

DIRECTORIO DEL CURSO DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIREA INSTALACIONES Y APLICACIONES NOVIEMBRE 1984.

1. ING. MANUEL DE ANDA FLORES (COORDINADOR)
 ASESOR DE INSTALACIONES
 SAGREDO NO. 127
 SAN JOSE INSURGENTES
 MEXICO, D.F.
 651 32 27

2. ING. CARLOS MIGUEL GUTIERREZ ARANGO (COORDINADOR)
 DIRECTOR GENERAL
 G. A. INGENIERIA, S.A. DE C.V.
 MIGUEL ANGEL NO. 148-1
 MEXICO, D.F.
 598 55 60 y 62

3. ING. RODRIGO DE BENGOCHEA OLGUIN
 GERENTE GENERAL
 INGENIERIA QUIMICA APLICADA
 AUGUSTO RODIN NO. 105 Depto. 206
 COL. INSURGENTES MIXCOAC
 MEXICO, D.F.
 598 13 01

4. ING. RICARDO BRISEÑO LOPEZ
 JEFE DE LA OFICINA DE INSTALACIONES
 I M S S
 553 21 11

5. ING. LUCIO JAVIER CRUZ FUGUEROA
 GERENTE GENERAL
 PROAAASA
 ZARAGOZA 18 ESQ. ALLENDE
 COL. AÑO DE JUAREZ
 09780 MEXICO, D.F.
 582 74 94

6. ING. JAVIER FINK SERRALDE
 GERENTE GENERAL
 FYG, S.A.
 CAMINO DE LAS MINAS 45
 01280 MEXICO, D.F.
 563 96 40 Y 563 34 34

7. ING. ALFREDO ARELLANO LOPEZ
 G.A. INGENIEROS, S.A. DE C.V.
 MIGUEL ANGEL NO. 148-1
 MEXICO, D.F.
 598 55 60 y 62

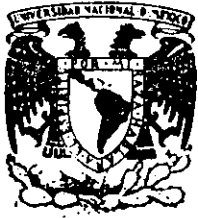
СОУЩЕСТВУЮЩИЕ
СОУЩЕСТВУЮЩИЕ

СОУЩЕСТВУЮЩИЕ
СОУЩЕСТВУЮЩИЕ

СОУЩЕСТВУЮЩИЕ
СОУЩЕСТВУЮЩИЕ

СОУЩЕСТВУЮЩИЕ
СОУЩЕСТВУЮЩИЕ

Fecha	Tema	Horario	Profesor
Noviembre 5	PRESENTACION	17 a 18 h	Ing. Carlos M. Gutiérrez Arango
Noviembre 5	CONCEPTOS FUNDAMENTALES	18 a 19 h	ING. MANUEL DE ANDA
	SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES	19 a 21 h	ING. MANUEL DE ANDA ING. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO
Noviembre 6	BALANCE TERMICO	17 a 19 h	ING. MANUEL DE ANDA
	PSICROMETRIA	19 a 21 h	ING. MANUEL DE ANDA ING. RODRIGO DE BENGOCHEA
Noviembre 7	CICLO DE REFRIGERACION	17 a 21 h	ING. CARLOS GUTIERREZ ARANGO ING. RODRIGO DE BENGOCHEA
Noviembre 8	SISTEMAS DE MANEJO Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	17 a 21 h	ING. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO ING. RICARDO BRICEÑO LOPEZ
Noviembre 9	DIFUSION Y CONTROL DEL AIRE	17 a 21 h	ING. JAVIER FINK SERRALDE ING. CARLOS GUTIERREZ ARANGO
Noviembre 10	FILTRACION, PUREZA Y HUMIDIFICACION DE AIRE	17 a 21 h	ING. JAVIER CRUZ FIGUEROA ING. MANUEL DE ANDA
Noviembre 12	<u>Equipos de Acondicionamiento de Aire:</u>		
	Ventiladores, Unidades Enfriadoras, Unidades Paquete.	17 a 21 h	ING. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO ING. MANUEL A. DE ANDA
Noviembre 13	Unidades Manejadoras y Enfriadoras de Aire, Cálculo y Selección de Serpentes	17 a 21 h	ING. MANUEL DE ANDA ING. JAVIER FINK SERRALDE
Noviembre 14	APLICACION DE LA COMPUTADORA	17 a 19 h	ING. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO
	PROTECCIONES ELECTRICAS	19 a 21 h	ING. ALFREDO ARELLANO LOPEZ
Noviembre 15	EJEMPLO PRACTICO	17 a 21 h	ING. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO ING. MANUEL DE ANDA
Noviembre 16	EJEMPLO PRACTICO	17 a 21 h	ING. MANUEL DE ANDA ING. CARLOS M. GUTIERREZ ARANGO



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

FUNDAMENTOS DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

NOVIEMBRE, 1984

SISTEMAS DE CONDUCCIÓN DE AIRE
DUCTOS Y DIFUSORES

La circulación del aire también acelera el proceso de la convección retirando el aire tibio cercano al cuerpo y así alejando el calor - disipado por éste. El aire en circulación también quita el calor de las paredes, techos y otras superficies que rodean al cuerpo acelerando así el proceso de la radiación. Principalmente debemos recordar que la circulación del aire es otro de los factores que afectan el confort humano.

Así vemos que la comodidad del cuerpo humano depende de tres factores:

Temperatura, humedad relativa y circulación del aire.

7



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI) EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

NOVIEMBRE, 1984

Las dos unidades suplementarias del sistema SI se definen como sigue:

4.1-El metro (símbolo: m) es la longitud igual a $1/299\,792\,458$ veces la longitud de onda en el vacío de la radiación correspondiente a la transición entre los niveles $2p_{1/2}$ y $5d$, del átomo de kriptón 86. (La pulgada anglo-norteamericana es igual a 25.4 mm exactamente).

4.2-El kilogramo (símbolo: kg) es la masa del prototipo internacional del kilogramo. (La libra anglo-norteamericana es igual exactamente a $0.453\,592\,37$ kg.).

4.3-El segundo (símbolo: s) es la duración de $919\,263\,1770$ períodos de la radiación correspondiente a la transición entre los dos niveles hiperfinos del estado fundamental del átomo de cesio 133.

4.4-El ampere (símbolo: A) es la intensidad de una corriente eléctrica constante que, mantenida en dos conductores paralelos, rectilíneos, de longitud infinita, de sección circular despreciable y colocados a un metro de distancia entre sí, en el vacío, produciría entre estos conductores una fuerza igual a 2×10^{-7} newtons por metro de longitud.

4.5-El kelvin (símbolo: K), unidad de temperatura termodinámica, es la fracción $1/273.15$ de la temperatura termodinámica del punto triple del agua (o sea en el que coexisten hielo, agua y vapor). Aquí conviene mencionar que el cero de la escala del Celsius corresponde a 273.15 kelvins, de manera que, por ejemplo, treinta y siete grados Celsius, antes llamados grados centígrados, son $37^\circ\text{C} = 310.15$ K. También debe aclararse que no se debe decir grados-kelvin, sino simplemente kelvins, de tal manera que si la temperatura de un cuerpo sube o baja un grado Celsius, también sube o baja un kelvin. De acuerdo con lo antes dicho, si t_c es la temperatura en grados Celsius (antes centígrados) y si T es la temperatura kelvin, se tiene: $t_c = T - 273.15$ y $T = t_c + 273.15$. Por otra parte, si t_f es la temperatura en grados Fahrenheit se tiene que: $t_c = (5/9)(t_f - 32)$ y $t_f = 1.8 t_c + 32$.

4.6- La candela (símbolo: cd) es la intensidad luminosa, en dirección perpendicular, de una superficie de $1/600\,000$ de metro cuadrado de un cuerpo negro, a la temperatura de solidificación del platino, bajo una presión de $101\,325$ newtons por metro cuadrado. (Conviene comentar que la presión de $101\,325$ N/m² es la presión atmosférica normal, antes conocida como 760 mm Hg, ya que la densidad del mercurio es $13\,595.1$ kg/m³ y la aceleración normal de la gravedad en la Oficina Internacional de Pesas y Medidas es de $9.806\,65$ m/s², por lo cual se tiene -

que $0.76 \text{ m} \times 13\,595.1 \text{ kg/m}^3 \times 9.806\,65 \text{ m/s}^2 = 101\,325 \text{ N/m}^2 = 1013.25$ milibarios).

4.7-El mol (símbolo: mol) es la cantidad de sustancia de un sistema que contiene tantas unidades elementales como haya átomos de carbono en 0.012 kg de carbono 12. Hay que hacer notar que al emplear el mol debe especificarse de qué unidades elementales se trata, ya sean átomos, moléculas, iones, electrones u otras partículas o grupos de partículas.

Por cuando a las dos unidades complementarias o suplementarias, éstas se definen así:

4.8-El radián (símbolo: rad) es el ángulo plano que, teniendo su vértice en el centro de un círculo, intercepta en la circunferencia de ese círculo un arco igual a la longitud del radio. (El radián equivale a $180^\circ/\pi = 57.295\,779\,5^\circ = 206\,264.806'' = 57^\circ\,17'\,44.806''$).

4.9-El estereorradián (símbolo: sr) es el ángulo sólido que teniendo su vértice en el centro de una esfera, corta sobre la superficie de esa esfera un área igual a la de un cuadrado que tenga por lado el radio de la esfera. (Como el área de la esfera es $4\pi r^2$, resulta que el ángulo sólido que abarca todas las direcciones del espacio es de 4π estereorradianes, o sea $12.566\,371$ sr).

5.- De las siete unidades básicas y de las dos complementarias, se derivan todas las demás unidades del sistema SI, como por ejemplo las siguientes:

- unidad de superficie: m²
- unidad de volumen: m³
- unidad de densidad: kg/m³
- unidad de gasto: m³/s
- unidad de viscosidad cinemática: m²/s
- unidad de poder calorífico: J/kg

6.- Dentro del sistema SI hay unidades derivadas que llevan nombres y símbolos especiales aprobados por la CGPM.

6.1-El becquerel (símbolo: Bq) como unidad de actividad de radionúclidos con el valor de $1 \text{ Bq} = 1/\text{s}$.

6.2-El coulomb o culombio (símbolo: C) de cantidad de electricidad o carga eléctrica, con valor de $1 \text{ C} = 1 \text{ A}\cdot\text{s}$.

6.3-El farad o faradio (símbolo: F) de capacitancia, con valor de $1 F = 1 C/V$. (Ver 6.15 más adelante).

6.4-El gray (símbolo: Gy) de dosis de radiación absorbida, con valor de $1 Gy = 1 J/kg$. (Ver 6.7 más adelante).

6.5-El henry (símbolo: H) de inductancia, con valor de $1 H = 1 Wb/A$. (Ver 6.17 más adelante).

6.6- El hertz (plural: hertz; símbolo: Hz) de frecuencia de un fenómeno periódico, con valor de $1 Hz = 1/s$.

6.7-El joule o julio (símbolo: J) de energía, trabajo, - cantidad de calor, con valor de $1 J = 1 N \cdot m$.

6.8-El lumen (plural: lúmenes; símbolo: lm) de flujo luminoso, con valor de $1 lm = 1 cd \cdot sr$.

6.9-El lux (plural: lux; símbolo: lx) de iluminancia o nivel de iluminación, con valor de $1 lx = 1 lm/m^2$.

6.10-El newton (símbolo: N) como unidad de fuerza, con valor de $1 N = 1 kg \cdot m/s^2$.

6.11-El ohm (símbolo: Ω) de resistencia eléctrica, con valor de $1 \Omega = 1 V/A$.

6.12-El pascal (símbolo: Pa) de presión o de esfuerzo, con valor de $1 Pa = 1 N/m^2$.

6.13-El siemens (se pronuncia símens; plural: siemens; - símbolo: S) de conductancia eléctrica, con valor de $1 S = 1 A/V$.

6.14-El tesla (símbolo: T) de densidad de flujo magnético, con valor de $1 T = 1 Wb/m^2$. (Ver 6.17 más adelante).

6.15-El volt o voltio (símbolo: V) de potencial eléctrico, diferencia de potencial o fuerza electromotriz, con valor de $1 V = 1 W/A$. (Ver 6.16).

6.16-El watt o vatio (símbolo: W) de potencia o de flujo radiante, con valor de $1 W = 1 J/s$.

6.17-El wéber (símbolo: Wb) de flujo magnético, con valor de $1 Wb = 1 V \cdot s$.

7.- MULTIPLOS Y SUBMULTIPLOS DEL SI.

7.1 En el sistema internacional de unidades de medida, los múltiplos y submúltiplos de cualquiera de sus unidades, ya sean fundamentales o derivadas, van de mil en mil, correspondiendo a cada múltiplo o submúltiplo un prefijo y un símbolo, como se indica a continuación:

PREFIJO	SIMBOLO	VALOR
exa	E	1 000 000 000 000 000 000 = 10^{18}
peta	P	1 000 000 000 000 000 = 10^{15}
tera	T	1 000 000 000 000 = 10^{12}
giga	G	1 000 000 000 = 10^9
mega	M	1 000 000 = 10^6
kilo	k	1 000 = 10^3
mili	m	0.001 = 10^{-3}
micro	μ	0.000 001 = 10^{-6}
nano	n	0.000 000 001 = 10^{-9}
pico	p	0.000 000 000 001 = 10^{-12}
femto	f	0.000 000 000 000 001 = 10^{-15}
ato	a	0.000 000 000 000 000 001 = 10^{-18}

Cabe hacer notar que en los Estados Unidos "one billion" significa mil millones (10^9) y que "one trillion" quiere decir un millón de millones (10^{12}) o sea un billón en español.

7.2-Los prefijos hecto (símbolo: h, con valor 100), deca (símbolo: da, con valor 10), deci (símbolo: d, con valor 0.1) y centi (símbolo: c, con valor 0.01) deben evitarse en lo posible, aunque se admite la hectárea (ha) como nombre de $1 hm^2$ (hectómetro cuadrado); se acepta el centímetro (cm) para medidas de ropa, zapatos o partes del cuerpo humano; se aprueba el nombre de litro (L) para el decímetro cúbico (dm^3), cuando se miden líquidos o gases y el de mililitro (ml) como nombre del centímetro (cm^3); el nombre de tonelada o tonelada métrica (símbolo: t) se acepta para el comercio, en sustitución del megagramo ($1 Mg = 1 000 kg$).

7.3-En los prefijos de múltiplos y submúltiplos no debe cargar el acento, sino en el nombre de la unidad: kg (kilogramo), GW (gigawatt), nm (nanometro), μm (micro metro), kW (kilowatt, no kilowatt como en inglés). Recordemos que micrómetro es un instrumento de medición.

8.- ESCRITURA DE LAS CANTIDADES Y DE SUS UNIDADES.

8.1-El único signo de puntuación admitido es el punto decimal (o la coma, al estilo europeo), debiendo separarse las cifras en grupos de tres en tres, antes y después del punto decimal, con un pequeño blanco intermedio entre cada tres cifras. Así por ejemplo: nueve mil ochocientos setenta y seis millones quinientos cuarenta y tres mil doscientos diez se escribirá 9 876 543 210; veintitrés unidades con cuatrocientas cincuenta y seis milésimas y setecientas ochenta y nueve millonésimas se escribirá: 23.456 789; cuando se trate de números de cuatro cifras, éstas pueden escribirse juntas (1980) o separada la primera cifra de las otras tres (5 832 kg).

8.2-Nunca se agregará "s" de plural a los símbolos de unidades, ni se les pondrá punto (porque no son abreviaturas), a menos que sea el punto final de una frase. Se escribirá, por ejemplo 1 kg, 50 kg, 3 mm, --- 75 mm, 1 200 L, etc.

9.- OTRAS UNIDADES USADAS CON LAS DEL "SI"

9.1-Para el tiempo, aparte del segundo (símbolo: s) --- como unidad fundamental, se usa el minuto de tiempo (símbolo: min), con valor 1 min = 60 s; la hora (símbolo: h), con valor de 1 h = 60 min = 3 600 s), y el día (símbolo: d), con valor 1 d = 24 h = 1 440 min = 86 400 s).

9.2- Para los ángulos planos, se acepta el grado sexagesimal y sus fracciones decimales (para facilitar operaciones con calculadoras), de modo que en vez de escribir cos 38° 27' 45", se pondrá cos 38.4625°, al igual que se escribirá 47.81° en vez de --- 47° 48' 36". Sin embargo, cuando se trata de cartas geográficas si se aceptan los grados, minutos y segundos de latitud o de longitud.

9.3-Como unidad itineraria para la navegación aérea o marítima, se emplea la milla náutica internacional, equivalente a 1 852 m = 1.852 km exactamente.

9.4-El andar de las embarcaciones o la velocidad de las aeronaves puede expresarse en nudos, siendo un nudo equivalente a una milla náutica por hora, o sea 1.852 km/h = 0.514 444 ... m/s. El uso de la milla náutica y del nudo de velocidad se debe a que la milla náutica (o milla marina) corresponde con gran aproximación a un minuto de arco de meridiano terrestre, lo cual resulta útil en la navegación, ya que la posición de una nave se da en grados y minutos de latitud y longitud.

Es claro que la milla náutica no tiene ninguna relación con la milla terrestre anglo-norteamericana (statute mile), que mide 1 609.344 m exactamente y que se originó en un millar de pasos dobles de las legiones romanas, cuando las islas británicas eran colonia del imperio romano. Dicha milla terrestre se divide en 8 estadios (furlongs) de 201.168 m, el estadio en 10 cadenas (chains) de 20.1168 m o sean 22 yardas de 914.4 mm cada yarda, con 3 pies de 0.3048 m y el pie con 12 pulgadas de 25.4 mm exactamente.

9.5-Aunque actualmente se emplea el kWh (kilowatt-hora) como unidad comercial para medir el consumo de energía eléctrica, hay que recordar que 1 kWh = (1000 J/s) x 3 600 s = 3 600 000 J = 3.6 MJ, por lo cual se recomienda introducir el megajulio (MJ) como unidad de energía, por ser legítima unidad del SI.

9.6-En los manómetros europeos se acostumbra graduar la carátula en barios o bares, siendo 1 bar = --- 100 000 Pa 100 kPa, de manera que, como la aceleración en sèvres, donde están los prototipos del metro y del kilogramo, es de 9.806 65 m/s², 1 bar de 100 000 pascuales, o sea 100 000 newtons por metro cuadrado, equivale a 100 000/9.806 65 = 10 197.162 kilogramos de fuerza (kilopondios por metro cuadrado), o sea que 1 bar=10 197.162 kgf/m² = 10 197.162 kp/10 000 cm² = 1.019 716 2 kgf/cm² = 1.019 716 2 kp/cm². Esto hace que los manómetros graduados en barios, marquen presiones 1.97% mayores que si estuvieran en "kilogramos-fuerza por centímetro cuadrado", llamados también "kilopondios por centímetro cuadrado" (kp/cm²) o "atmósferas técnicas" o también "atmósferas métricas", ya en desuso en Europa.

9.7-Los meteorólogos emplean como unidad de presión atmosférica el milibario (mbar) que equivale a 100 Pa (cien pascuales) y muy aproximadamente corresponde a 0.75 mm Hg de presión barométrica medida en unidades (milímetros de columna de mercurio) que deben descartarse. Hay que recordar que la presión barométrica normal, al nivel del mar, es de 1 013.25 mbar, o sean --- 101.325 kPa, en sustitución de los antiguos 760 mm Hg, o las desechables 29.921" Hg. Es de recomendarse, además, que en la información al público, la presión atmosférica, o sea la presión barométrica, se dé en kilopascales (kPa).

9.8-Si para los esfuerzos de los materiales, se emplea como unidad SI el megapascal (MPa), como éste vale un millón de newtons por metro cuadrado, vale también un newton por milímetro cuadrado (1 N/mm²), lo cual equivale a decir que 1 MPa es aproximadamente igual a --- 10.197 kilogramos-fuerza por centímetro cuadrado en unidades que deben desecharse. (Ver conversión en 9.6).

10 UNIDADES QUE DEBEN ABANDONARSE.

10.1-No deberán usarse unidades de sistemas que no sean del sistema internacional, como por ejemplo el barril de petróleo, que es unidad de volumen equivalente a 42 galones americanos de 231 pulgadas cúbicas anglo-norteamericanas, y como una pulgada mide 25.4 mm exactamente, el barril contiene 42 x 231 x 0.254³ dm³ = 158.987 294 928 litros exactamente. Tampoco deberá usarse el caballo de potencia norteamericano que equivale exactamente a 746 W, ni otras unidades norteamericanas, como la tonelada de refrigeración (1 TR = 3516.853 W), el caballo de caldera equivalente a 9809.5 W, los grados Fahrenheit, etc.

10.2-Deben abandonarse las unidades del sistema CGS, tales como la dina, el erg, el poise, el stokes, el lambert, así como las unidades cgs electrostáticas ("esu") y electromagnéticas ("emu"), al igual que el gauss, el gilbert, el oersted, el maxwell, etc., y tampoco se usarán el abampere, el statvolt y las otras con estos prefijos.

10.3-Se excluirán las unidades métricas del sistema gravitacional, tales como el kilogramo-fuerza (que vale 9.806 65 N); el milímetro de columna de mercurio, llamado torr (que vale 133.322 Pa aprox.); el milímetro de columna de agua (que vale 9.8 Pa aprox.); el caballo métrico de potencia (735.5 W aproximadamente), etc.

II--EL SISTEMA INTERNACIONAL "SI" EN EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

En esta especialidad es posible trabajar con las unidades del sistema "SI" si se tienen en cuenta las equivalencias siguientes:

- 1 Tonelada de refrigeración = 1 TR = 3516.8 W
- 1 Btu = 1055.055 852 62 julios (J) exactamente, o bien 1.055 056 kJ aproximadamente.
- 1 Btu/h = 1.055 056 kJ/3.6 ks = 0.293 071 1 W(watts de flujo de calor).
- 1 kcal = 4.186 8 kJ
- 1 Kcal/h = 4.186 8 kJ/3.6 ks = 1.163 W
- 1" = 25.4 mm exactamente.

1 CPM = 0.3048³m³/60 s = 0.000 471 947 m³/s = 1.699 m³/h o aprox. 1.7 m³/h

1 lb/ft³ = 16.018 462 kg/m³

Temperatura en grados Celsius, en función de grados Fahrenheit :

t_C = 5/9 x (t_F - 32)

Recíprocamente, temperatura Fahrenheit

t_F = 1.8 t_C + 32

Temperatura en kelvins:

t_F = 5/9 (t_F - 32) + 273.15 = t_C + 273.15

Temperatura Fahrenheit en función de kelvins:

t_F = 1.8 t_K - 459.67

Con los datos anteriores podemos calcular las ganancias por transmisión, en watts, mediante la ecuación

C = U (t_e - t_i) S

En la que C es el flujo térmico en watts, U es la conductancia del material (muro, vidrio, etc.) en watts por metro cuadrado y por kelvin de diferencia de temperaturas (o sea por grado Celsius de diferencia de temperaturas), t_e es la temperatura exterior en grados Celsius, y t_i la interior, siendo S la superficie de transmisión en metros cuadrados (m²).

Pero como 1/U = 1/f_e + x₁/k₁ + x₂/k₂ + + 1/f_i

Siendo f_e el coeficiente de convección exterior en watts por metro cuadrado y por grado Celsius o kelvin de diferencia de temperaturas; x₁, x₂, etc., los espesores en metros de las capas de material; k₁, k₂, etc., las conductividades de los materiales, en watts-metro por metro cuadrado y por grado Celsius o kelvin de diferencia de temps., y f_i el coeficiente de convección interior, resulta necesario conocer la manera de pasar del sistema norteamericano o del métrico convencional a unidades "SI"

Para U, f_e y f_i 1/Btu = 5.678 263 W / °F·h·ft² °C m²

y 1 kcal = 1.163 W/°C·m² °C·h·m²

Para la conductividad k:

$$1 \text{ Btu}\cdot\text{in}/^\circ\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2 = 0.144 \text{ 227 9 W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}$$

$$1 \text{ Kcal}/^\circ\text{C}\cdot\text{h}\cdot\text{m} = 1.163 \text{ W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}$$

En cuanto a ganancias solares, el que esto escribe emplea la siguiente fórmula:

$$C_{\text{sol}} = 930 \sqrt{\text{sen } \alpha \cdot \text{cos } \beta} \cdot A \cdot S \frac{U}{T_e} \text{ (W)}$$

Siendo $930 \text{ W}/\text{m}^2$ la intensidad de los rayos solares cuando caen verticalmente, incluyendo radiación difusa, α el ángulo de altura del sol sobre el horizonte, β el ángulo que forman los rayos solares con la perpendicular a la superficie iluminada, A el coeficiente de absorción de la superficie expuesta al sol (0.9 para tonos muy oscuros, 0.7 para tonos intermedios, 0.5 para colores claros y 0.2 para acabados con aluminio), y S la superficie iluminada por el sol, en metros cuadrados.

