editors, 3<sup>ra</sup> Edición.



OBRA:

LABORATORIO DE AIRE ACONDICIONADO

E.S.P.O.L.

CONTIENE: VISTA FRONTAL

ESCALA: 1:50

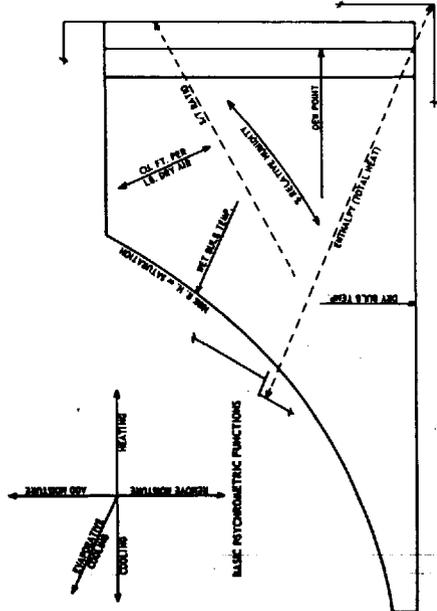
DIBUJO: W. GONZALEZ

APENDICE M



# LENNOX PSYCHROMETRIC CHART

Barometric Pressure 29.92 Inches of Mercury



SKELETON PSYCHROMETRIC CHART