Si se trata de vidrios:

$$C_{\text{sol}} = 930 (\text{sen } \alpha)^{1/3} \text{cos } \beta \cdot c_g \cdot S \text{ (W)}$$

en la que c_g es el coeficiente de sombreado, que para vidrios antisolares puede valer $c_g = 0.67$.

Claro es que este procedimiento es simplificado y no toma en cuenta otros factores que intervienen en las ganancias solares.

Las ganancias por alumbrado o por aparatos se conocen en watts directamente.

Para los ocupantes de una oficina a 24°C (75°F aprox.), la ganancia sensible por persona es de unos 70 W ($240 \text{ Btu}/\text{h}$ aprox.), y la latente de unos 60 W ($205 \text{ Btu}/\text{h}$ aprox.)

Por lo que toca a la cantidad de aire refrigerado que deba introducirse a un local acondicionado, hay que considerar que normalmente el aire seco está mezclado con cierta cantidad de vapor de agua, que para facilitar el cálculo consideraremos que sea de 10 gramos por cada kilogramo de aire seco, o sean 70 granos por cada libra de aire seco.

En estas condiciones, como el calor específico del aire seco es 0.24 veces el del agua, y es de 0.44 el del vapor, tendremos que el calor específico de un kilogramo de mezcla será:

$$\frac{(0.24 + 0.010 \times 0.44) \times 4186.8 \text{ J}/^\circ\text{C}}{1.010 \text{ kg}} = 1013.12 \frac{\text{J}}{\text{C}\cdot\text{kg}}$$

Y entonces la cantidad de aire frío que deberá introducirse al local será proporcional a las ganancias (C_s) de calor sensible, e inversamente proporcional a la densidad del aire ($1.2 \text{ kg}/\text{m}^3$ a 20°C , 50 % de humedad relativa y al nivel del mar, o sea aproximadamente $0.075 \text{ lb}/\text{ft}^3$) corregida esta densidad de acuerdo con la presión barométrica (b) del lugar, expresada en milibarios, con relación a los 1013.25 mbar al nivel del mar (equivalentes a 760 mm Hg ó a $29.921'' \text{ Hg}$) así como también inversamente proporcional a la diferencia de temperatura ($t_i - t_a$) entre la del aire refrigerado que entra al local (t_i) y la temperatura (t_a) del interior del espacio acondicionado, y en grados Celsius. En esta forma, si designamos con (Q) la cantidad de aire necesaria, en metros cúbicos por segundo, y con (C_s) las ganancias de calor sensible en watts ($1 \text{ W} = 1 \text{ J}/\text{s}$), obtenremos:

$$Q = \frac{C_s}{(1.2 \text{ kg}/\text{m}^3) \times (b/1013.25 \text{ mbar}) \times (1013.12 \text{ J}/^\circ\text{C}\cdot\text{kg}) \times (t_i - t_a)}$$

y como 1013.12 y 1013.25 son prácticamente iguales, queda, dado que C_s está en W/s :

$$Q = \frac{C_s}{1.2 b (t_i - t_a)} \text{ m}^3/\text{s}$$

Pongamos como ejemplo una oficina de $4 \text{ m} \times 5 \text{ m} \times 2.5 \text{ m}$ rodeada por espacios acondicionados, tanto a los lados como por arriba y por abajo y con exposición únicamente a fachada en $4 \text{ m} \times 2.5 \text{ m}$ siendo la mitad vidrio y la otra mitad muro de 15 cm , de tabique con aplanado, con vista al NW, a las 15 h del 21 de mayo, con 32°C afuera y 24°C adentro. La intensidad de los rayos solares se considera de $402 \text{ W}/\text{m}^2$ ($127 \text{ Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2$), ya afectada por el coseno del ángulo de incidencia, y la penetración a través del vidrio de $350 \text{ W}/\text{m}^2$ ($111 \text{ Btu}/\text{h}\cdot\text{ft}^2$)

Las conductividades del ladrillo y del aplanado son por coincidencia, iguales y valen $k = 0.75 \text{ W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}$ ($5.2 \text{ Btu}\cdot\text{in}/^\circ\text{F}\cdot\text{ft}^2$); El coeficiente de convección exterior se tomará $f_e = 30 \text{ W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$ ($5.28 \text{ Btu}/^\circ\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2$) para viento de 10 nudos ($18.52 \text{ km}/\text{h} = 11.5 \text{ mi}/\text{h}$) y al interior se le dará un valor de $f_i = 8.3 \text{ W}/^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$ ($1.46 \text{ Btu}/^\circ\text{F}\cdot\text{h}\cdot\text{ft}^2$)

La resistencia térmica del muro será:

$$R = 1/U = (1/30) + (0.15/0.75) + 1/8.3 = 0.353 \text{ 815 } \frac{^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2}{\text{W}}$$

y entonces el coeficiente de transmisión

$$U = 2.825 \text{ W/}^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2$$

De lo anterior resulta que las ganancias sensibles serán:

- Transmisión del muro:
 $4\text{m} \times 1.25\text{m} \times 2.825 \text{ W/}^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2 (32^\circ-24^\circ) = 113 \text{ W}$
- Transmisión del vidrio:
 $4\text{m} \times 1.25\text{m} \times 6 \text{ W/}^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2 (32^\circ-24^\circ) = 240 \text{ W}$
- Insolación del vidrio:
 $4\text{m} \times 1.25\text{m} \times 350 \text{ W/m}^2 = 1750 \text{ W}$
- Personas $3 \times 70 \text{ W} = 210 \text{ W}$
- Lámparas $2 \times 100\text{W} = 200 \text{ W}$
- Insolación del muro
 $(2.825/30) (402\text{W/m}^2) \times 0.7 \times 5\text{m}^2 = 132 \text{ W}$

$C_s = \text{Calor sensible interior} = 2645 \text{ W}$
 $C_l = \text{Calor lat. int. } 3 \text{ pers.} \times 60 \text{ W} = 180 \text{ W}$

Calor de acondicionamiento
 $C_a = C_s + C_l = 2825 \text{ W}$

Cantidad de aire necesaria, con aire frío de 13°C

$$Q = \frac{2645 \text{ W}}{1.2 \times 780 \times (24^\circ - 13^\circ)} = 0.2569 \text{ m}^3/\text{s} = 925 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$(925 \text{ m}^3/\text{h}) / (1.699 \text{ m}^3/\text{h CFM}) = 544 \text{ CFM}$$

NOTA.-En este caso se tomó la presión barométrica de México D. F., que es de 780 mbar = 585 mm Hg

Como una tonelada de refrigeración tiene una capacidad de 1 TR=3516.8 W, es de suponerse que en el ejemplo que nos ocupa, los 692 W que sobran de una tonelada, basten para el aire de ventilación y entonces la habitación requerirá en total un aparato de 1 TR.

CAPACIDAD DE LOS EQUIPOS CENTRALES

Dado que la norma IEEE std 268-1976 y la E-380-76 de la ASTM fijan como equivalencia de la tonelada de refrigeración 3.5168 kW y para el caballo de caldera 9.8095 kW, es probable que en lo sucesivo se conozca por ejemplo, un equipo de:

100 TR como de 350 kW de refrigeración y que una caldera de 100 caballos se designe 100 c.c. como 980 kW de potencia térmica.

Si se trata de máquinas de absorción, es posible que se diga, por ejemplo, que su consumo de vapor es de 2.4 kg/h por cada kW de refrigeración, lo cual equivaldría a decir que consume $2.4 \times 3.5168 = 844\text{kg} = 18.6 \text{ lb/h}$ por tonelada de refrigeración.

En cuanto a las bombas de agua refrigerada, deberán mover $(0.24 \text{ L/s}) / (\Delta t^\circ\text{C}\cdot\text{kW})$ por cada kW de refrigeración. En efecto, si la diferencia de temperatura fuera de 10°F o sea de 50/9 de grado Celsius, el gasto sería de $0.24 \cdot 9/50 = 0.0432 \text{ L/s}$ por cada kW de refrigeración, o bien $0.0432 \times 3.5168 = 0.15192576 \text{ L/s} = 9.1155456 \text{ L/min} = 2.408 \text{ GPM}$ por tonelada de refrigeración, que es aproximadamente lo acostumbrado.

CALCULO DE DUCTOS

Se puede aplicar la ecuación racional para la caída de presión en pascales, o sea:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \times \frac{v^2 d}{2} \text{ (Pa)}$$

Cuando el largo (L) del ducto esté en metros, al igual que el diámetro; La velocidad en metros por segundo y la densidad del aire en kg/m³ (normalmente 1.2 kg/m³, equivalente a 0.075 lb/ft³). En efecto, como (f) es valor abstracto, y también lo es la relación (L/D), queda (v²d) que está en (m²/s²) x (kg/m³) = N/m² = Pa.

Para la conducción de aire en ductos de lámina el coeficiente de fricción es:

$$f = 0.0216/v^{0.14} D^{0.22} \text{ y entonces:}$$

$$\Delta p = 0.0216 \frac{L v^{1.82} 1.2}{2 D^{1.22}} = 0.01296 \frac{L v^{1.82}}{D^{1.22}}$$

y entonces la caída por metro lineal de ducto será:

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.01296 \frac{v^{1.82}}{D^{1.22}} \text{ (Pa/m)}$$

En esta fórmula el diámetro equivalente por velocidad a un ducto rectangular es cuatro veces el radio hidráulico o sea $2ab/(a+b)$. Se aclara también que 1" de agua equivale a 249 pascales, y entonces 1 Pa/m vale 30.48/249 pulgadas por cien pies: 1 Pa/m = 0.1224"/100', y 1" H₂O/100' = 8.17 Pa/m, como en alta velocidad, y 0.05"/100' son aproximadamente 0.4 Pa/m.

Si el ducto conduce (Q) metros cúbicos por segundo, la velocidad en m/s será: $v = 4Q/\pi D^2$ y entonces:

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.01296 \times 1.552 \frac{159 Q^{1.82}}{D^{4.86}}$$

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.020116 \frac{Q^{1.82}}{D^{4.86}} \text{ (Pa/m)}$$

Por lo que:

$$Q = 8.553 (\Delta p/L)^{0.549} D^{2.67}$$

$$\text{y } D = \frac{0.447646}{(\Delta p/L)^{0.2058}} Q^{0.3745}$$

8

TABLE 7 — MIXTURES OF AIR AND SATURATED WATER VAPOR*
(Based on 29.92 in. Barometric Pressure)

TEMP. °F	PRESSURE OF SATURATED VAPOR		WEIGHT OF SATURATED VAPOR PER POUND OF DRY AIR		VOLUME IN CU. FT.		ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR ABOVE 0°F	ENTHALPY HEAT OF VAPOR, BTU	ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR WITH VAPOR, TO SATURATE IT
	IN. OF HG. ABSOLUTE	P.S.I.A.	POUNDS	GRAINS	OF 1 LB. OF DRY AIR	OF 1 LB. OF DRY AIR + VAPOR TO SATURATE IT			
0	0.0376	0.0185	0.000787	5.51	11.58	11.59	0.0	0.835	0.835
2	.0418	.0205	.000874	6.12	11.63	11.65	0.480	0.928	1.408
4	.0463	.0227	.000969	6.78	11.68	11.70	0.961	1.030	1.991
6	.0513	.0252	.001074	7.52	11.73	11.75	1.441	1.142	2.583
8	.0568	.0275	.001189	8.32	11.78	11.80	1.922	1.266	3.188
10	.0629	.0309	.001315	9.21	11.83	11.86	2.402	1.401	3.803
12	.0695	.0341	.001454	10.18	11.88	11.91	2.882	1.550	4.432
14	.0767	.0377	.001606	11.24	11.94	11.97	3.363	1.713	5.076
16	.0846	.0416	.001772	12.40	11.99	12.02	3.843	1.892	5.735
18	.0933	.0458	.001953	13.67	12.04	12.08	4.324	2.088	6.412
20	.1027	.0504	.002152	15.06	12.09	12.13	4.804	2.302	7.106
22	.1131	.0555	.002369	16.58	12.14	12.19	5.284	2.536	7.820
24	.1243	.0610	.002606	18.24	12.19	12.24	5.765	2.792	8.557
26	.1366	.0671	.002865	20.06	12.24	12.30	6.245	3.072	9.317
28	.1497	.0735	.003147	22.03	12.29	12.35	6.726	3.377	10.103
30	.1645	.0808	.003454	24.18	12.34	12.41	7.206	3.709	10.915
32	.1804	.0886	.003788	26.52	12.39	12.47	7.686	4.072	11.758
33	.1878	.0922	.003944	27.61	12.41	12.49	7.927	4.242	12.169
34	.1955	.0960	.004107	28.75	12.44	12.52	8.167	4.418	12.585
35	.2034	.1000	.004275	29.93	12.47	12.55	8.407	4.601	13.008
36	.2117	.1040	.004450	31.15	12.49	12.58	8.647	4.791	13.438
37	.2202	.1082	.004631	32.42	12.52	12.61	8.887	4.987	13.874
38	.2290	.1125	.004818	33.73	12.54	12.64	9.128	5.191	14.319
39	.2382	.1170	.005012	35.08	12.57	12.67	9.368	5.403	14.771
40	.2477	.1217	.005213	36.49	12.59	12.70	9.608	5.662	15.230
41	.2575	.1265	.005421	37.95	12.62	12.73	9.848	5.849	15.697
42	.2676	.1314	.005638	39.47	12.64	12.76	10.088	6.084	16.172
43	.2781	.1366	.005860	41.02	12.67	12.79	10.329	6.328	16.655
44	.2890	.1419	.006091	42.64	12.69	12.82	10.569	6.580	17.145
45	.3002	.1474	.006333	44.31	12.72	12.85	10.809	6.841	17.650
46	.3119	.1532	.006588	46.06	12.74	12.88	11.049	7.112	18.161
47	.3239	.1591	.006844	47.88	12.77	12.91	11.289	7.391	18.680
48	.3363	.1652	.007110	49.70	12.79	12.94	11.530	7.681	19.211
49	.3491	.1715	.007387	51.59	12.82	12.97	11.770	7.981	19.751
50	.3624	.1780	.007666	53.62	12.84	13.00	12.010	8.291	20.301
51	.3761	.1847	.007955	55.65	12.87	13.03	12.250	8.612	20.862
52	.3903	.1917	.008266	57.82	12.89	13.07	12.491	8.945	21.436
53	.4049	.1989	.008577	59.99	12.92	13.10	12.731	9.289	22.020
54	.4200	.2063	.008889	62.23	12.95	13.13	12.971	9.644	22.615
55	.4357	.2140	.009223	64.61	12.97	13.16	13.211	10.01	23.22
56	.4518	.2219	.009558	67.06	13.00	13.20	13.452	10.39	23.84
57	.4684	.2301	.00993	69.51	13.02	13.23	13.692	10.79	24.48
58	.4856	.2385	.01030	72.10	13.05	13.26	13.932	11.19	25.12
59	.5033	.2472	.01069	74.83	13.07	13.30	14.172	11.61	25.78
60	.5216	.2562	.01108	77.6	13.10	13.33	14.413	12.05	26.46
61	.5405	.2655	.01149	80.4	13.12	13.36	14.653	12.50	27.15
62	.5600	.2750	.01191	83.4	13.15	13.40	14.893	12.96	27.85
63	.5800	.2849	.01235	86.5	13.17	13.43	15.134	13.44	28.57
64	.6007	.2950	.01280	89.6	13.20	13.47	15.374	13.94	29.31
65	.6221	.3055	.01326	92.8	13.22	13.50	15.614	14.45	30.06
66	.6441	.3163	.01374	96.2	13.25	13.54	15.855	14.98	30.83
67	.6668	.3275	.01424	99.7	13.27	13.58	16.095	15.53	31.62
68	.6902	.3390	.01475	103.3	13.30	13.61	16.335	16.09	32.42
69	.7143	.3508	.01528	107.0	13.32	13.65	16.576	16.67	33.25
70	.7392	.3631	.01582	110.7	13.35	13.69	16.816	17.27	34.09
71	.7648	.3756	.01639	114.7	13.38	13.73	17.056	17.89	34.95
72	.7911	.3885	.01697	118.8	13.40	13.76	17.297	18.53	35.83
73	.8183	.4019	.01757	123.0	13.43	13.80	17.537	19.20	36.74
74	.8462	.4156	.01819	127.3	13.45	13.84	17.778	19.88	37.66

* ALL DATA EXCEPT THIRD AND FIFTH VERTICAL COLUMNS ARE FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1958. USED BY PERMISSION.

Si el ducto es rectangular, de lados (a x b), el diámetro equivalente por gasto es:

$$D = 1.3 (a \cdot b)^{0.625} / (a+b)^{0.25}$$

Para el caso del ejemplo en que se requieren - - 0.2569 m³/s, si se pone un ducto de llegada de 40 cm x 20 cm, la velocidad será:

$$v = \frac{0.2569 \text{ m}^3/\text{s}}{0.4 \times 0.2 \text{ m}^2} = 3.21 \text{ m/s}$$

o sean 3.21/0.0508 = 632 FPM, ya que 1000 FPM = 5.08 m/s, y el diámetro equivalente $D = 1.3(0.4 \times 0.2)^{0.625} / (0.4+0.2)^{0.25}$ lo que da $D = 0.305 \text{ m} = 12"$

Así en función del gasto $Q = 0.2569 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\Delta p / L = 0.020116 (0.2569)^{1.85} / 0.305^{4.85}$$

$$= 0.54 \text{ Pa/m} = 0.066"/100'$$

Cuando se trata de alta velocidad, debe tenerse en cuenta la presión dinámica o presión de velocidad

$$P_v = \frac{v^2 \cdot 1.2}{2} = 0.6 v^2 \text{ en pascales}$$

Recordando que 1" H₂O = 249 Pa

Por ejemplo, para $v = 20 \text{ m/s} = 3937 \text{ FPM}$ se tiene una presión dinámica : $P_v = 0.6 \times 20^2 = 240 \text{ Pa}$. En sistema norteamericano: $P_v = (3937/4005)^2 = 0.966"$

$$Y \quad 0.966 \times 249 \text{ Pa} = 240.5 \text{ Pa.}$$

NOTA SOBRE CAIDAS DE PRESION Y VELOCIDADES DEL AIRE

Para ductos de baja velocidad se recomienda que las caídas de presión puedan llegar a ser desde 0.65 Pa/m, sin que la velocidad exceda de 11 m/s, hasta 1.2 Pa/m, sin que la velocidad pase de 13 m/s, y que para ductos de alta velocidad las caídas de presión puedan ser desde 3.25 Pa/m, sin que la velocidad exceda de 19 m/s, hasta 6 Pa/m, sin que la velocidad rebase los 23 m/s, recordando que 1 Pa/m = 0.1224 pulgadas de columna de agua por cada 100 pies de ducto y - que 1 m/s equivale aproximadamente a 200 pies por minuto - exactamente: 196.85 pies por minuto).

b





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

C A R G A T E R M I C A

NOVIEMBRE, 1984

(1) (2) (3) (4) (5) (6) (7) (8) (9) (10) (11) (12) (13)

DATOS SITUACION

DATOS VERANO

DATOS INVIERNO

ESTADO

Posición Geográfica
AlturaPresión Temp.
Barométrica Máx-Ext.Temp. de
CálculoGrados-día
AnualesTemp. Min-Ext.
CálculoGrados-día
Anuales

N

W

M

Mb

MM

Hg

°C

BS

BH

°C

°C

AGUASCALIENTES

Aguascalientes 21° 53' 102° 18' 1879 816 612 36.8 34 19 248 - 4.7 0 330

BAJA CALIFORNIA

Ensenada 31° 52' 116° 38' 13 1012 759 36.5 34 26 109 + 1.1 + 5 492

Mexicali 32° 29' 115° 30' 1 1013 760 47.8 43 28 1660 - 3.7 + 1 372

La Paz 24° 10' 110° 07' 18 1011 758 38.0 36 27 1827 + 9.0 +13 556

Tijuana 32° 29' 117° 02' 28 1010 758 38.2 35 26 754 - 3.3 + 2 556

CAMPECHE

Campeche 19° 51' 90° 32' 25 1010 758 38.9 36 26 2087 +12.7 +16

Ciudad del Carmen 18° 38' 91° 49' 3 1013 760 41.0 37 26 2126 +10.8 +14

COAHUILA

Monclova 26° 55' 101° 26' 586 948 711 42.0 38 21 1169 - 7.8 - 3 326

Nueva Rosita 27° 55' 101° 17' 430 965 724 45.0 41 25 1539 - 8.5 - 3 481

Piedras Negras 28° 42' 100° 31' 220 988 741 43.9 40 25 1547 -11.9 - 6 479

Saltillo 25° 26' 101° 00' 1609 842 632 38.0 35 22 208 - 9.6 - 4

COLIMA

Colima 19° 14' 103° 45' 494 958 719 39.5 36 24 1683 + 8.5 +12

Manzanillo 19° 04' 104° 20' 3 1013 760 38.6 35 27 2229 +12.1 +15

CHIAPAS

Tapachula 14° 54' 92° 16' 168 994 746 37.4 34 25 2081 +12.8 +16

Tuxtla Gutiérrez 16° 45' 93° 06' 536 953 715 38.5 35 25 1601 + 7.2 +11

CHIHUAHUA

Chihuahua 28° 38' 106° 04' 1423 860 645 38.5 35 23 651 -11.5 - 6 793

Ciudad Juárez 31° 44' 106° 29' 1137 889 667 41.2 37 24 695 -16.0 -10 1289

(1) (2) (3) (4) (5) (7) (8) (9) (10) (11) (12) (13)

N

W

M

Mb

MM

Hg

°C

BS

BH

°C

°C

101

DISTRITO FEDERAL

México Chapultepec 19° 25' 99° 10' 2240 780 585 33.8 30 17 78 - 4.8 0 847

DURANGO

Durango 24° 01' 104° 40' 1898 814 610 35.6 33 17 100 - 5.0 0 550

Ciudad Lerdo 25° 30' 103° 32' 1140 889 667 39.0 36 21 1082 - 4.2 + 1 227

GUANAJUATO

Celaya 20° 32' 100° 49' 1754 828 610 41.5 38 20 657 - 4.5 0 1

Guanajuato 21° 01' 101° 15' 2037 801 601 33.8 32 18 49 + 0.1 + 5 245

-León 21° 07' 101° 41' 1809 822 617 36.5 34 20 192 - 2.5 + 2 176

Salvatierra 20° 13' 100° 53' 1761 827 620 38.0 35 19 367 - 2.0 + 3 40

GUERRERO

Acapulco 16° 50' 99° 56' 3 1013 760 35.8 33 27 2613 +15.8 +19

Ciudad Bravo 17° 33' 99° 30' 1250 878 658 35.2 33 23 434 + 5.0 - 9

(Chilpancingo) 18° 33' 99° 36' 1755 828 621 36.5 34 20 518 - 8.0 +12

HIDALGO

Actopan 20° 08' 98° 45' 2445 764 573 31.4 29 18 - 5.8 - 1 1007

Tulancingo 20° 05' 98° 22' 2181 787 590 34.7 32 19 12 - 5.8 - 1 849

JALISCO

Guadalajara 20° 41' 103° 20' 1589 844 633 36.0 33 20 204 - 3.7 + 1 164

Lagos 21° 22' 101° 56' 1880 816 612 43.2 39 20 574 - 3.2 + 2 162

Puerto Vallarta 20° 37' 105° 15' 2 1013 760 39.0 36 26 2090 +11.0 +14

MEXICO

Texcoco 19° 31' 98° 52' 2216 784 588 34.0 32 19 175 - 6.0 - 1 500

Toluca 19° 17' 99° 39' 2675 743 557 26.8 26 17 - 3.0 + 2 1570

MICHO

Apatzingán 19° 05' 102° 15' 648 937 703 43.0 30 25 3013 +11.5 +15 270

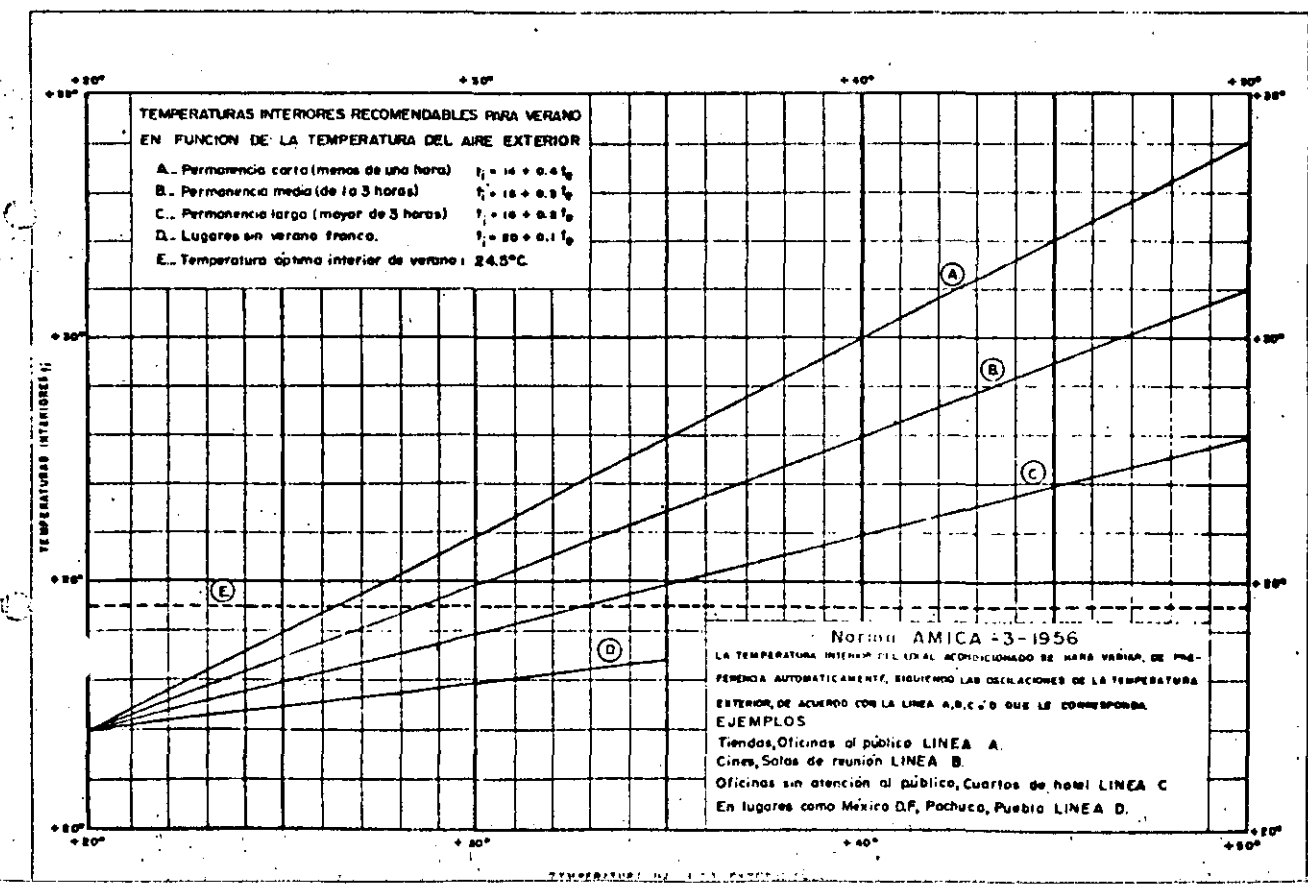
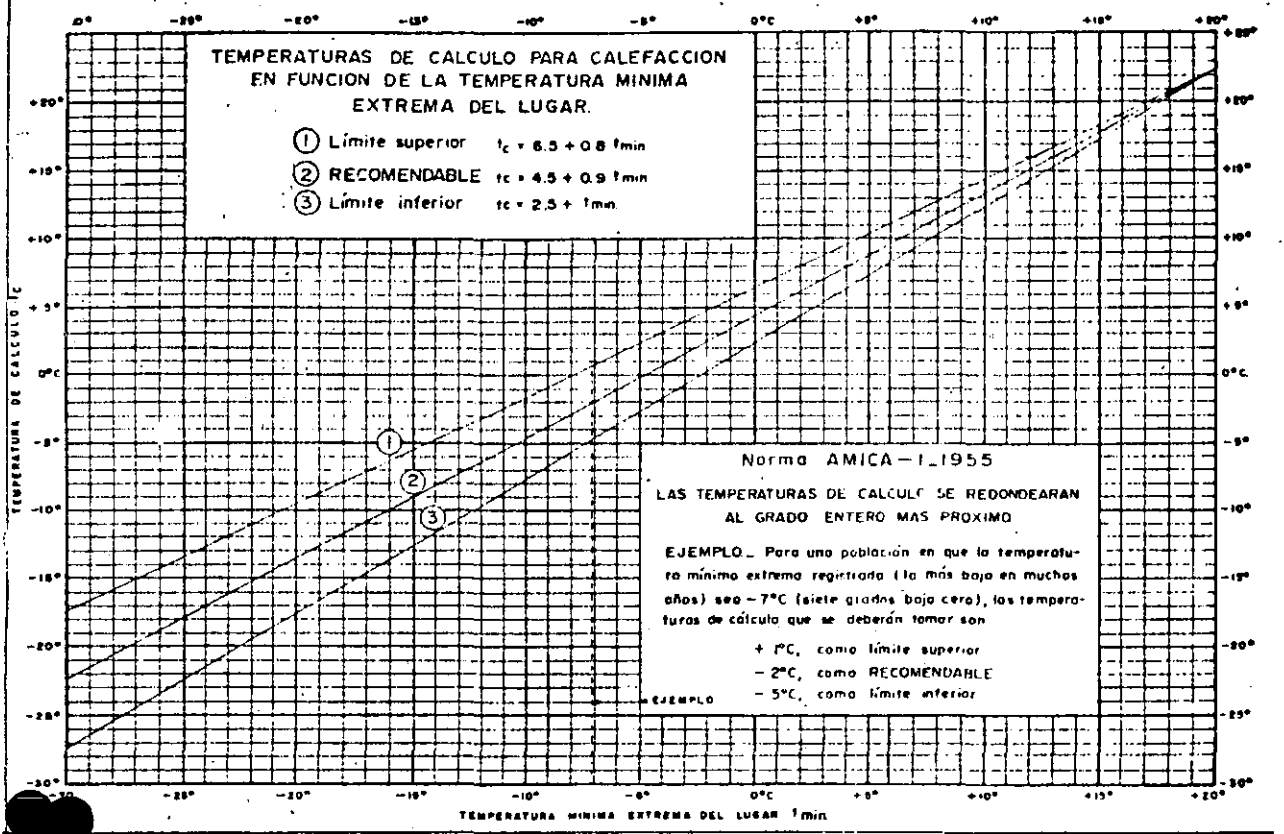
Morelia 19° 42' 101° 07' 1923 812 609 31.3 30 19 165 + 1.6 + 6 270

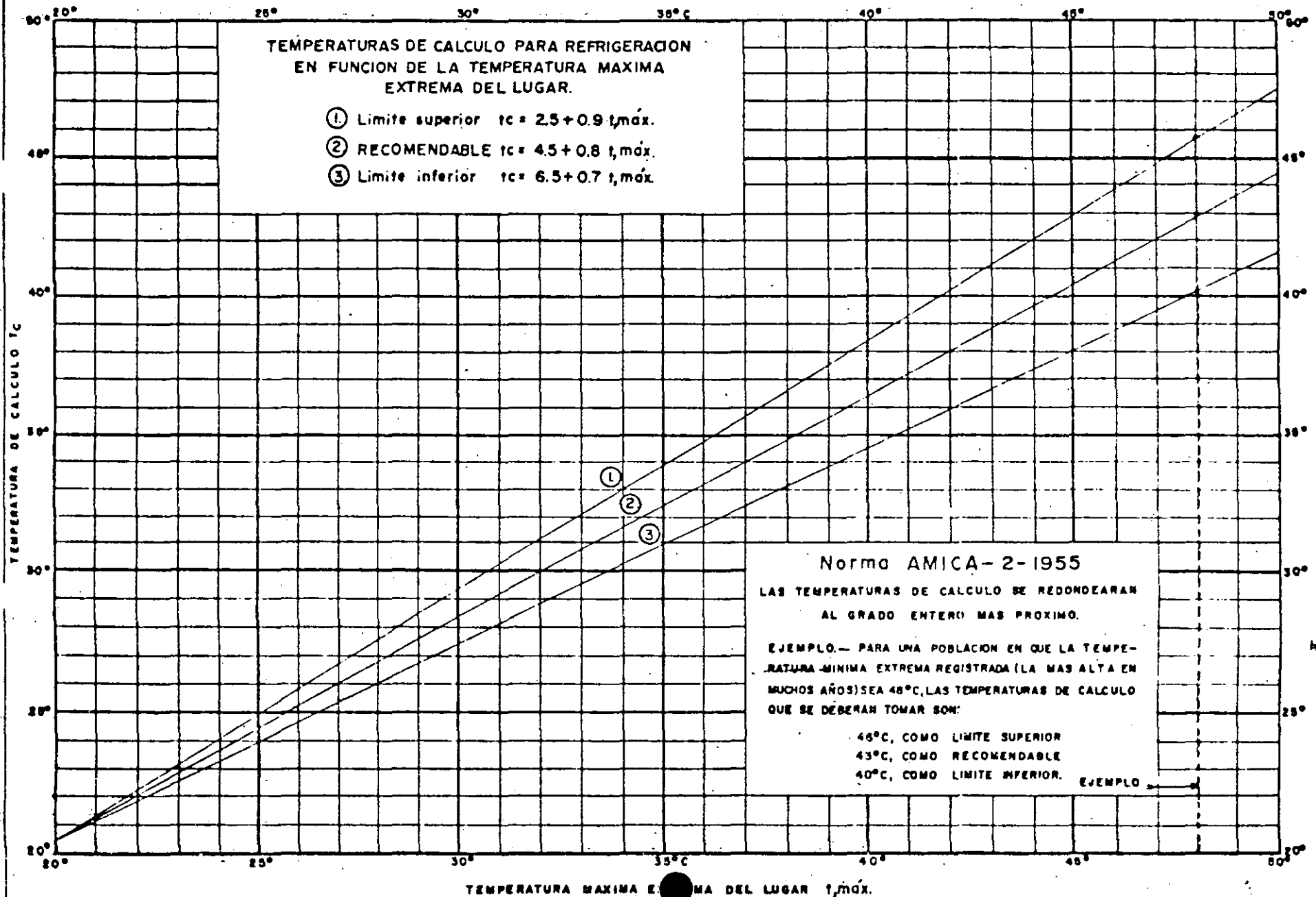
Zamora 19° 59' 102° 18' 1633 840 630 37.5 35 20 320 - 0.2 + 4 25

Zacapu 19° 45' 101° 45' 2000 804 603 34.8 32 19 168 - 6.0 - 1 675

	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
	N	W	M	Mb	MM	Hg	°C	ES	BH	°C	°C	
102												
MORELOS												
Cusutla	18° 48'	98° 57'	1291	874	655	47.4	42	22	825	+ 5.3	+ 9	
Guernavaca	18° 55'	99° 14'	1538	849	637	32.6	31	20	250	+ 6.9	+11	
NAYARIT												
San Blas	21° 32'	105° 19'	7	1013	760	36.0	33	26	1462	+ 7.3	+11	
Tepic	21° 31'	104° 53'	918	912	684	38.9	36	26	600	+ 1.9	+ 6	
NUEVO LEON												
Montemorelos	25° 12'	99° 50'	432	965	724	42.8	39	25	1856	+ 0.5	+ 5	99
Mierrey	25° 40'	100° 18'	534	954	715	41.5	38	26	1181	- 5.4	0	173
OAXACA												
Oaxaca	17° 04'	96° 42'	1563	846	635	38.0	35	22	290	+ 2.4	+ 7	
Salina Cruz	16° 12'	95° 12'	56	1007	755	36.8	34	26	2403	+16.0	+19	
PUEBLA												
Puebla	19° 02'	98° 11'	2150	790	593	30.8	29	17	144	- 1.5	+ 3	418
Tehuacán	18° 28'	97° 23'	1676	835	627	37.0	34	20	196	- 5.0	0	80
QUEQUETARO												
Queretaro	20° 36'	100° 23'	1842	819	614	36.2	33	21	159	- 4.9	- 0	248
SAN LUIS POTOSI												
San Luis Potosí	22° 09'	100° 58'	1877	816	612	37.3	34	18	86	- 2.7	+ 2	345
SINALOA												
Culliacán	24° 48'	107° 24'	53	1007	755	40.9	37	27	1659	+31.1	+ 7	
Mytilán	23° 11'	106° 25'	78	1004	753	33.4	31	26	1373	+11.2	+14	
Toluobampo	25° 36'	109° 03'	3	1013	760	41.1	37	27	1754	+ 8.0	+12	6
SONORA												
Guaymas	27° 55'	110° 53'	4	1013	760	47.0	42	22	1809	+ 7.0	+11	
Hermosillo	29° 05'	110° 58'	211	989	742	45.0	41	28	1875	+ 2.0	+ 6	84
Nogales	30° 21'	110° 58'	1117	885	664	41.0	37	26	655	- 9.0	- 4	979
Ciudad Obregón	27° 29'	109° 55'	40	1009	757	48.0	43	28	2443	- 1.1	+ 4	
TABASCO												
Villahermosa	17° 59'	92° 55'	10	1012	759	41.0	37	26	2206	+12.2	+15	

	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	(13)
	N	W	M	Mb	MM	Hg	°C	ES	BH	°C	°C	
100												
VERACRUZ												
Jalapa	19° 32'	96° 55'	1399	863	647	34.6	32	21	245	+ 2.2	+ 6	208
Poza Rica	18° 51'	97° 05'	1246	878	659	37.0	34	21	184	+ 1.5	+ 6	134
Orizaba	19° 12'	96° 08'	16	1011	758	35.6	33	27	1763	+ 9.6	+13	
Veracruz												
YUCATAN												
Mérida	20° 58'	89° 38'	22	1011	758	41.0	37	27	2145	+11.6	+15	
Progreso	21° 17'	89° 40'	14	1012	759	38.8	36	27	1908	+13.0	+16	
ZACATECAS												
Fresnillo	23° 10'	102° 53'	2250	781	586	39.0	36	19	235	- 4.5	0	794
Zacatecas	22° 47'	102° 34'	2612	784	561	29.0	28	17		- 7.5	- 2	1383
QUINTANA ROO												
Cozumel	20° 31'	86° 57'	3	1013	760	35.8	33	27	1969	+10.3	+14	
Payo Obispo	18° 30'	88° 20'	4	1013	760	37.2	34	27	2120	+ 9.5	+13	
TAMAULIPAS												
Matamoros	25° 32'	87° 20'	12	1012	759	39.3	36	26	1815	- 4.7	0	47
Nuevo Laredo	27° 29'	99° 30'	140	967	748	45.0	41	32	2042	- 7.0	- 2	118
Tampico	22° 12'	97° 81'	18	1011	738	39.3	36	26	1635	- 2.5	+ 2	
Ciudad Victoria	23° 44'	99° 08'	221	977	733	41.7	36	26	1397	- 2.3	+ 2	87
TLAXCALA												
Tlaxcala	19° 32'	98° 15'	2252	781	686	29.4	38	17	34	- 1.4	+ 3	512





SHEET _____ DATE _____
 PROJECT _____
 NAME OF JOB _____
 LOCATION _____

OFFICE _____
 5 PROP NO _____ JOB NO _____
 APPROVED _____

ITEM	AREA OR QUANTITY	SUN GAIN OR TEMP DIFF	FACTOR	BTU/HOUR
SOLAR GAIN - GLASS				
GLASS	SOFT X	X		
GLASS	SOFT X	X		
GLASS	SOFT X	X		
GLASS	SOFT X	X		
SKYLIGHT	SOFT X	X		
SOLAR & TRANS. GAIN - WALLS & ROOF				
WALL	SOFT X	X		
WALL	SOFT X	X		
WALL	SOFT X	X		
WALL	SOFT X	X		
ROOF - SUN	SOFT X	X		
ROOF - SHADED	SOFT X	X		
TRANS. GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF				
ALL GLASS	SOFT X	X		
PARTITION	SOFT X	X		
CEILING	SOFT X	X		
FLOOR	SOFT X	X		
INFILTRATION	CFM X	X	1.03	
INTERNAL HEAT				
PEOPLE		X		
POWER	HP OR KW X			
LIGHTS	WATTS X	34		
APPLIANCES, ETC.		X		
ADDITIONAL HEAT GAINS		X		
SUB TOTAL				
STORAGE	SOFT X	X		
SUB TOTAL				
SAFETY FACTOR				
ROOM SENSIBLE HEAT (RSRH) *				
SUPPLY DUCT HEAT GAIN	SUPPLY DUCT LEAK LOSS	FAN HP		
OUTDOOR AIR	CFM X	F X	1.03 X 1.03	
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT (ERSH) *				
LATENT HEAT				
INFILTRATION	CFM X	GR LB X 0.04		
PEOPLE	X			
STEAM	LB/HR X 10%			
ADDITIONAL HEAT GAINS				
VAPOR TRANS	SOFT X 1/100 X	GR LB X		
SUB TOTAL				
SAFETY FACTOR				
ROOM LATENT HEAT (RLRH) *				
SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS	CFM X	GR LB X 0.04		
INFILTRATION	CFM X	GR LB X 0.04		
EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT (ERLRLH) *				
EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT (ERTRH) *				
OUTDOOR AIR HEAT				
SENSIBLE	CFM X	F X 1.03		
LATENT	CFM X	GR LB X 0.04		
SUB TOTAL				
RETURN DUCT LEAKAGE GAIN				
NET ROOM AIR CONDITIONING LOAD				
GRAND TOTAL HEAT (GTRH) OR DEWPOINT HEAT LOAD *				
PLUMBING				
HEATING				
REFRIGERATION				

ESTIMATE FOR	LOCAL TIME SUN. TIME	PEAK LOAD	LOCAL SUN Y
EQUIPMENT OPERATION	CONDITONS	OH	WH
(OUTDOOR (O.A.)			
ROOM (RM)		XXX	XXX
DIFFERENCE			
HOURS/DAY			
VENTILATION	PEOPLE X	CFM/PERSON	
	SOFT X	CFM/SOFT	
CFM VENTILATION *			
SWINGING REVOLVING DOORS	PEOPLE X	CFM/PERSON	
OPEN DOORS	DOORS X	CFM/DOOR	
EXHAUST FAN			
CHACK	FEET X	CFM/FT	
CFM INFILTRATION *			
CFM OUTDOOR AIR THRU APPARATUS *			
APPARATUS DEWPOINT & DEHUMIDIFIED AIR QUANTITY			
ESHF	EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR	ERSH	ERTH
ADP	INDICATED ADP - F	SELECTED ADP -	
Dehum. Rise	11 - 85 X 1.8	F - TADP	FI -
Dehum. Cfm	1.03 X	F DEHUM. RISE	CF
SUPPLY AIR QUANTITY			
Outlet Temp Diff.	RSR	CFM/DA	FIRM-OUTLET
Supply Cfm	1.03 X	F DESIRED DIFF.	CF
Bypass Cfm	CFM SA	CFM DA	CF
* IF THIS IS TO BE HIGH IN TERMINI SUPPLY CFM FOR DESIRED OIL (FIRM) - SUPPLY AIR QUANTITY FOR (S.A.)			
RESULTING ENT & LVG CONDITIONS AT APPARATUS			
TRM	F +	CFM OA	F - TRM
TADP	F +	CFM	F - TADP
FROM PSYCH CHART TRWB - F, TRWB - F			
* WHEN BYPASSING A PORTION OF OUTDOOR AIR RETURN AIR, USE SUPPLY CFM WHEN BYPASSING RETURN AIR ONLY, USE DEHUMIDIFIED AIR.			
NOTES			

Materiales que integran la sección del techo	Resistencia Térmica "R"	Resistencia Total "R"	Valor de "U"
A	a	$R = a + b + c + d$	6 $\frac{1}{R}$
B	b		
C	c		
D	d		

Obtenido el valor de U, se tiene:

$$Qs. a. = Us. a. \times \Delta T \text{ y } Qc. a. = Uc. a. \times \Delta T$$

$Qs. a. - Qc. a. =$ Cantidad de calor en BTU (aft-h) detenida por el aislamiento.

$$\frac{Qs. a. - Qc. a.}{Qs. a.} \times 100 = \text{Eficiencia del Aislamiento}$$

E = Eficiencia

Us. a. = Coeficiente de transmisión total sin aislamiento

Uc. a. = Coeficiente de transmisión total con aislamiento

Qs. a. = Pérdida de calor sin aislamiento en BTU (aft-h)

Qc. a. = Pérdida de calor con aislamiento en BTU (aft-h)

ΔT = Diferencia de Temperatura en $^{\circ}F$, entre las caras de la sección considerada

Con objeto de facilitar los cálculos anteriores, se incluye la siguiente tabla que muestra la resistencia térmica de varios materiales:

MATERIAL	RESISTENCIA
1 Enadrillado incluyendo inerte e impermeabilización.	0.73
2 Losa de Concreto de 8 cms. *	0.26
3 Losa de Concreto de 10 cms. *	0.33
4 Losa de Concreto de 15 cms. *	0.50
5 Losa de Concreto con block Hueco de 10 cms.	0.71
6 Losa de Concreto con block Hueco de 20 cms.	1.11
7 Losa de Concreto con block Hueco de 30 cms.	1.28
8 Aplanado de yeso de 1.5 cms. *	0.32
9 Películas de aire en superficies exterior e interior	0.77
10 Láminas de asbesto cemento de 0.7 cms. *	0.06
11 Láminas de aluminio o de Hierro *	0.00
12 Techos de madera de 3.81 cms. *	1.40
13 Alicó (no mayor de 25 cms.) *	0.78
14 Falso Plafón de Yeso de 1.9 cm. con metal desdoblado *	0.47
15 Plafón de Fibra de Madera *	2.00
16 Plafón de lana Mineral *	3.00
17 Plafón de Fibra de Vidrio *	4.25

Especificaciones de instalación:

El espesor que debe usarse, varía según sea el tipo de techo, el % de humedad relativa durante el invierno en el interior de la construcción, y el costo de la calefacción o aire acondicionado.

Usualmente para edificios con calefacción, se usa un factor "U" de 0.15 ó menos y para edificios con aire acondicionado, de 0.10 BTU o menos.

BARRERA DE VAPOR: En todos los casos deberá tomarse en cuenta la acción de una barrera de vapor y su localización más adecuada, pues de otra forma se expondrá el techo, cualquiera que fuera el aislamiento a perjudiciales condensaciones de vapor de agua.

VITROTEC puede aplicarse sobre cualquier superficie si ésta se encuentra lisa, limpia y seca. Su adhesión a la superficie se hace con asfalto caliente ($76^{\circ}C$) en contacto con la cara que no está cubierta con papel krasfalto. Cuando la pendiente de la cubierta es mayor de 17° , las placas de VITROTEC, deberán fijarse mecánicamente a aquélla. Las juntas formadas por la dimensión más corta de las placas, deben ser discontinuas (petatillo).

En el perímetro de las cubiertas o de las protuberancias existentes en aquéllas, deberá colocarse, fijándolo mecánicamente un listón de madera de 7.5 cms. de ancho y espesor igual al del aislamiento VITROTEC. Tanto el aislamiento como los listones, deberá impermeabilizarse adecuadamente.

Limitaciones:

VITROTEC no debe usarse sobre superficies cuya temperatura sea mayor de $232^{\circ}C$ y donde se excedan las cargas permanentes arriba citadas.

VITROTEC deberá colocarse interiormente en forma de falso plafón en los casos de techos con curvatura pronunciada o con pendiente mayor de 34° .

VITROTEC debe conservarse seco y limpio en lugares protegidos de la intemperie.

CARACTERISTICAS DEL VITROTEC

TIPO	ESPESOR	DIMENSIONES DE LA PLACA	CONDUCTANCIA BTU/sgft. h. $^{\circ}F$. C	RESISTENCIA TERMICA R=1 C	PIEZAS POR PAQUETE	M2 POR PLACA
"Residencial"	1.27 cm. (1/2")	1.22 m. x 1.22 m. (48" x 48")	0.443	2.257	12	1.49
	1.91 cm. (3/4")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.295	3.386	12	1.12
	2.54 cm. (1")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.222	4.505	9	1.12
	3.81 cm. (1 1/2")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.148	6.757	6	1.12
"Comercial"	1.91 cm. (3/4")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.297	3.353	10	1.12
	2.54 cm. (1")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.223	4.484	7	1.12
	3.81 cm. (1 1/2")	0.91 m. x 1.22 m. (36" x 48")	0.149	6.756	6	1.12

Los valores de conductancia están dados a $75^{\circ}F$ ($24^{\circ}C$)

VITRO-FIBRAS, S. A.

Reforma 392-6° Piso Tels: 5 11-67-77 y 5 11-67-06

DESIGN DATA

COOLING & HEATING LOAD ESTIMATE SHEET

COPYRIGHT 1965

THE TRANE COMPANY
LA CROSSE, WISCONSIN

DATE _____ JOB NO. _____ BY _____
 NAME _____
 ADDRESS _____
 CITY & STATE _____
 BRANCH OFFICE _____
 ROOM _____ FLOOR _____ RM. NO. _____
 LGTH _____ WIDTH _____ HT _____ VOL _____ CU. FT. _____

SUMMER	OUTSIDE	INSIDE	DIFFERENCE
DRY BULB	F	F	(To-Ti)
WET BULB	F	F	X X X X
DEW POINT	F	F	X X X X
RELATIVE HUMIDITY	%	%	X X X X
TOTAL ENTHALPY BTU PER LB. OF DRY AIR			(Ho-Hi)
GRAINS OF MOISTURE PER LB. OF DRY AIR			(Hr-HRi)
WINTER	F	F	T.D.

TRANSMISSION & SOLAR SENSIBLE HEAT GAIN

HEAT LOSS

ITEM NO.	ITEM	AREA SQ. FT.	TEMP. DIFF.	"U" FACTOR	BTU/HR.	TEMP. DIFF.	"U" FACTOR	BTU/HR.
1	EXTERIOR WALL							
2	EXTERIOR WALL							
3	EXTERIOR WALL							
4	EXTERIOR WALL							
5	ROOF							
	GLASS SUMMARY CALCULATIONS	AREA SQ. FT.		SOLAR FACTOR BTU/HR.-SQ. FT.				
6	EXTERIOR GLASS							
7	EXTERIOR GLASS							
8	EXTERIOR GLASS							
9	EXTERIOR GLASS							
10	SKYLIGHTS							
11	TOTAL TRANSMISSION & SOLAR							

TRANSMISSION SENSIBLE HEAT

12	FLOORS							
13	CEILINGS							
14	PARTITIONS							
15	GLASS IN PARTITIONS							
16	MISCELLANEOUS (INFILT. FOR HEATING)							
17	TOTAL TRANSMISSION					TOTAL	HEAT LOSS	

BODY HEAT GAINS

	SENSIBLE	LATENT
19	SENSIBLE NO. PEOPLE X	
20	LATENT (QUIET) NO. PEOPLE X	
21	LATENT (ACTIVE) NO. PEOPLE X	
22	TOTAL BODY HEAT GAINS	

EQUIPMENT HEAT GAINS

23	ELECTRIC LIGHTS	WATTS X 3.4	
24	SMALL ELECTRIC MOTORS (2 H.P. & SMALLER)	H.P. X 3600	
25	LARGE ELECTRIC MOTORS (3 H.P. & LARGER)	H.P. X 3000	
26	ELECTRIC EQUIPMENT	WATTS X 3.4	
27	GAS EQUIPMENT	NO. X	
28	MISC.	NO. X	
29	TOTAL EQUIPMENT GAINS		

INFILTRATION GAINS (CHECK VENTILATION ITEM 42)

30	SENSIBLE ROOM VOL. C.F. X .018 X AIR CHANGES X (To-Ti)		X X X X X
31	LATENT ROOM VOL. C.F. X .011 X AIR CHANGES X (HRo-HRi)	X X X X X X	
32	TOTAL INFILTRATION HEAT GAINS		

SUMMARY OF HEAT GAINS

ITEM	SENSIBLE	LATENT
1	TRANS. & SOLAR	
7	TRANSMISSION	
3	DUCTS	
2	BODY	
9	EQUIPMENT	
2	INFILTRATION	
3	TOTAL SENSIBLE	X X X X X X
6	TOTAL LATENT	←
7	TOTAL HEAT GAINS	

SENSIBLE HEAT RATIO

ITEM 33 _____
 ITEM 35 _____
 DRY BULB TEMP. AIR SUPPLY _____ F.
 WET BULB TEMP. AIR SUPPLY _____ F.
 RISE IN DRY BULB TEMP. OF AIR SUPPLY ROOM D.B. - ITEM 37 _____ F.
 TOT. AIR SUPPLY = $\frac{\text{ITEM 33}}{1.1 \times \text{ITEM 39}}$ = CFM
 _____ = CFM
 1.1 X _____

HEAT LOAD OF VENTILATION AIR

NO. PEOPLE X CFM/PERSON = CFM
 CFM O.A. X 4.5 X _____ (Ho-Hi) = BTU/HR
 TOT. COOLING LOAD ON COILS & REFR. APPAR.

PLUS ITEM 42

TOT. COOLING LOAD BTU/HR.

TONNAGE EQUIVALENT OF COOLING LOAD

ITEM 43 _____ TONS
 12000 _____
 26.04 (165)

SHEET _____ DATE _____
PREPARED BY _____
NAME OF JOB _____
LOCATION _____

OFFICE _____
PROP NO _____ JOB NO _____
APPROVED _____

ITEM	AREA OR QUANTITY	SUN GAIN OR TEMP. DIFF.	FACTOR	BTU/HOUR
SOLAR GAIN - GLASS				
GLASS	SO FT X	X		
GLASS	SO FT X	X		
GLASS	SO FT X	X		
GLASS	SO FT X	X		
SKYLIGHT	SO FT X	X		
SOLAR & TRANS. GAIN - WALLS & ROOF				
WALL	SO FT X	X		
WALL	SO FT X	X		
WALL	SO FT X	X		
WALL	SO FT X	X		
ROOF - SUN	SO FT X	X		
ROOF - SHADED	SO FT X	X		
TRANS. GAIN - EXCEPT WALLS & ROOF				
ALL GLASS	SO FT X	X		
PARTITION	SO FT X	X		
CEILING	SO FT X	X		
FLOOR	SO FT X	X		
INFILTRATION	CFM X	X	1.09	
INTERNAL HEAT				
PEOPLE		X		
POWER	HP OR KW X			
LIGHTS	WATTS X	3.4		
APPLIANCES, ETC.		X		
ADDITIONAL HEAT GAINS		X		
SUB TOTAL				
STORAGE	SO FT X	X (1-	1	
SUB TOTAL				
SAFETY FACTOR				
ROOM SENSIBLE HEAT [RSH] #				
SUPPLY DUCT HEAT GAIN	SUPPLY DUCT LEAK LOSS	FAN HP		
OUTDOOR AIR	CFM X	F X	BF X 1.09	
EFFECTIVE ROOM SENSIBLE HEAT [ERSH] #				
LATENT HEAT				
INFILTRATION	CFM X	GR/LB X 0.65		
PEOPLE	X			
STEAM	LB/HR X 1050			
APPLIANCES, ETC.				
ADDITIONAL HEAT GAINS				
VAPOR TRANS.	SO FT X 1/100 X	GR/LB X		
SUB TOTAL				
SAFETY FACTOR				
ROOM LATENT HEAT [RLH] #				
SUPPLY DUCT LEAKAGE LOSS				
OUTDOOR AIR	CFM X	GR/LB	BF X 0.65	
EFFECTIVE ROOM LATENT HEAT [ERLH] #				
EFFECTIVE ROOM TOTAL HEAT [ERTH] #				
OUTDOOR AIR HEAT				
SENSIBLE	CFM X	F X (1- BF) X 1.09		
LATENT	CFM X	GR/LB X (1- BF) X 0.65		
RETURN DUCT HEAT GAIN	RSRH	RETURN DUCT LEAKAGE GAIN	RSRH	
RETURN AIR OR BLOW THRU FAN		HP X 2.45		
GRAND TOTAL HEAT [GTH] OR DEHUMIDIFIER LOAD #				
PUMP HP	SGTH	PIPING HEAT GAIN	SGTH	
REFRIGERATION LOAD #				

ESTIMATE FOR	LOCAL TIME SUN. TIME	PEAK LOAD
EQUIPMENT OPERATION		
CONDITIONS	DB	WB
OUTDOOR (OA)		
ROOM (RM)		
DIFFERENCE	XXX	XXX

VENTILATION	PEOPLE X	CFM/PERSON
	SO FT X	CFM/SO FT
CFM VENTILATION #		
SWINGING, REVOLVING DOORS	PEOPLE X	CFM/PERSON
OPEN DOORS	DOORS X	CFM/DOOR
EXHAUST FAN		
CRACK	FEET X	CFM/FT
CFM INFILTRATION #		
CFM OUTDOOR AIR THRU APPARATUS #		

ESHF	INDICATED ADP	SELECTED ADP
	F	F
Dehum. Rise	BF X (TRM - TADP)	F
Dehum. CFM	1.09 X	F DEHUM. RISE

OUTLET TEMP. DIFF.	RSH	CFM _{OA}
1.09 X		
Supply CFM	1.09 X	F DESIRED DIFF.
Bypass CFM	CFM _{SA}	CFM _{OA}

IF THIS ΔT IS TOO HIGH, DETERMINE SUPPLY CFM FOR DESIRED DIFFERENCE BY SUPPLY AIR QUANTITY FORMULA.

TRM	F	CFM _{OA}	CFM?	T _{OA}	F	TRM	F	T _{EDB}
TADP	F	BF X (T _{EDB} - TADP)	F	TADP	F	T _{LDB}		

FROM PSYCH CHART: T_{WB} F, T_{WB} F

WHEN BYPASSING A MIXTURE OF OUTDOOR AND RETURN AIR, USE SUPPLY CFM. WHEN BYPASSING RETURN AIR ONLY, USE DEHUMIDIFIED CFM.

NOTES

Table 1. Saturation: Temperatures

Temp. t °C	Press. Bar p	Specific Volume		Internal Energy			Enthalpy			Entropy		
		Sat. Liquid v _l l/kg	Sat. Vapor v _g l/kg	Sat. Liquid u _l	Evap. u _{fg} kJ/kg	Sat. Vapor u _g	Sat. Liquid h _l	Evap. h _{fg} kJ/kg	Sat. Vapor h _g	Sat. Liquid s _l	Evap. s _{fg} kJ/kg·K	Sat. Vapor s _g
0	.006109	1.0002	206.278	-.03	2375.4	2375.3	-.02	2501.4	2501.3	.0001	9.1566	9.1565
.01	.006113	1.0002	206.136	.00	2375.3	2375.3	.01	2501.3	2501.4	.0000	9.1562	9.1562
1	.006567	1.0002	192.577	4.15	2372.6	2376.7	4.16	2499.0	2503.2	.0152	9.1147	9.1299
2	.007056	1.0001	179.889	8.36	2369.7	2378.1	8.37	2496.7	2505.0	.0305	9.0730	9.1035
3	.007577	1.0001	168.132	12.56	2366.9	2379.5	12.57	2494.3	2506.9	.0457	9.0316	9.0773
4	.008131	1.0001	157.232	16.77	2364.1	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	.0610	8.9904	9.0514
5	.008721	1.0001	147.120	20.97	2361.3	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	.0761	8.9496	9.0257
6	.009349	1.0001	137.734	25.19	2358.4	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	.0912	8.9090	9.0003
7	.010016	1.0002	129.017	29.38	2355.6	2385.0	29.39	2484.8	2514.2	.1062	8.8688	8.9751
8	.010724	1.0002	120.917	33.59	2352.8	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	.1212	8.8289	8.9501
9	.011477	1.0003	113.386	37.80	2350.0	2387.8	37.80	2480.1	2517.9	.1362	8.7892	8.9253
10	.012276	1.0004	106.379	42.00	2347.2	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	.1510	8.7498	8.9008
11	.013123	1.0004	99.857	46.20	2344.3	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	.1658	8.7107	8.8765
12	.014022	1.0005	93.784	50.41	2341.5	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	.1806	8.6718	8.8524
13	.014974	1.0007	88.124	54.60	2338.7	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	.1953	8.6332	8.8285
14	.015983	1.0008	82.848	58.79	2335.9	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	.2099	8.5949	8.8048
15	.017051	1.0009	77.926	62.99	2333.1	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	.2245	8.5569	8.7814
16	.018181	1.0011	73.333	67.18	2330.3	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	.2390	8.5191	8.7582
17	.019376	1.0012	69.044	71.38	2327.4	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	.2535	8.4816	8.7351
18	.020640	1.0014	65.038	75.57	2324.6	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	.2679	8.4443	8.7123
19	.021975	1.0016	61.293	79.76	2321.8	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	.2823	8.4073	8.6897
20	.02339	1.0018	57.791	83.95	2319.0	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	.2966	8.3706	8.6672
21	.02487	1.0020	54.514	88.14	2316.2	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	.3109	8.3341	8.6450
22	.02645	1.0022	51.447	92.32	2313.3	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	.3251	8.2979	8.6229
23	.02810	1.0024	48.574	96.51	2310.5	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	.3393	8.2618	8.6011
24	.02985	1.0027	45.883	100.70	2307.7	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	.3534	8.2261	8.5794
25	.03169	1.0029	43.360	104.88	2304.9	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	.3674	8.1905	8.5580
26	.03363	1.0032	40.994	109.06	2302.1	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	.3814	8.1552	8.5367
27	.03567	1.0035	38.774	113.25	2299.3	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	.3954	8.1202	8.5156
28	.03782	1.0037	36.690	117.42	2296.4	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	.4093	8.0854	8.4946
29	.04008	1.0040	34.733	121.60	2293.6	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	.4231	8.0508	8.4739
30	.04246	1.0043	32.894	125.78	2290.8	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	.4369	8.0164	8.4533
31	.04496	1.0046	31.165	129.96	2288.0	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	.4507	7.9822	8.4329
32	.04759	1.0050	29.540	134.14	2285.2	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	.4644	7.9483	8.4127
33	.05034	1.0053	28.011	138.32	2282.4	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	.4781	7.9146	8.3927
34	.05324	1.0056	26.571	142.50	2279.5	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	.4917	7.8811	8.3728
35	.05628	1.0060	25.216	146.67	2276.7	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	.5053	7.8478	8.3531
36	.05947	1.0063	23.940	150.85	2273.9	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	.5188	7.8147	8.3336
37	.06281	1.0067	22.737	155.03	2271.1	2426.1	155.03	2413.9	2568.9	.5323	7.7819	8.3142
38	.06632	1.0071	21.602	159.20	2268.2	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	.5458	7.7492	8.2950
39	.06999	1.0074	20.533	163.38	2265.4	2428.8	163.39	2409.1	2572.5	.5592	7.7167	8.2759
40	.07384	1.0078	19.523	167.56	2262.6	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	.5725	7.6845	8.2570
41	.07786	1.0082	18.570	171.73	2259.7	2431.5	171.74	2404.3	2576.1	.5858	7.6524	8.2383
42	.08208	1.0086	17.671	175.91	2256.9	2432.8	175.91	2401.9	2577.9	.5991	7.6206	8.2197
43	.08649	1.0090	16.821	180.08	2254.1	2434.2	180.10	2399.5	2579.6	.6123	7.5889	8.2012
44	.09111	1.0095	16.018	184.26	2251.2	2435.5	184.27	2397.2	2581.4	.6255	7.5574	8.1829
45	.09593	1.0099	15.258	188.44	2248.4	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	.6387	7.5261	8.1648
46	.10098	1.0103	14.540	192.61	2245.6	2438.2	192.62	2392.4	2585.0	.6518	7.4950	8.1468
47	.10624	1.0108	13.861	196.79	2242.7	2439.5	196.80	2390.0	2586.8	.6648	7.4642	8.1290
48	.11175	1.0112	13.218	200.96	2239.9	2440.8	200.97	2387.6	2588.5	.6779	7.4334	8.1113
49	.11749	1.0117	12.609	205.14	2237.0	2442.2	205.15	2385.2	2590.3	.6908	7.4029	8.0937
50	.12349	1.0121	12.032	209.32	2234.2	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	.7038	7.3725	8.0763
51	.12975	1.0126	11.485	213.50	2231.3	2444.8	213.51	2380.3	2593.8	.7167	7.3423	8.0590
52	.13628	1.0131	10.968	217.67	2228.5	2446.1	217.69	2377.9	2595.6	.7296	7.3123	8.0419
53	.14309	1.0136	10.476	221.85	2225.6	2447.5	221.87	2375.5	2597.4	.7424	7.2825	8.0249
54	.15019	1.0141	10.011	226.03	2222.8	2448.8	226.04	2373.1	2599.1	.7552	7.2528	8.0080

1 Bar = 1.01972 kg./sq. cm.; 1 Joule = 1/4.1868 I.T. Cal.

LOW VELOCITY SYSTEMS

HIGH VELOCITY SYSTEMS

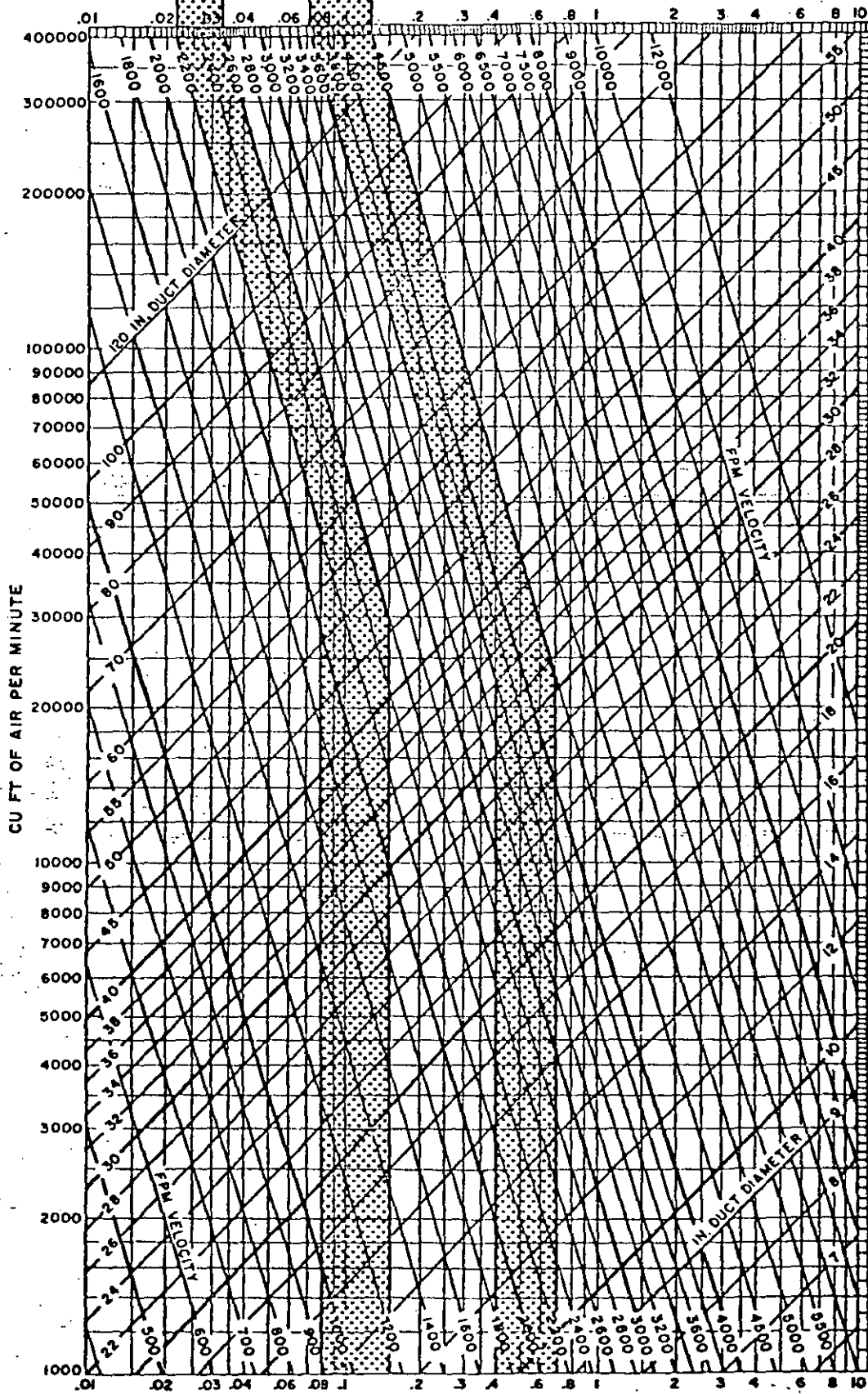
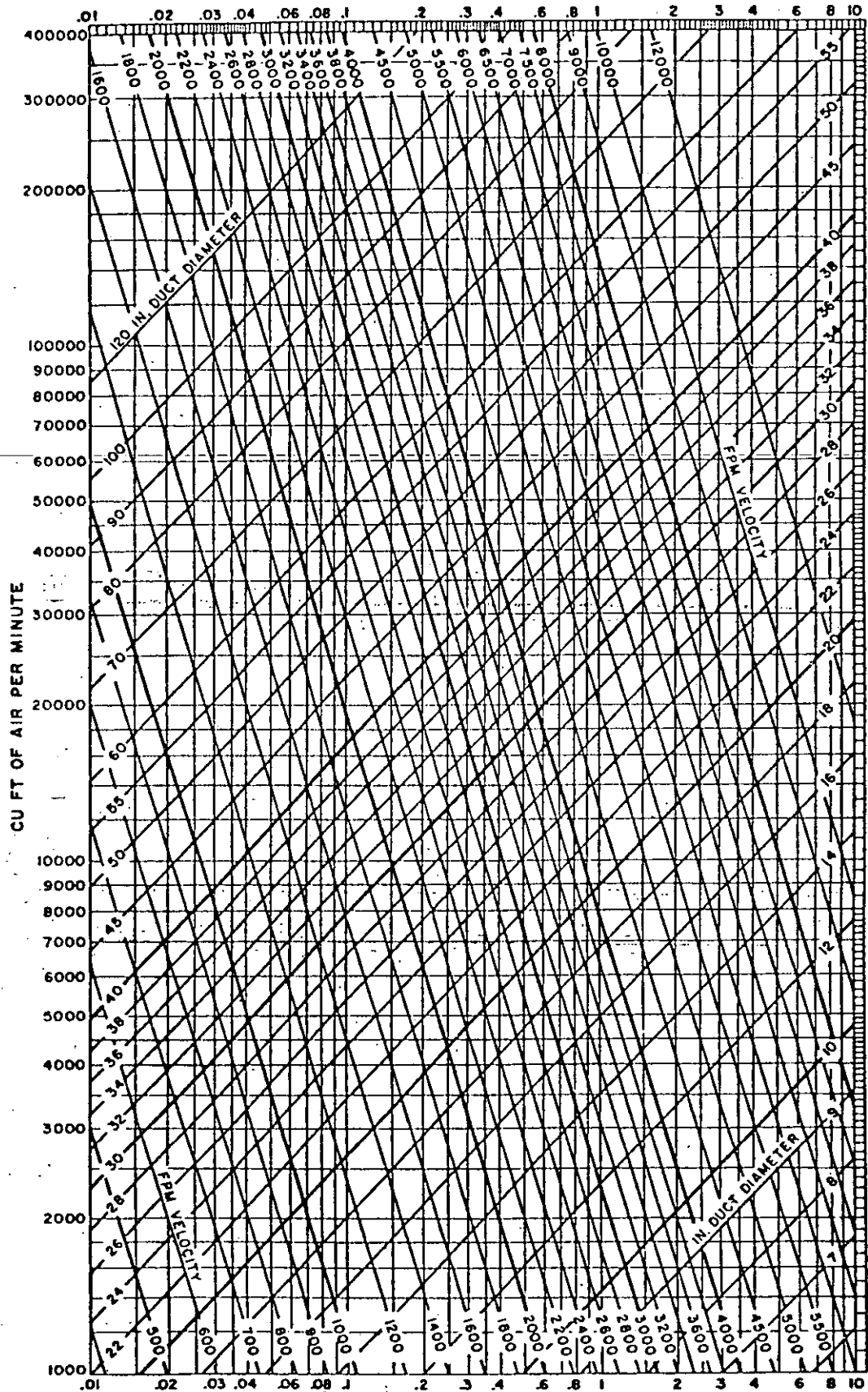


Fig. 9 Suggested Velocity and Friction Rate Design Limits



(Based on Standard Air of 0.075 lb/ft³ density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft)

Fig. A-2 Friction of Air in Straight Ducts for Volumes of 1000 to 400 000 cfm



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

P S I C O M E T R I A

NOVIEMBRE, 1984

PSICROMETRIA



COEFICIENTES DE CONDUCTIVIDAD TERMICA DE DIVERSOS MATERIALES.

	<u>K</u> Kcal/mh°C	<u>U</u> Kcal/m2h°C
1.- LADRILLO O TABIQUE RECOCIDO		
Muros de ladrillo al exterior	0.75	
Muros de ladrillo al exterior con recubrimiento impermeable por fuera.	0.66	
Muros de ladrillo interiores	0.60	
1a. LADRILLO COMPRIMIDO		
vidriado para acabado aparente		1.1
1b. AZULEJOS Y MOSAICOS	0.90	
En muros exteriores.	0.90	
En muros interiores	0.80	
3.- PIEDRAS NATURALES.		
Piedras compactas, como grani to, mármol, basalto, etc., -- con peso específico mayor de 2600 Kg/m3		2.5
Piedras porosas, como la are- niska y la caliza blanda o -- arenosa.		1.5
4.- APLANADO CON MORTERO DE CAL.		
Al exterior	0.75	
Al interior	0.60	
4a. MORTERO DE CEMENTO	1.5	
Terrazzo y pisos de cemento	1.5	
4b. TEZONTLE.		
Como relleno o terrado seco		0.16
5.- CONCRETO.		
Armado		1.3 a 1.5
Pobre, de 2200 Kg/m3		1.1
Ligero, de 1250 Kg/m3 al exte rior.		0.60
Colchoneta lana de vidrio		0.04
Canceles de plástico		0.65
Ligero de 1250 Kg/m3, al inte rior.		0.50
Ligero con agregado de piedra pómez		0.45

	K Kcal/mh°C	U Kcal/m2h°C.
Ligero de 800 Kg/m3, al exterior.	0.40	
Ligero de 800 Kg/m3, al interior.	0.30	
Concreto celular (como siporex), de 350 a 100 Kg/m3	0.09 a 0.40	
Muros de concreto celular (siporex) aproximadamente	0.40	
6.- BARRA		
Adobes, al exterior	0.80	
Adobes, al interior	0.50	
Enbarro (con paja y carrizos)	0.40	
7.- ARENA Y TIERRA.		
Rellenos de tierra, arena o grave, expuestos a la lluvia.	2.0	
Rellenos de terrado, secos, en azoteas.	0.50	
8.- TEJADOS DE ASBESTO	0.19	
9.- MADERA		
Seca	0.12	
Expuesta a la lluvia	0.18	
Virutas como relleno	0.10	
Aserrín como relleno	0.07	
10.- LINOLEO	0.16	
11.- CARTON		
Ruberoide (con breá)	0.12	
como aislante	0.06	
12.- CORCHO		
De menos de 250 Kg/m3	0.04	
de 250 a 400 Kg/m3	0.05 a 0.06	
13.- PUERTAS.		
De acero exteriores		5.5
De acero interiores		3.0
De madera maciza de 2 a 6.5cms.		2.5
De espesor real (1" a 3" nominales)	3.4 a	1.6
14.- VENTANAS Y TRAGALUCES		
Sencillos	5.5 a	6.5
Dobles	2.2 a	3.3
Triples		1.4
15.- BOCK DE CRISTAL 20x20x10cm.		
Al exterior		2.4
Al interior		2.0

16.- COEFICIENTES DE CONVECCION

f

Kcal/m²h°C

SUPERFICIE AL AIRE EXTERIOR.

Velocidad del viento m/seg. 12/Km/h ó menos
(3.33m/seg. ó menos).

20

Velocidad del viento 5m/seg. 18Km/h ó menos
(5m/s)

25

Velocidad del viento m /seg. 24km/h ó más
(6.67m/seg. ó mas).

30

SUPERFICIE VERTICAL INTERIOR

8

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR

Flujo hacia abajo

6

SUPERFICIE HORIZONTAL INTERIOR

Flujo hacia arriba

9

NOTA 1:

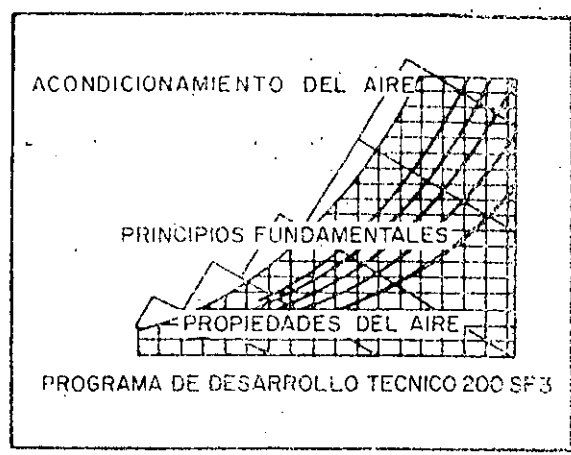
Los coeficientes de conductividad K están expresados en Kilocalorías por metro cuadrado, por hora y por grado centígrado de diferencia de temperatura, para un material de un metro de espesor. - Dividiendo el coeficiente K entre 0.124 se obtienen BTUs por pié cuadrado, hora grado Fahrenheit, para una pulgada de espesor.

NOTA 2:

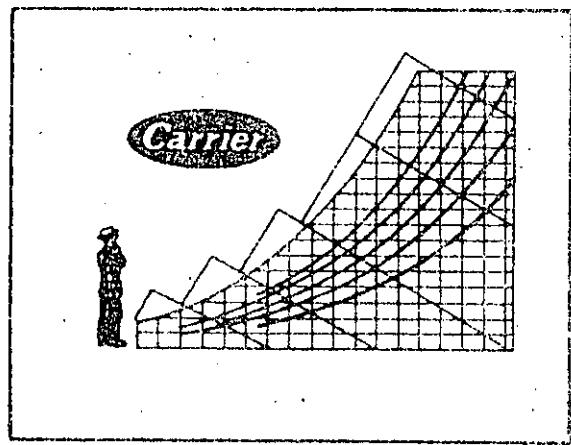
Los coeficientes de transmisión U y los de convección f están -- dados en kilocalorías por metro cuadrado por hora y por grado -- centígrado de diferencia de temperaturas. Para convertirlos a - BTUs por pié cuadrado, hora, y grado Fahrenheit habrá que dividir los entre 4.88



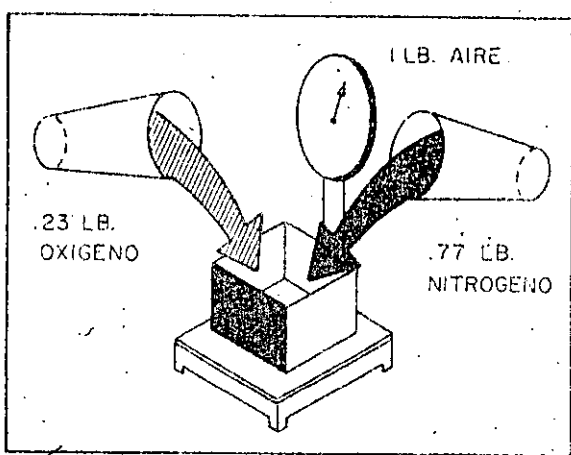
Propiedades del Aire



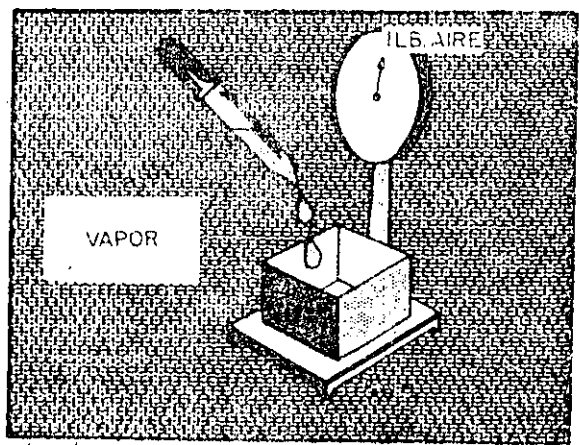
¿Cuál es el significado de humedad relativa?
 ¿Como se produce la condensación de la humedad en un serpentín de enfriamiento?
 ¿Porqué "suda" un conducto de aire frío?
 Las respuestas a las preguntas anteriores tienen que ver con las propiedades de la mezcla de aire y vapor de agua (humedad).
 El conocimiento de las propiedades del aire es requisito previo para su acondicionamiento en forma apropiada y económica.
 Comencemos pues por considerar lo que es el aire.



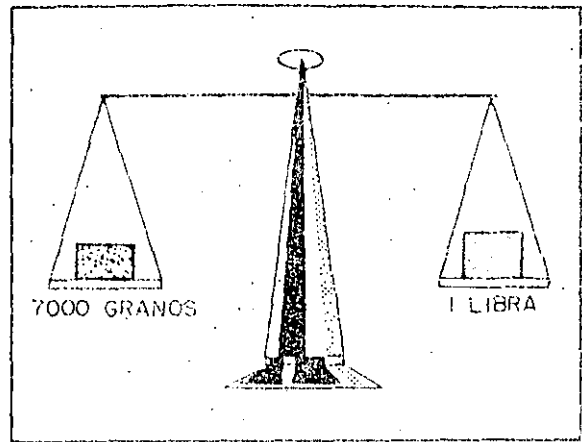
El aire es principalmente una mezcla de oxígeno y nitrógeno. Aunque también contiene varios otros gases, éstos se encuentran en tan pequeñas cantidades que no vale la pena considerarlos en este estudio.



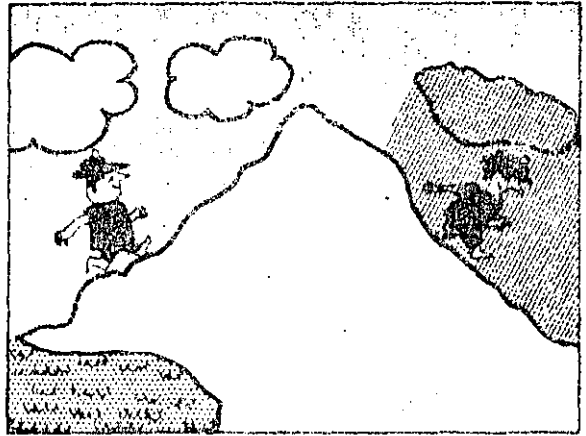
Si a esta mezcla de oxígeno, nitrógeno, etc. se le añade una pequeña cantidad de vapor de agua (humedad), obtendremos el aire tal como existe en la atmósfera.
 La cantidad de agua que se le puede añadir es tan pequeña que generalmente se la expresa en medidas tales como gramos o granos (grains). El grano es una medida común en el sistema métrico y equivale a 1/1,000 kilogramos. Pero, ¿qué es el grano (grain)?



Un grano es una medida tan pequeña que se requieren 7.000 de ellos para formar una libra. Aunque la humedad representa menos del 3% del peso del aire, su efecto en el confort humano y en procesos industriales es muy importante. ¿De donde proviene el vapor de agua que se encuentra en el aire?

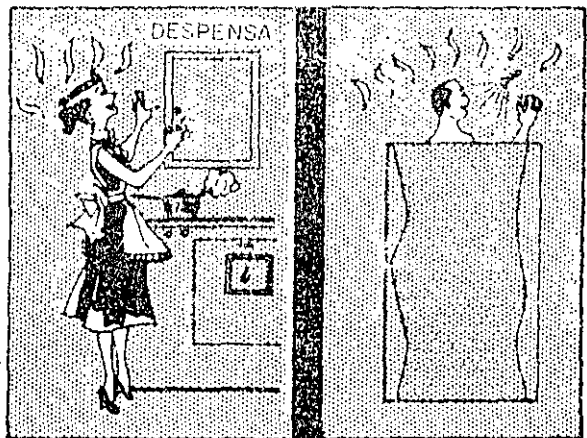


El vapor se produce por la evaporación del agua de océanos, lagos y ríos. Las nubes, también producto de esta evaporación, contribuyen a la humedad del ambiente al condensarse y precipitarse en forma de lluvia. Todo esto es lo que sucede a la intemperie.

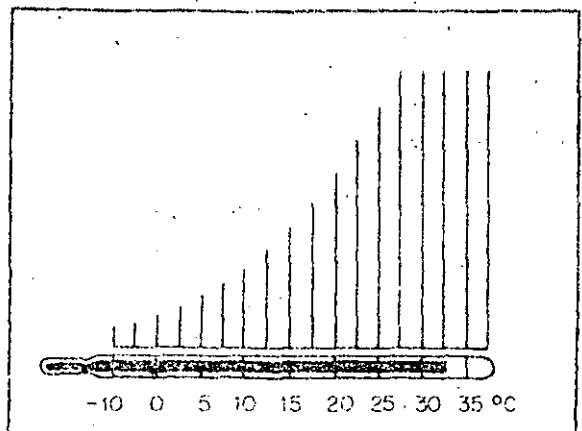


Dentro de una casa, el vapor puede provenir de la cocina, baño, personas, etc.

En el acondicionamiento del aire nos interesa controlar las propiedades de éste; para poder controlar una propiedad es necesario primero poderla medir. Todos sabemos como medir temperaturas con un termómetro, pero ¿cómo podemos medir la humedad en el aire?, ¿existe quizás alguna manera de relacionar la humedad con otra propiedad mas fácil de medir como ser la temperatura?



El uso del ábaco psicrométrico nos permite relacionar temperatura y humedad en forma simple y directa. La construcción de este ábaco es muy sencilla. La escala horizontal está constituida por los valores de la temperatura que se encuentran en un termómetro común, que aquí es llamado de Bulbo Seco (BS).

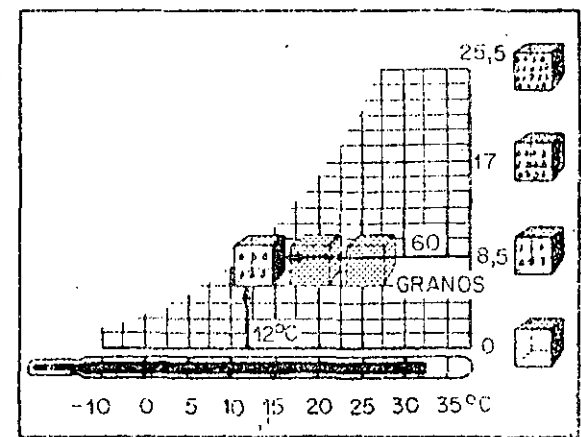
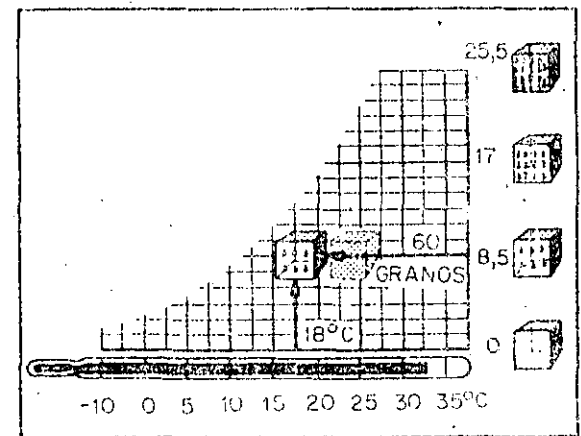
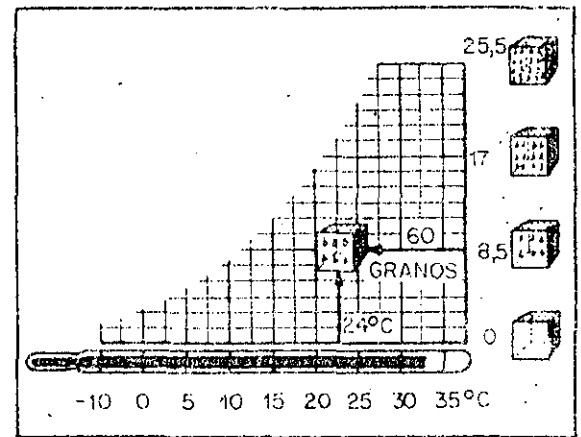
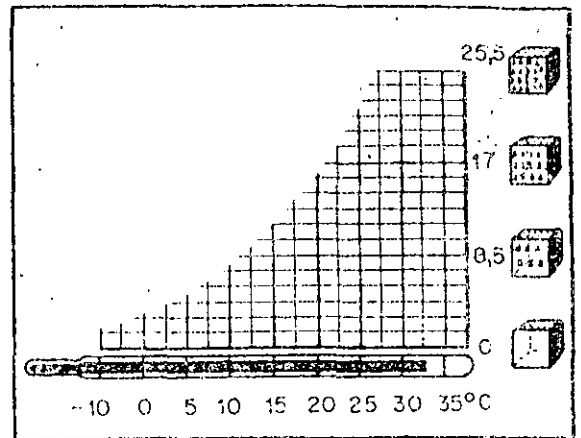


En la escala vertical colocamos la cantidad de vapor de agua (humedad) presente. Esta escala puede estar dimensionada en gramos de agua por kg. de aire seco (métrico), o en granos de agua por libra de aire seco (inglés). Esta escala lleva el nombre de humedad específica.

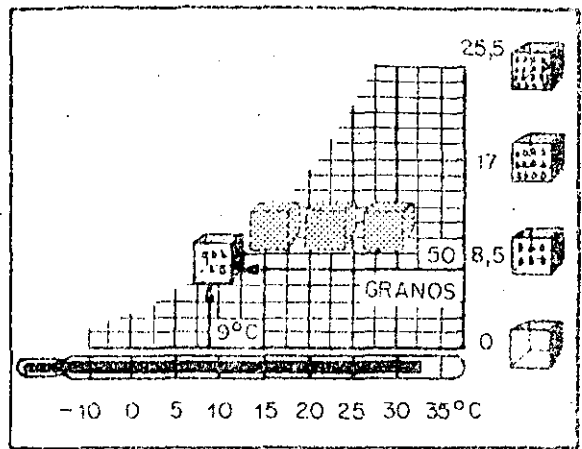
Es muy fácil encontrar cualquier propiedad del aire en este ábaco. Por ejemplo, el aire a 24°C temperatura del bulbo seco estará en algún punto de la línea vertical que pasa por 24°C. El aire que contiene 60 granos de vapor por libra de aire seco (8,5 gramos/kg. aire seco) se lo encuentra en la línea horizontal que pasa por 60 en la escala de la humedad específica. Ahora, si decimos que el aire se encuentra a 24°C temperatura B. S. y 8,5 g/kg. aire seco, esta condición la representa el punto donde se encuentran estas dos líneas. Supongamos que este aire es enfriado...

Al principio, sólo disminuye la temperatura, la cantidad de vapor no cambia hasta que el aire llega a su punto de humedad máxima que...

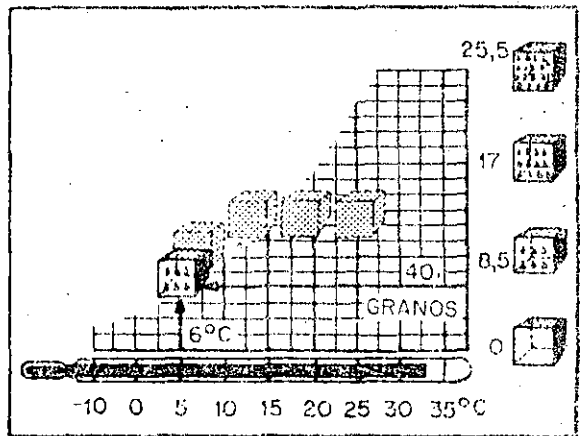
... en este ejemplo ocurre cuando la temperatura baja a 12°C. Si lo continuamos enfriando por debajo de 12°C, el vapor de agua que contiene comenzará a condensarse ya que el aire a menor temperatura no puede contener tanta humedad.



Por ejemplo si lo enfriamos a 9°C, el aire perderá aproximadamente 10 granos de agua por libra de aire seco porque a 9°C la máxima cantidad de vapor que el aire puede contener es de 50 granos por lb. de aire seco.

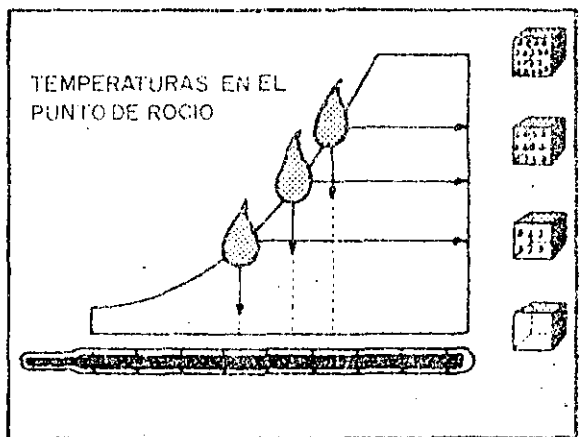


Si la temperatura del aire baja aun más, digamos a 6°C, el aire perderá aproximadamente otros 10 granos de vapor por lb. de aire seco. La temperatura a la que el aire debe bajar para que se comience a condensar el vapor que contiene se llama Temperatura del Punto de Rocío; por lo tanto, en el punto de rocío el aire se encuentra completamente saturado y podemos decir que su humedad relativa es 100%.



La línea que pasa por todos los puntos de saturación se llama línea de saturación, o línea de 100% de humedad relativa. Esta línea también da los valores de las temperaturas del punto de rocío.

La temperatura del punto de rocío depende de la cantidad de vapor de agua presente en el aire (humedad específica). En el ábaco psicrométrico, la temperatura del punto de rocío es la intersección de la línea horizontal trazada de la escala para la humedad específica y la línea de saturación (100% humedad relativa).



Para ilustrar como se aplica el conocimiento del punto de rocío, determinemos la posibilidad de que "sude" un conducto de impulsión que lleva aire a 13°C y que pasa por un espacio no acondicionado.

Supongamos que el espacio no acondicionado se encuentra a 35°C temperatura B. S. (bulbo seco) y que contiene 14 gramos de agua por Kg. de aire seco - su punto de rocío es entonces algo menos de 20°C. O sea que el conducto puede enfriar al aire de su alrededor por debajo de su punto de rocío y producir condensación.

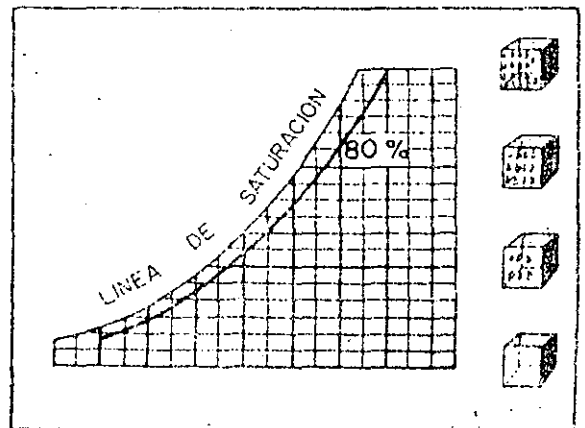
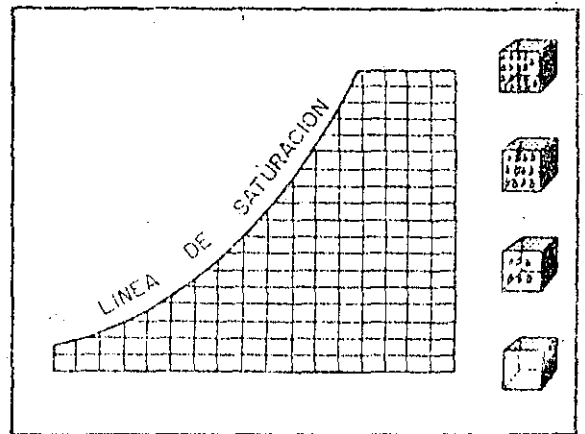
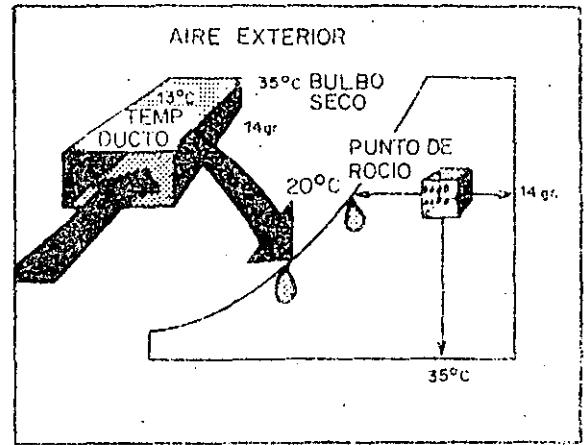
La humedad se condensa no solo en los conductos de aire frío sino también en cualquier cuya temperatura esté por debajo del punto de rocío del aire.

Si el agua que gotea del conducto no hace ningún daño, tal vez no convenga hacer nada acerca de la condensación; pero si hay peligro de que dañe mercadería, paredes o techo, el conducto debe ser cubierto con aislamiento y luego forrado con una barrera impermeable o con aislamiento que ya trae la barrera impermeable en una cara. El grosor del aislamiento debe ser lo suficiente para evitar que la temperatura de su superficie exterior esté por debajo del punto de rocío del aire.

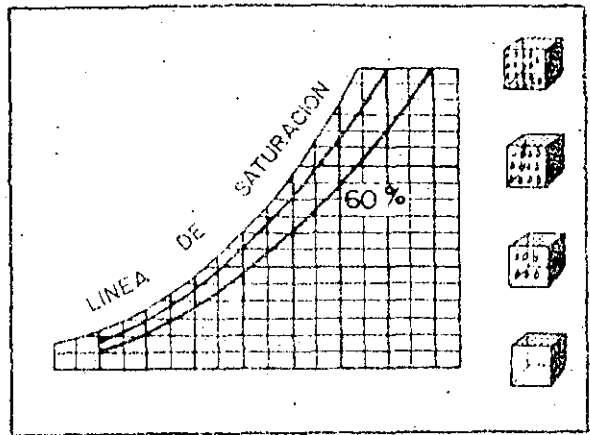
La utilidad del ábaco psicrométrico no está restringida a lo poco que hemos visto hasta ahora.

Las líneas de humedad relativa para el aire parcialmente saturado se parecen mucho a la línea de saturación. Por ejemplo...

La línea de 80% de humedad relativa...

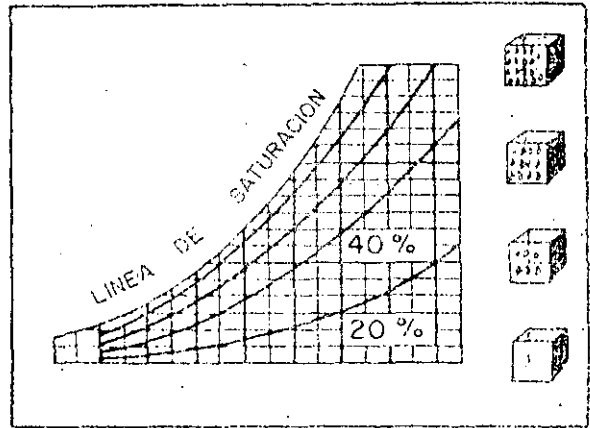


... la línea de 60% de humedad relativa...

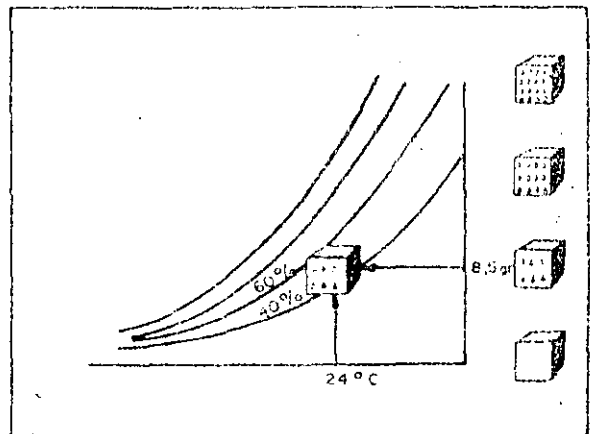


... la línea de 40% y la de 20%...

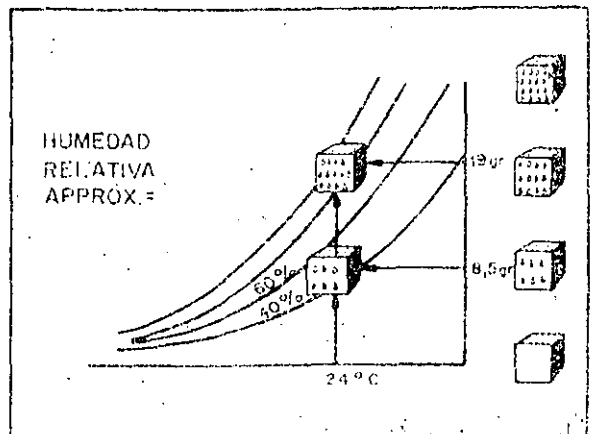
La humedad relativa compara la cantidad de humedad en el aire con la cantidad máxima posible a la misma temperatura. Por ejemplo...



el aire a 24°C bulbo seco y con 8,5 gramos de agua por kilogramo de aire seco, tendría, de acuerdo al ábaco psicrométrico, una humedad relativa de poco más de 40%; podemos aproximar un poco más este valor,

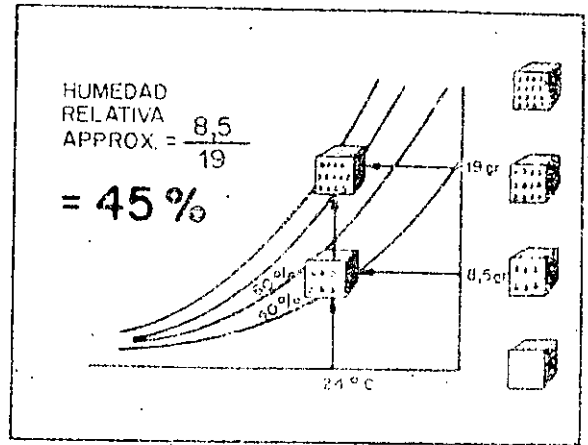


siguiendo la línea de 24°C bulbo seco hasta la línea de saturación encontramos que el aire saturado a esta temperatura contendría aproximadamente 19 gramos de agua (humedad)



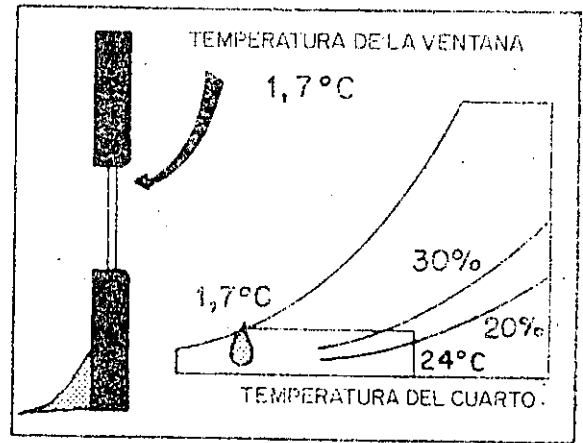
El valor aproximado de la humedad relativa sería entonces $8,5 : 19 = 45\%$

El ábaco psicrométrico también nos permite...



determinar la humedad relativa máxima que se puede mantener en una casa en el invierno sin que se produzca la condensación de la humedad en las ventanas.

Supongamos que la temperatura del vidrio de una ventana es 1,7°C y que se desea mantener la habitación a 24°C. La máxima humedad relativa posible se obtiene considerando al 1,7°C como el punto de rocío de la habitación y trazando una línea horizontal por este punto hasta intersectar la vertical que pasa por 24°C temperatura del bulbo seco. En este caso la intersección ocurre entre 20 y 30%, digamos 23%.



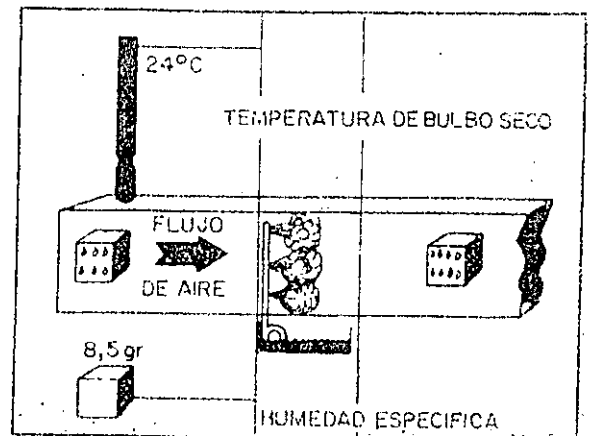
Por lo tanto, con los valores dados en este ejemplo no se debe exceder 23% de humedad relativa si se quiere evitar la condensación de la humedad en los cristales.

Otra propiedad muy importante y de mucho uso en el acondicionamiento del aire es la Temperatura del Bulbo Húmedo (BH). Se la obtiene de la siguiente manera.

Si se hace pasar una pequeña cantidad de aire por una batería de pulverizadores que producen una lluvia muy fina y en la que el agua es recirculada constantemente, el aire tenderá a absorber más humedad si no se encuentra ya saturado.

La cantidad de agua que debe introducirse para remplazar la que al evaporarse es acarreada por el aire es tan pequeña que su efecto es mínimo en este proceso.

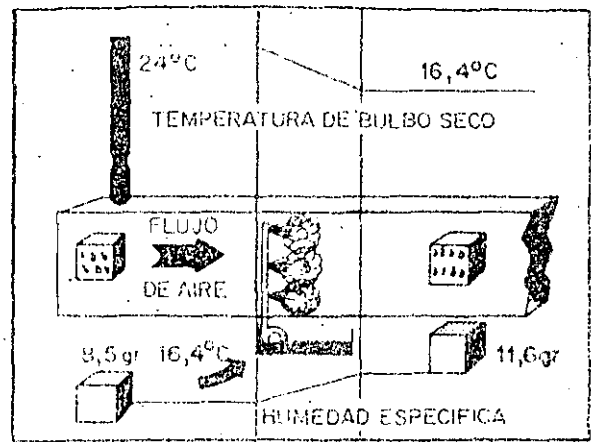
Supongamos que se introduce un kilogramo de aire y que éste contiene 8,5 gramos de vapor de agua (humedad).



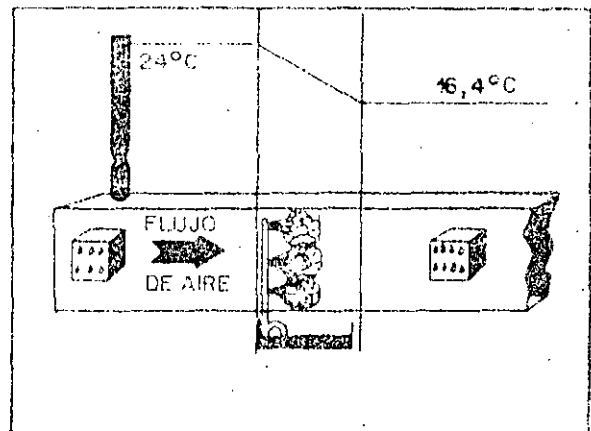
La temperatura del aire disminuye al pasar éste a través de los pulverizadores. Si los pulverizadores pudieran saturar completamente el aire, su temperatura bajaría a aproximadamente $16,4^{\circ}\text{C}$; el aire completamente saturado a esta temperatura contiene $11,6$ gramos de agua.

La temperatura del aire después de pasar por los pulverizadores es la que llamamos Temperatura del Bulbo Húmedo. En este caso, $16,4^{\circ}\text{C}$ es la temperatura del bulbo húmedo del aire a 24°C bulbo seco y $8,5$ gramos de agua.

Es de interés el notar que en este proceso la temperatura del agua usada en los pulverizadores es igual a la del bulbo húmedo del aire.

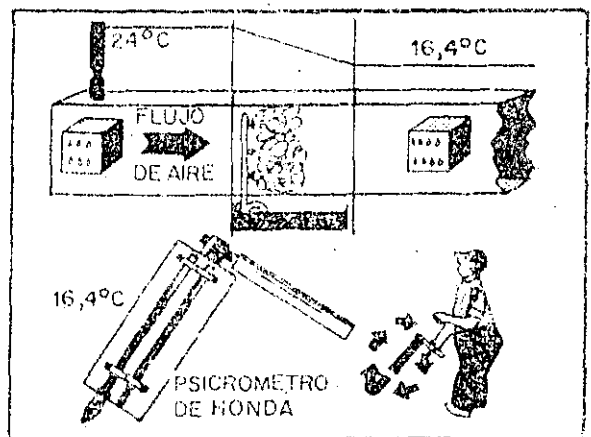


Es fácil ver que este experimento sería muy problemático y costoso de hacer cada vez que se necesitara la temperatura del bulbo húmedo.

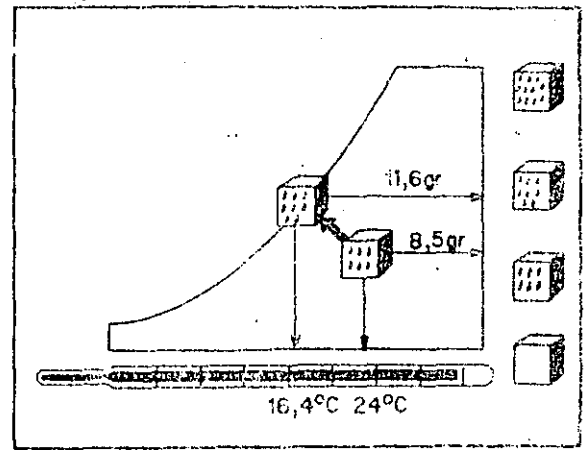


En su lugar resulta más conveniente usar un psicrómetro de honda pues da idéntico resultado. El psicrómetro consiste en dos termómetros uno de los cuales tiene la cubeta cubierta con una mecha de algodón humedecida en agua.

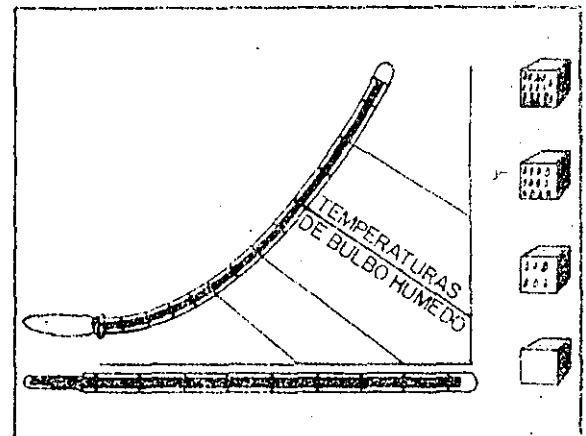
Cuando se hace girar el psicrómetro, parte de la humedad de la mecha se evapora y enfría al agua que queda permitiendo así al termómetro con la mecha marcar la temperatura a la que ocurre la evaporación que como vimos antes es también la del bulbo húmedo. En realidad el psicrómetro está sirviendo como un saturador en miniatura. Como se puede apreciar, el psicrómetro de honda es el instrumento más sencillo para determinar las características del aire.



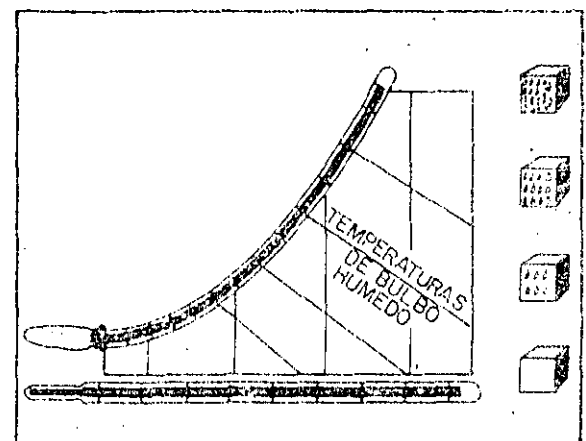
Ahora podemos incluir en nuestro ábaco psicométrico la temperatura del bulbo húmedo. La línea de 16,4°C temperatura del bulbo húmedo sería la que une los puntos correspondientes a 24°C bulbo seco y 8,5 g. de agua por Kg. aire seco con 16,4°C bulbo seco y 11,6 g. de agua; este último punto se recordará queda en la línea de saturación.



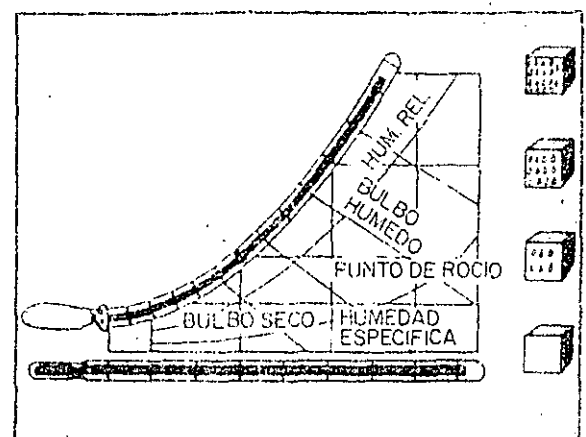
Otros valores de la temperatura del bulbo húmedo pueden ser determinados en la misma forma. En el ábaco psicométrico las líneas del bulbo húmedo aparecerán en forma diagonal, corriendo de la parte inferior derecha a la parte superior izquierda hasta intersectar la línea de saturación. Los valores de la temperatura del bulbo húmedo se leen sobre la línea de saturación.



Conociendo los valores para la temperatura del bulbo seco y bulbo húmedo podemos saber las condiciones exactas del aire y determinar sus otras propiedades en el ábaco psicométrico. Si ponemos todas las propiedades anteriormente descritas en el ábaco psicométrico, éste aparecerá así....



Nuestro ábaco ahora contiene la temperatura del Bulbo Seco, Temperatura del Bulbo Húmedo, Humedad Específica, Temperatura del Punto de Rocío o de Saturación y Humedad Relativa. Conociendo los valores para dos de las propiedades mencionadas nos permite localizar esta condición en el ábaco psicométrico y determinar todas las otras propiedades.

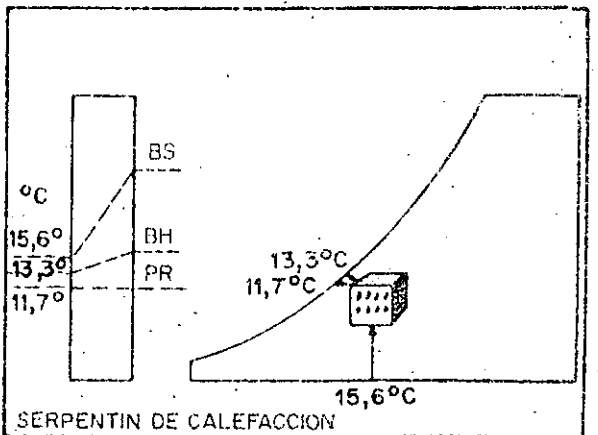
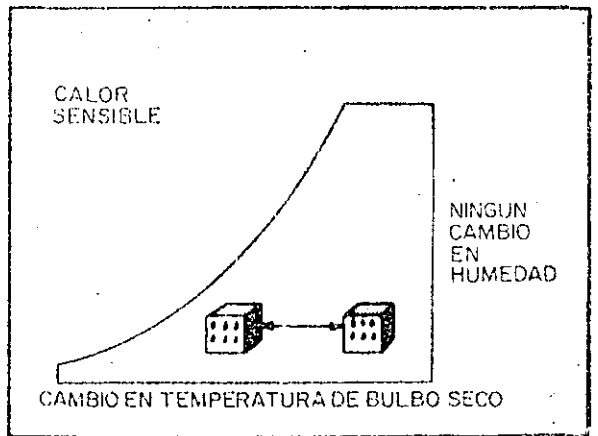
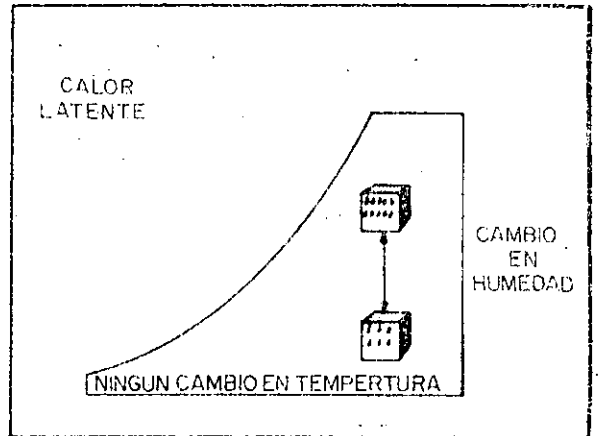
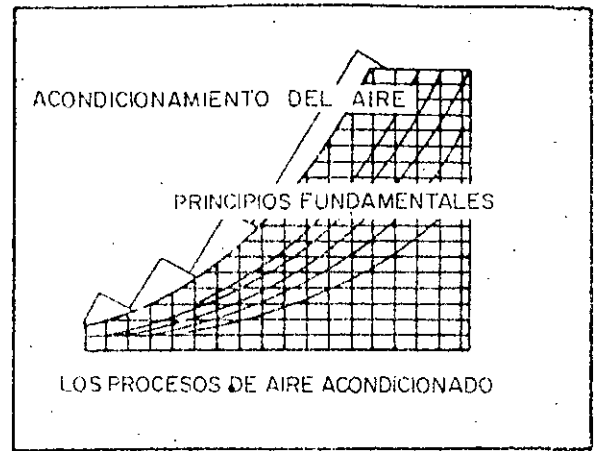


El ábaco psicrométrico que acabamos de construir nos es muy útil para estudiar muchos procesos comúnmente usados en el acondicionamiento del aire. Empecemos observando como cambian las propiedades del aire con el calor latente y sensible.

El calor latente es el producido por la condensación o evaporación del agua cuando estos no producen cambio alguno en la temperatura del bulbo seco. Por lo tanto, este proceso aparece como una línea vertical en el ábaco.

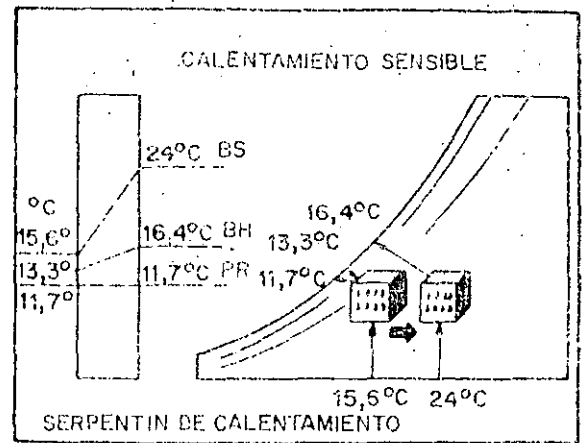
El calor sensible es el que produce cambio en la temperatura del bulbo seco pero no en la cantidad de vapor de agua presente en el aire (humedad específica). Este cambio aparece como una línea horizontal en el ábaco. Como un ejemplo del calor sensible citemos...

... el calentamiento del aire al pasar por un serpentín de calefacción. Supongamos que las condiciones iniciales del aire son $15,6^{\circ}\text{C}$ Bulbo Seco, y $13,3^{\circ}\text{C}$ Bulbo Húmedo. En el ábaco psicrométrico determinamos que el punto de rocío es $11,7^{\circ}\text{C}$.

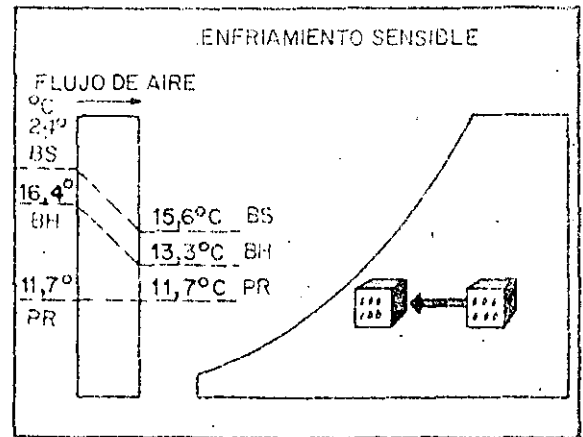


Supongamos que al pasar por el serpentín de calentamiento el aire es calentado a 24°C bulbo seco, la temperatura del bulbo húmedo sube a 16,4°C pero la temperatura del punto de rocío sigue igual ya que no hemos añadido ni quitado humedad al aire. Se debe también notar que la humedad relativa ha disminuido.

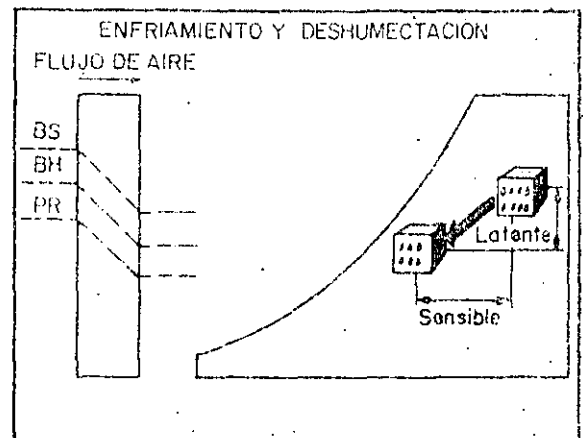
Algo parecido sucede en la atmósfera; en las primeras horas de la mañana la humedad relativa es alta pero conforme aumenta la temperatura del aire al calentar el sol, la humedad relativa baja.



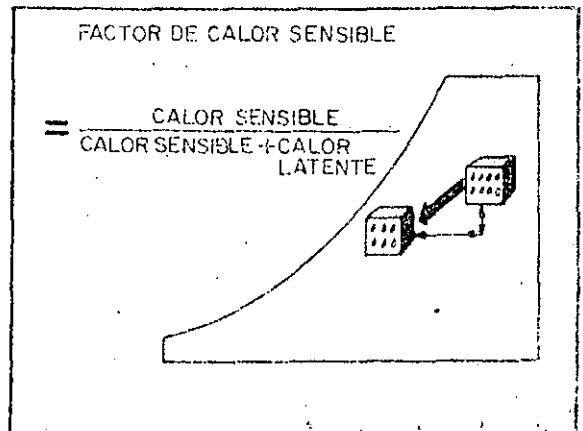
Si se invierte el proceso anterior, es decir si se enfría el aire de 24°C bulbo seco y 11,7°C punto de rocío a 15,6°C bulbo seco, tendremos un ejemplo de enfriamiento sensible. En este caso la temperatura del bulbo húmedo disminuye pero la temperatura del punto de rocío aun se mantiene igual.



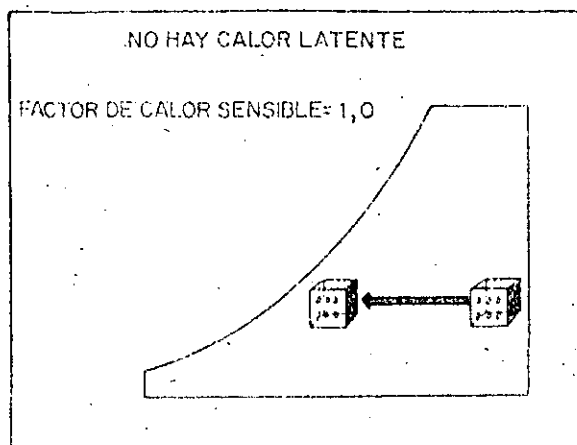
Si el enfriamiento (sensible) se combina con la deshumectación (latente), el proceso aparecerá en el ábaco como una línea inclinada hacia la izquierda. La inclinación de la línea depende de la proporción del calor sensible y latente que se quita en el proceso. Este proceso de enfriamiento y deshumectación simultáneo ocurre tan frecuentemente en el acondicionamiento del aire que el valor del ángulo formado por la línea que lo representa y la horizontal en el ábaco psicométrico recibe el nombre de...



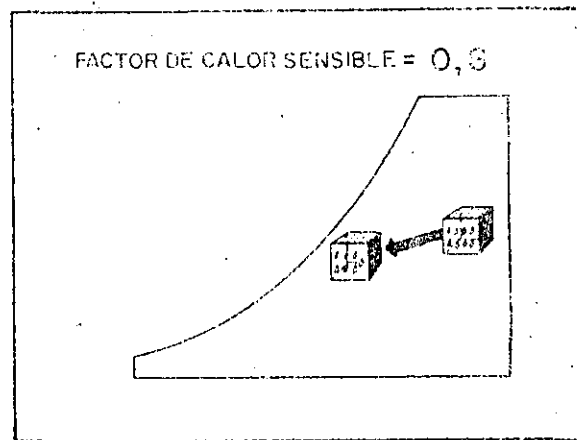
... Factor de Calor Sensible. Este factor es definido como la relación entre el calor sensible y la suma del calor sensible y latente, llamado también calor total.



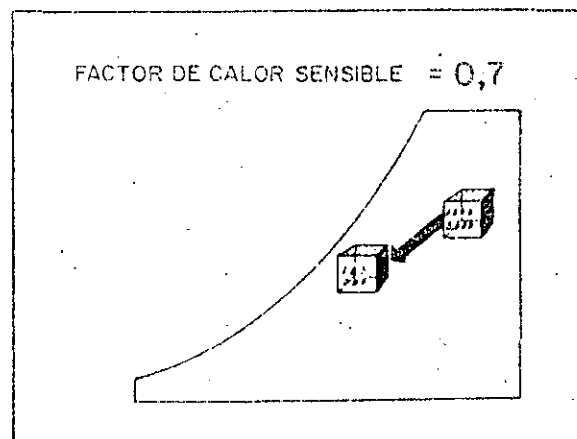
Si en un proceso no ocurre cambio alguno en el calor latente, el Factor de Calor Sensible es 1,0 y aparecerá como una línea horizontal en el ábaco psicrométrico.



Pero si el factor de calor sensible de un proceso es 0,8, la línea tendrá una pequeña inclinación. En este caso, el 80% del cambio total es debido al calor sensible y el calor latente representa 20%. Si la carga total de refrigeración es de 10 toneladas, 8 provienen del calor sensible y 2 del latente. Este sería aproximadamente el valor típico del factor de calor sensible para el acondicionamiento de una tienda bastante amplia.

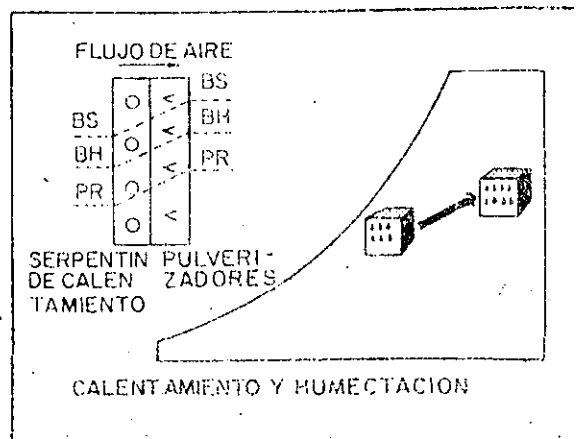


Si el factor de calor sensible es 0,7, la línea será aun más inclinada. En este caso, el calor latente representa un porcentaje mayor del calor total. Este valor sería típico en sistemas para teatros, iglesias, restaurants, etc.

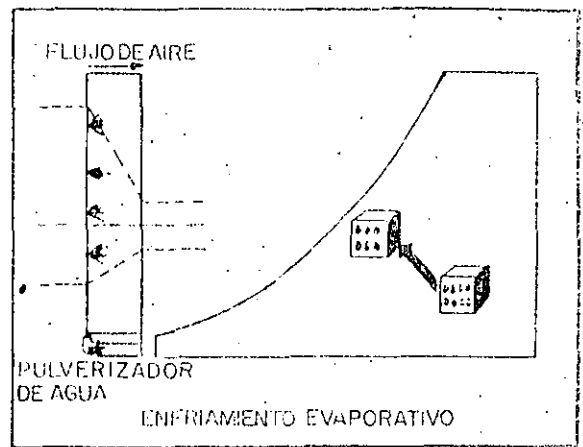


Si el proceso anterior es invertido, se convertiría en uno de calentamiento y humectación. Este proceso se podría llevar a cabo en dos etapas: primero el aire pasa por un serpentín de calentamiento que le añade calor sensible y luego por un pulverizador de agua que le añade humedad o calor latente.

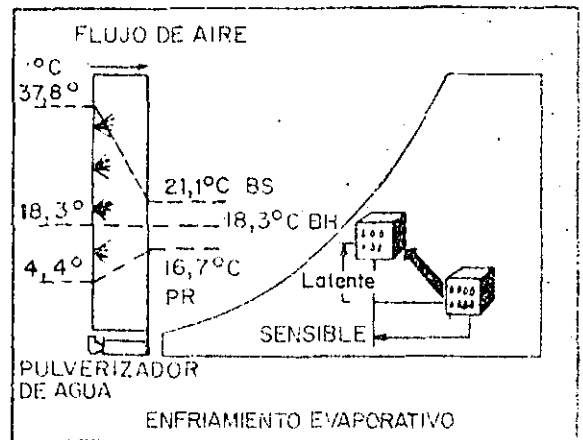
Otro proceso muy común en el acondicionamiento del aire.....



... es el enfriamiento evaporativo. Este proceso es esencialmente el mismo que el descrito anteriormente al definir la temperatura del bulbo húmedo. El aire al pasar por el pulverizador...



pierde calor sensible y adquiere calor latente. Se puede apreciar en la figura que la temperatura del bulbo seco baja de 37,8°C a 21,1°C (sensible) al mismo tiempo que el punto de rocío sube (latente). Debemos notar que la temperatura del bulbo húmedo no ha sufrido cambio alguno en este proceso. La temperatura del bulbo seco mínima posible de obtener en este proceso es igual a la temperatura del bulbo húmedo; este mínimo se puede obtener con un pulverizador que sature completamente el aire - cosa no posible en pulverizadores comerciales.

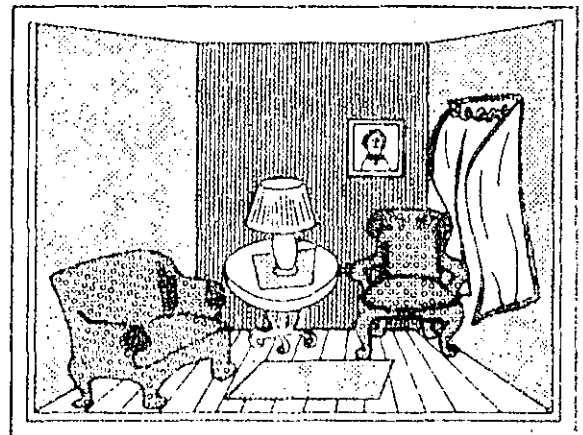


Este proceso es eficaz en aplicaciones que requieren una humedad relativa alta; como por ejemplo en fábricas textiles, de cigarrillos, etc.

El enfriamiento evaporativo ha sido usado con éxito muy limitado en el acondicionamiento para el confort humano en los pocos lugares donde la temperatura del bulbo húmedo es baja.

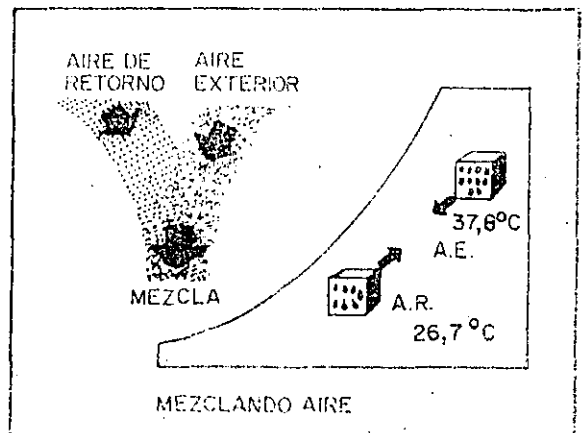
Cuando es usado para acondicionar residencias, tiendas, edificios, etc., la alta humedad resultante puede ser perjudicial para los muebles, alfombras, etc., además de que tiende a crear malos olores.

Otro problema es que generalmente se requiere una verdadera ráfaga de aire aun para mitigar parcialmente el calor.

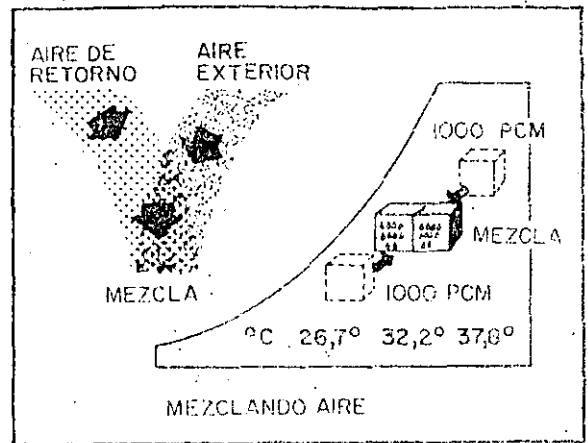


A continuación vemos como se representa en el ábaco psicrométrico la mezcla de dos corrientes de aire cada una de las cuales tiene diferentes propiedades. Un ejemplo práctico de este proceso se ve en la mezcla del aire de retorno con el aire fresco que se introduce para ventilación. Las propiedades de la mezcla dependen de las propiedades y de la cantidad de cada una de las corrientes.

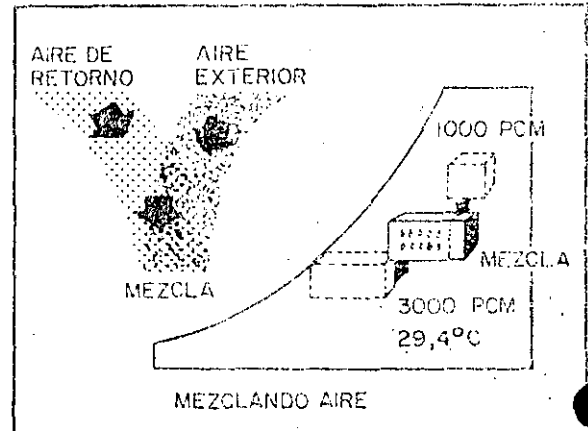
En el ábaco psicrométrico, las propiedades de la mezcla aparecerán sobre la línea recta que une los puntos que representan las propiedades de cada una de las corrientes que constituyen la mezcla.



Por ejemplo si se mezcla 1,000 Pies Cúbicos por Minuto (PCM) de aire de retorno con 1,000 PCM de aire exterior, las propiedades de la mezcla aparecerán en el ábaco psicrométrico al medio de la línea que une los puntos que representan las propiedades de las dos corrientes. Si la temperatura del bulbo seco del aire exterior es $37,8^{\circ}\text{C}$ y la del aire de retorno $26,7^{\circ}\text{C}$, la temperatura del bulbo seco de la mezcla será $32,2^{\circ}\text{C}$.

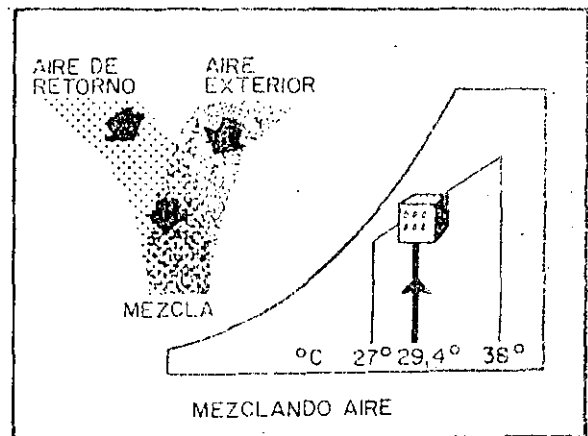


Pero si mezclamos 3.000 PCM de aire de retorno con 1.000 PCM de aire exterior, las propiedades de la mezcla estarán más aproximadas a las del aire de retorno por haber mayor cantidad de éste. En este caso, como el aire exterior representa la cuarta parte de la cantidad total de aire, la mezcla se encontrará a 1/4 de la distancia entre los puntos que representan las dos corrientes de aire en el ábaco psicrométrico. La temperatura de la mezcla es entonces $29,4^{\circ}\text{C}$.

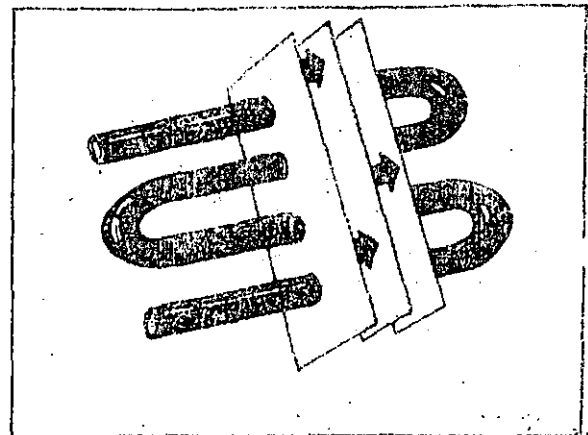


Las otras propiedades de la mezcla, como ser humedad específica, humedad relativa, temperatura del bulbo húmedo y punto de rocío se los obtiene del ábaco psicrométrico una vez se determina la intersección de la temperatura del bulbo seco de la mezcla con la línea que une las propiedades de las dos corrientes que forman la mezcla.

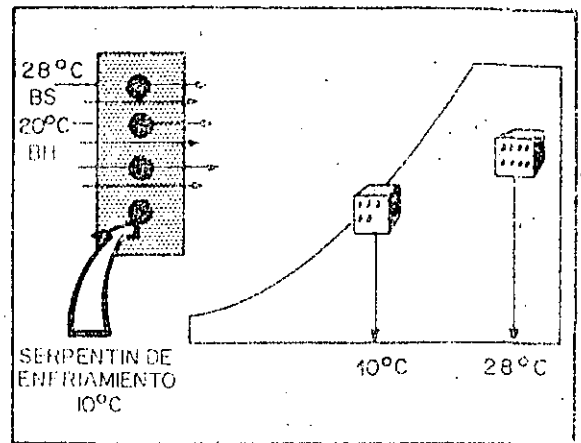
Los principios que se acaban de exponer sobre mezclas de dos corrientes de aire pueden ser utilizados para explicar el funcionamiento de un serpentín de enfriamiento.



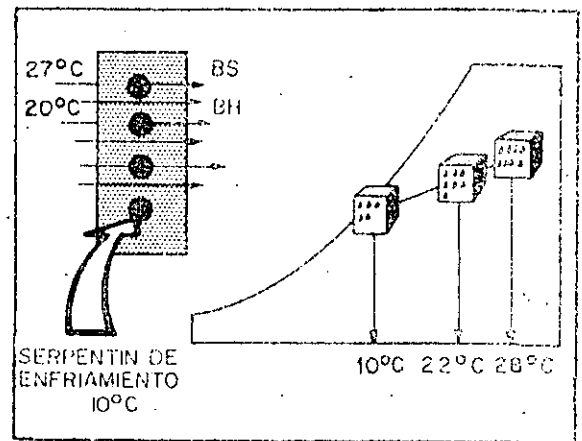
Esta figura representa a un tipo de serpentín muy comúnmente usado en el enfriamiento y deshumectación del aire. Podemos decir que sólo una parte del aire que pasa a través de este serpentín hace contacto con los tubos o las aletas y que el resto pasa sin tocar ninguna de estas superficies. La porción del aire que pasa sin hacer contacto con el serpentín se llama aire de desvío o derivado y al restante se le llama aire de contacto o saturado.



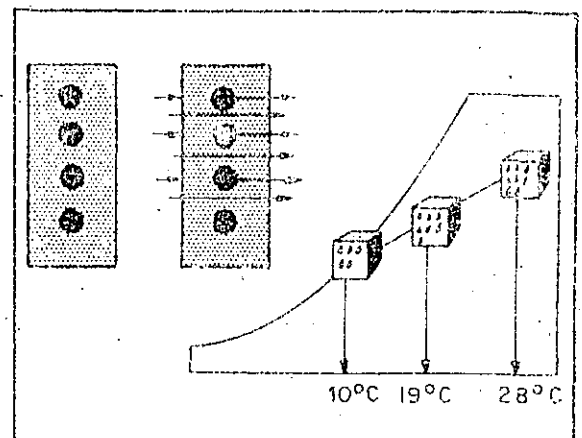
Supongamos que una corriente de aire a 28°C bulbo seco y 20°C bulbo húmedo pasa por un serpentín, cuya superficie se encuentra a 10°C. El aire que hace contacto con la superficie del serpentín resultará saturado a 10°C; el aire que pasa sin tocar el serpentín no sufre ningún cambio. Después de pasar por la primera hilera de tubos del serpentín, el aire es ya una mezcla de aire saturado a la temperatura de la superficie del serpentín y aire de desvío cuyas propiedades no han cambiado.



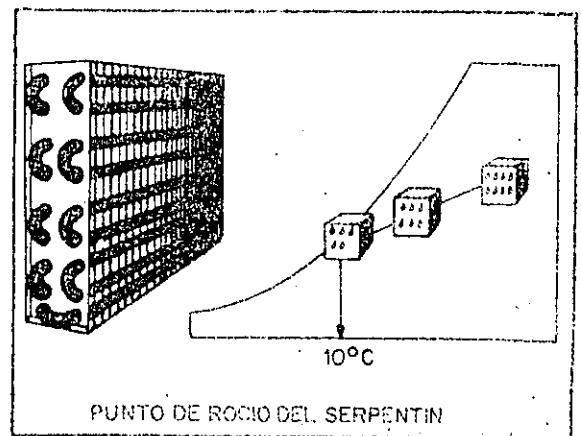
Si se dice que el Factor de Desvío es de dos tercios, 2/3 partes del aire pasan sin ser afectado por el serpentín. En este ejemplo, si el factor de desvío es 2/3, la temperatura de la mezcla a la salida del serpentín será 22°C. Este valor del factor de desvío sería normal para un serpentín de una sola hilera.



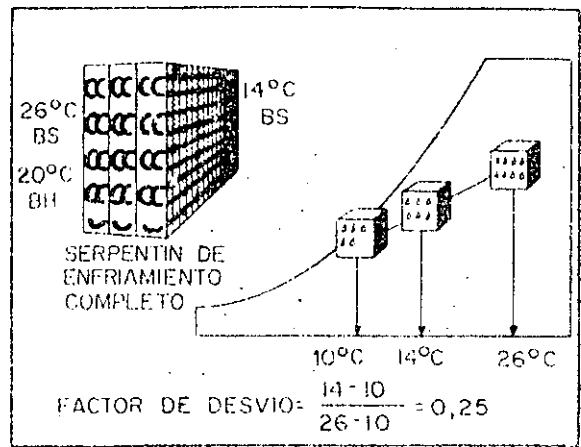
Si se añade una hilera más al serpentín (serpentín de dos hileras), la cantidad de aire de desvío será menor por tener este serpentín mayor superficie. El factor de desvío para un serpentín de dos hileras es de aproximadamente 0,5. Con este serpentín la temperatura del aire bajaría a 19°C. Si se necesita obtener aire casi saturado se debe utilizar un serpentín con mayor número de hileras.



Debemos indicar que la temperatura de la superficie del serpentín recibe el nombre de Punto de Rocío del Serpentín. En este caso el Punto de Rocío del Serpentín es de 10°C.



El factor de desvío para todo serpentín se puede determinar sabiendo las condiciones de entrada y salida del aire y la temperatura media de la superficie del serpentín o sea su punto de rocío. En la figura adjunta, el factor de desvío es igual a 0,25.



El factor de desvío depende en parte de la construcción del serpentín; es decir, del diámetro de los tubos, tamaño y tipo de aletas, distancia entre tubos, densidad de las aletas, etc. En la figura se muestran algunos valores típicos del factor de desvío para varios serpentines de enfriamiento. Es interesante notar que cada hilera que se añade produce un cambio cada vez menor en el factor de desvío. Esto quiere decir que el trabajo que hacen las primeras hileras es mayor que el que hacen las últimas, o sea que económicamente la sexta hilera es menos importante que la primera o que la quinta.

FACTORES DE DESVIO TÍPICOS

HILERAS	F.D.
2	0,31
3	0,18
4	0,10
5	0,06
6	0,03

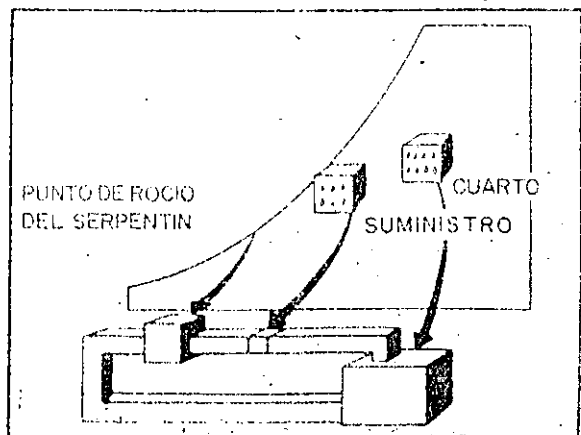
La velocidad del aire a través del serpentín también tiene un efecto muy importante en el valor del Factor de Desvío. En la figura adjunta se muestran valores típicos del factor de desvío de un serpentín a diferentes velocidades del aire. Se puede apreciar que si la cantidad de aire que pasa por un serpentín es menor, la velocidad es baja y por lo tanto el factor de desvío será también bajo. Pero, ¿qué importancia tiene el factor de desvío? ¿conviene que éste sea grande o pequeño?

FACTORES DESVIO

VELOCIDAD DEL AIRE			
300PPM	400PPM	500PPM	600PPM
0,11	0,14	0,18	0,20

No existe respuesta sencilla para estas preguntas. Se debe recordar que si el factor de desvío es pequeño, el aire que sale del serpentín estará a una temperatura más baja.

En esta figura se muestra en esquema un acondicionador de aire enfriando una habitación. El aire frío es llevado por medio del conducto de alimentación para disipar el calor en la habitación y regresa tibio al acondicionador por el conducto de succión.



Comparemos la capacidad térmica del aire de suministro a $15,6^{\circ}\text{C}$ y a $12,8^{\circ}\text{C}$: su capacidad para absorber calor sensible depende de la diferencia de temperatura con el aire de la habitación. Supongamos que la habitación se encuentra a $26,7^{\circ}\text{C}$; el aire de suministro a $12,8^{\circ}\text{C}$ puede absorber más calor sensible que la misma cantidad a $15,6^{\circ}\text{C}$ porque su diferencia con la temperatura de la habitación es mayor. En otras palabras, se necesita una cantidad menor de aire a $12,8^{\circ}\text{C}$ que a $15,6^{\circ}\text{C}$ para absorber el calor sensible de la habitación. En este caso la diferencia sería de aproximadamente 25% en favor del aire a $12,8^{\circ}\text{C}$.

Por lo tanto, el factor de desvío pequeño produce temperaturas más bajas en el aire de suministro, lo que a su vez significa un menor volumen de aire, conductos más pequeños, y un ventilador y motor más pequeños. Todas estas son ventajas que tenderían a disminuir el costo de una instalación.

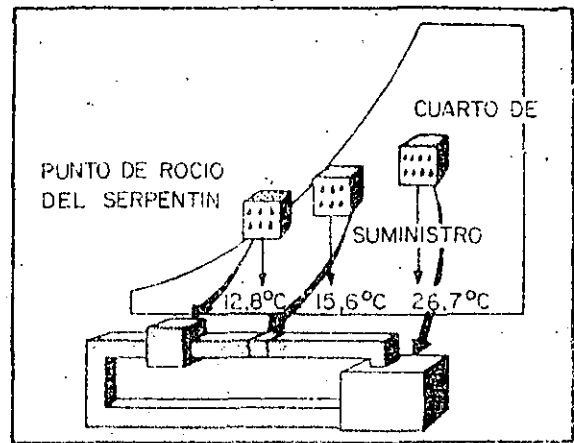
Pero también existen desventajas.

La obtención de temperaturas bajas en el aire de suministro generalmente requiere el uso de un serpentín de enfriamiento más grande y por lo tanto de mayor costo.

Podría también no ser posible suministrar el aire a una temperatura muy baja sin producir corrientes de aire que causen molestia a los ocupantes.

La temperatura mínima del aire de suministro depende de la manera como se lo introduce en la habitación, sea por el techo, la pared o el piso, y de la distancia entre la boca de suministro y los ocupantes.

En la mayoría de las instalaciones para el confort humano se usa serpentines de enfriamiento con dos a cinco hileras que tienen un factor de desvío de aproximadamente 0,30 a 0,10 respectivamente.



AIRE DE SUMINISTRO A MENOR TEMPERATURA IMPLICA

1. MENOR VOLUMEN DE AIRE
2. CONDUCTOS MAS PEQUEÑOS
3. VENTILADOR Y MOTOR MAS PEQUEÑOS

AIRE DE SUMINISTRO A MENOR TEMPERATURA IMPLICA

1. MENOR VOLUMEN DE AIRE
2. CONDUCTOS MAS PEQUEÑOS
3. VENTILADOR Y MOTOR MAS PEQUEÑOS

TAMBIEN IMPLICA

4. SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO MAS GRANDE
5. POSIBILIDAD DE CORRIENTES DE AIRE
6. MEJOR AISLAMIENTO DEL CONDUCTO DE SUMINISTRO

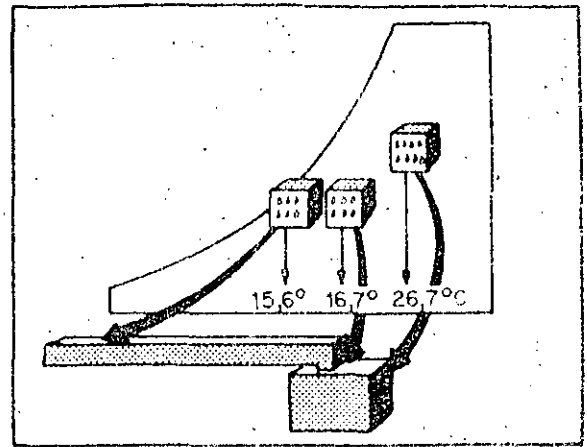
APLICACION PROMEDIO

FACTOR DE DESVIO 0,10 - 0,30

HILERAS DE SERPENTIN 2 - 5

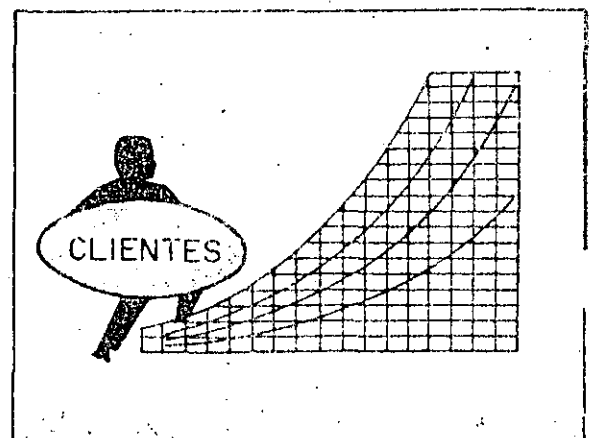
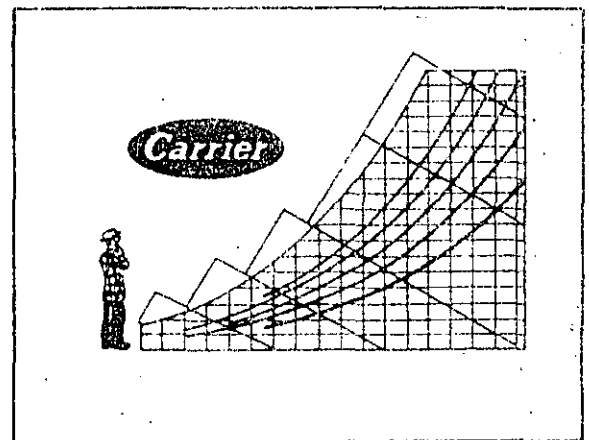
Los principios de la psicrometría son también útiles para determinar si es más conveniente aislar el conducto de alimentación o usar un volumen mayor de aire. Si se requiere 1.000 PCM de aire a $15,6^{\circ}\text{C}$ para mantener una habitación a $26,7^{\circ}\text{C}$, ¿cuánto aire se requeriría si la temperatura sube a $16,7^{\circ}\text{C}$ al pasar por un conducto de suministro no aislado? El aire ha perdido $1,1^{\circ}\text{C}$ del diferencial requerido de $11,1^{\circ}\text{C}$ para absorber el calor sensible de la habitación. La pérdida es aproximadamente 10% del valor original y por lo tanto se requeriría un 10% más de aire, o sea 1.100 PCM a $16,7^{\circ}\text{C}$.

La alternativa es entonces entre aislar el conducto de suministro o usar un volumen mayor de aire.

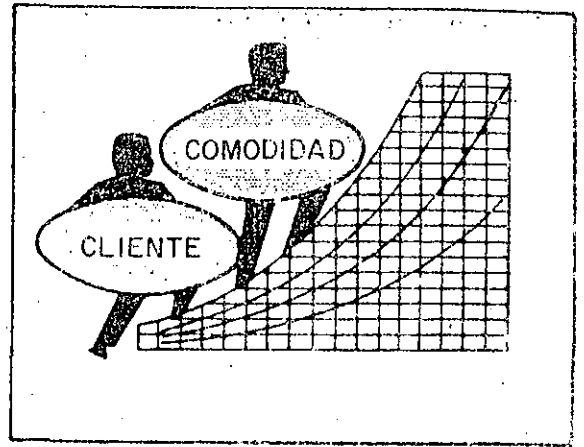


Hasta aquí hemos visto algunos de los procesos más sencillos del acondicionamiento del aire y como se los puede seguir en el ábaco psicrométrico. Por la psicrometría sabemos la cantidad de aire necesaria para mantener condiciones de confort, explicamos la operación de un serpentín de enfriamiento, vemos las posibilidades y limitaciones del enfriamiento evaporativo, determinamos la necesidad de aislar un conducto para evitar la condensación así como también todas las variaciones posibles en las propiedades del aire de suministro que pueden mantener las condiciones de confort deseadas.

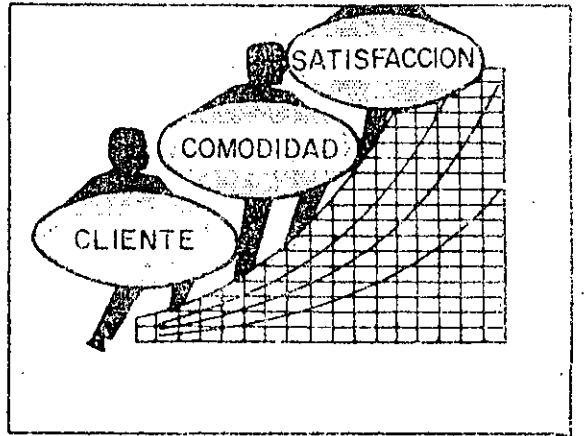
Aplicando estos sencillos principios de la psicrometría en la selección de un sistema para el acondicionamiento del aire dará como resultado un mayor número de clientes satisfechos...



gozando de mayor comodidad...



... para satisfacción tanto del cliente como del instalador.



Propiedades y Procesos Avanzados

Los principios y procesos anteriormente expuestos son sólo una base para adquirir nuevos conocimientos. Existen otras propiedades y procesos igualmente importantes que deben ser comprendidos si se desea seleccionar correctamente un sistema para el acondicionamiento del aire.

Una de estas propiedades es el volumen específico, que representa el volumen que ocupa la mezcla de aire y vapor de agua en metros cúbicos (o pies cúbicos) por kilogramo (o libra) de aire. Por ejemplo, un kilogramo de aire a 24°C temperatura del bulbo seco ocupa un volumen de aproximadamente 0,84 metros cúbicos al nivel del mar.

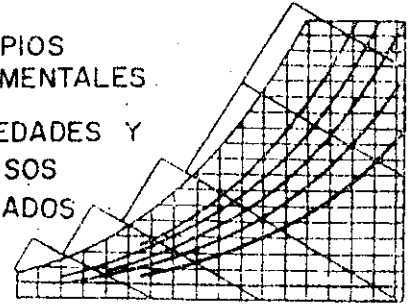
Si se lo calienta, a 35°C, este mismo kilogramo de aire ocupará un volumen de 0,87 metros cúbicos porque a la temperatura más alta el aire es menos denso.

Pero si se lo enfría a, digamos 13°C, este kilogramo de aire ocuparía solamente 0,81 metros cúbicos porque al bajar la temperatura aumenta la densidad.

ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE

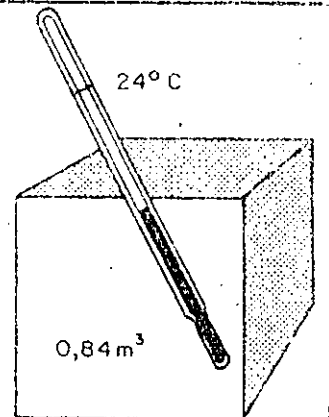
PRINCIPIOS
FUNDAMENTALES

PROPIEDADES Y
PROCESOS
AVANZADOS

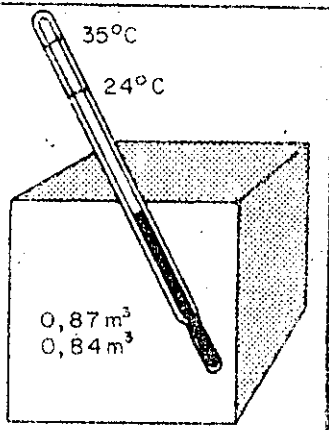


Programa de Desarrollo Técnico 200 SF 3

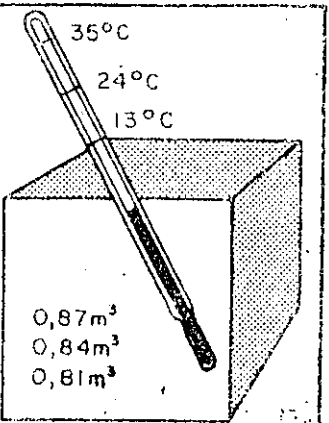
PRESION
BAROMETRICA
NORMAL



PRESION
BAROMETRICA
NORMAL

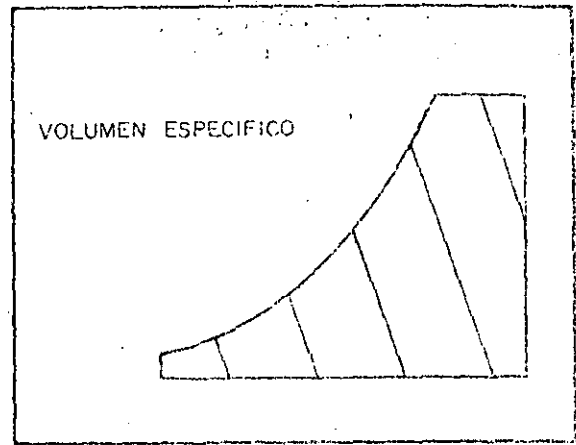


PRESION
BAROMETRICA
NORMAL

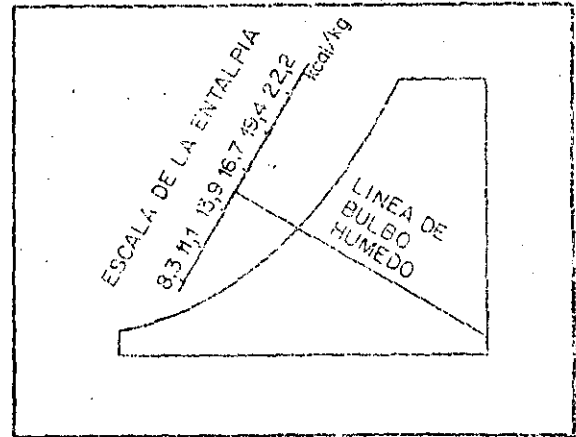


Las líneas de los volúmenes específicos aparecen en el ábaco como líneas oblicuas que se extienden de la parte inferior derecha a la parte superior izquierda.

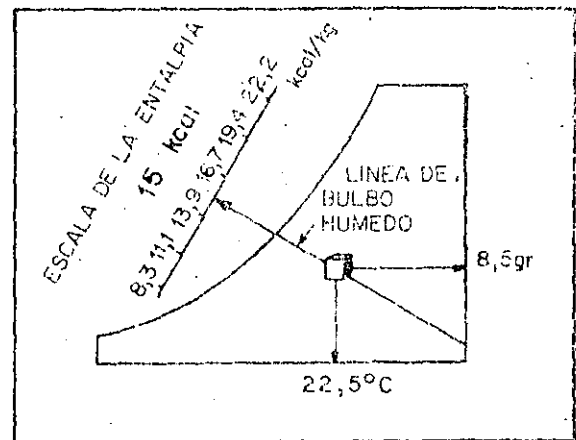
El volumen específico sirve principalmente para determinar la capacidad de un ventilador y el motor que requiere cuando las propiedades del aire son diferentes de las que se usa como "standard" en las tablas o curvas de capacidad de los ventiladores.



Otra propiedad muy útil en el acondicionamiento del aire es la llamada contenido total de calor o entalpía de la mezcla de aire y humedad. El uso de la entalpía permite determinar el calor añadido o quitado al aire en cualquier proceso. Las líneas de la entalpía aparecerían casi sobrepuestas a las de la temperatura del bulbo húmedo, por lo tanto solo estas últimas aparecen en el ábaco psicrométrico. Para determinar la entalpía, se sigue paralelamente a las líneas del bulbo húmedo del punto que representa la condición indicada hasta encontrar la escala de la entalpía en la parte superior izquierda.

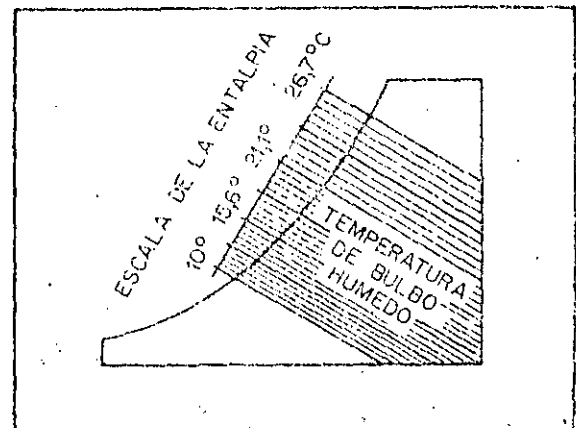


Por ejemplo, el aire a 22,5°C temperatura del bulbo seco y 8,5 gramos de agua por kilogramo de aire tiene una entalpía de 15,0 kilocalorías por kilogramo de aire.

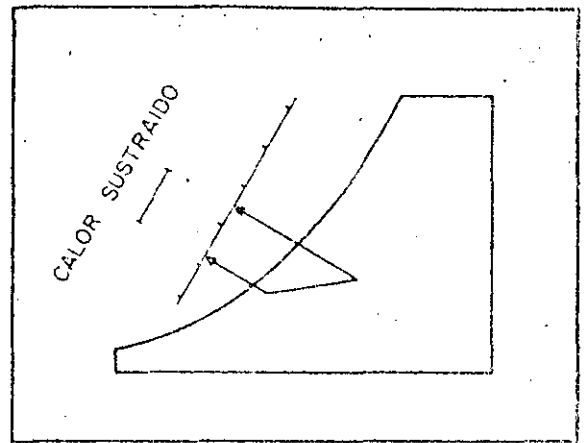


La escala de la entalpía aparece en la parte superior izquierda, al final de las líneas de la temperatura del bulbo húmedo. La entalpía depende casi exclusivamente de la temperatura del bulbo húmedo del aire.

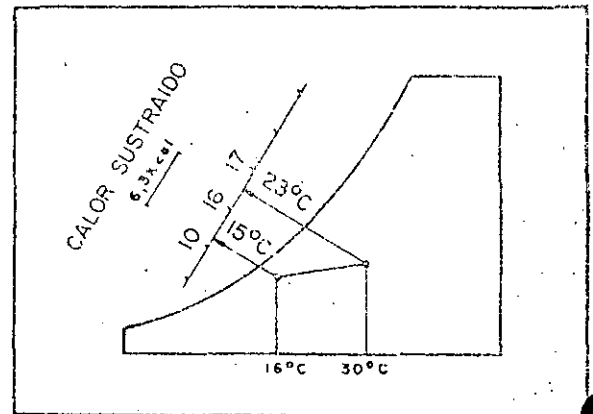
La entalpía es una propiedad muy importante y por lo tanto será conveniente el explicar su uso más detenidamente.



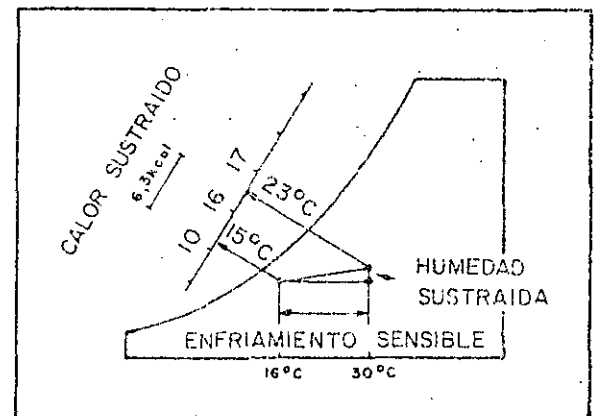
Si el aire es enfriado y deshumedecido, el calor total sustraído aparece en la escala de la entalpía entre las dos líneas del bulbo húmedo que representan la condición final e inicial del aire. Por ejemplo,



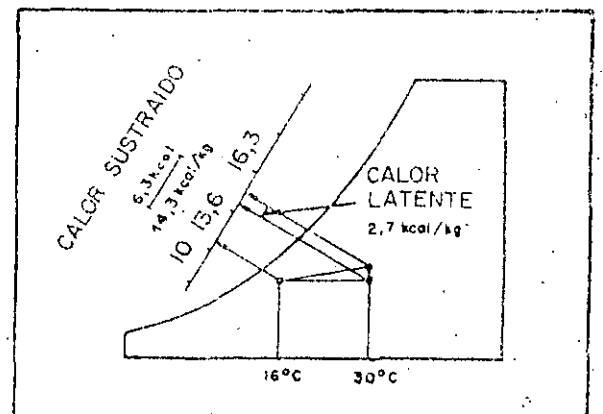
si se pasa aire a 30°C bulbo seco, 23°C bulbo húmedo cuya entalpía es de 16,3 Kcal/Kg por un serpentín de enfriamiento del que sale a 16°C bulbo seco, 15°C bulbo húmedo y 10 Kcal/Kg. de entalpía, cada kilogramo de aire pierde 6,3 kilocalorías.



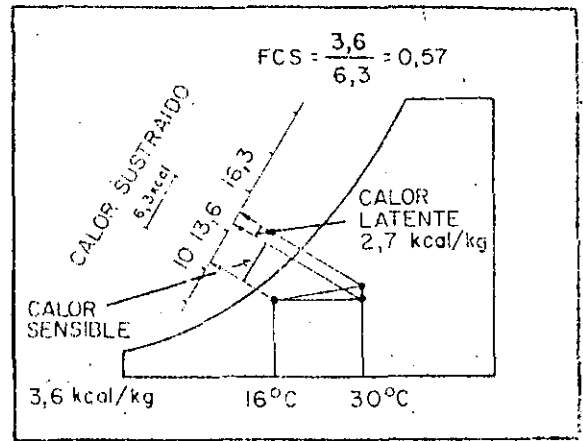
Si se dibuja un triángulo como el que aparece en la figura por los puntos que representan la condición inicial y final del aire, la distancia vertical representa la cantidad de humedad sustraída, es decir el calor latente, y la distancia horizontal representa el enfriamiento sensible del aire.



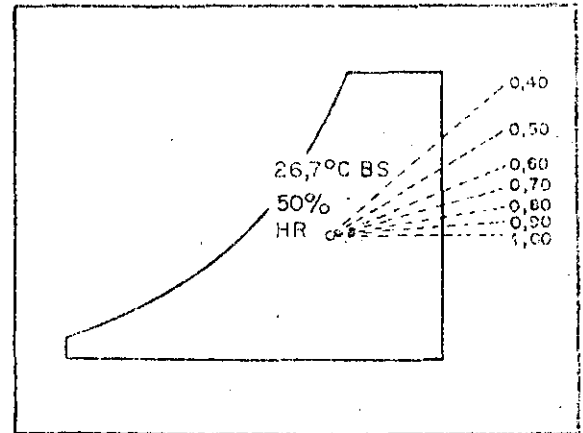
La entalpía en la intersección de las líneas vertical y horizontal que forman dos de los lados del triángulo es de 13,6 Kcal/Kg. El calor latente sustraído es entonces 16,3 menos 13,6 o sea 2,7 kilocalorías por kilogramo de aire.



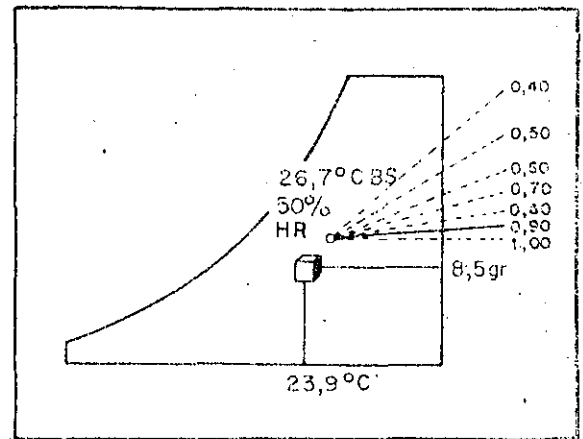
El calor sensible sustraído es la diferencia entre 13,6 y 10,0, o sea 3,6 kilocalorías por kilogramo. Con toda esta información podemos determinar el Factor de Calor Sensible que se define como el producto de la división del calor sensible por el calor total, en este caso, 3,6 dividido por 6,3 o sea igual a 0,57.



Para mayor conveniencia, el ábaco psicrométrico incluye una escala para el Factor de Calor Sensible. El punto de referencia usado para la construcción de esta escala es el círculo blanco en la intersección de las líneas de 50% humedad relativa y 26,7°C temperatura del bulbo seco.

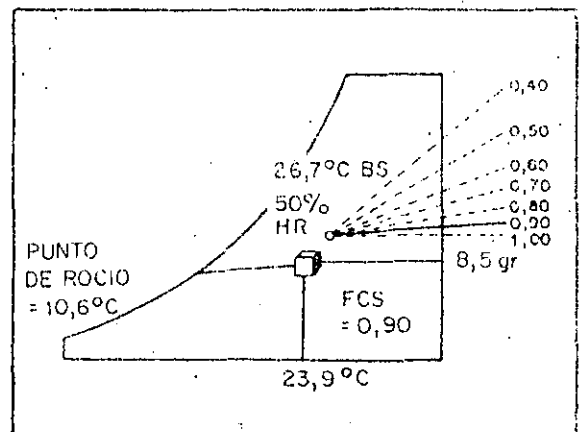


Supongamos que se quisiera mostrar la línea de 0,90 factor de calor sensible del aire a 23,9°C bulbo seco y 8,5 gramos de vapor de agua (humedad). Primero se determina la inclinación de la línea para el factor de calor sensible indicado uniendo 0,90 en la escala del factor de calor sensible con el círculo blanco que marca el punto de referencia.



A continuación se traza una línea paralela a la anterior que pase por el punto 23,9°C bulbo seco y 8,5 gramos.

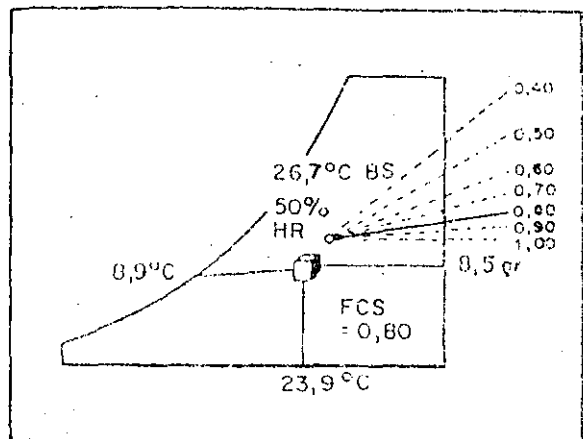
Si esta línea representara un proceso de enfriamiento y deshumectación, se podría determinar el valor requerido del Punto de Rocío del serpentín prolongando la línea del factor de calor sensible hasta que intersecte la curva de saturación. En este caso el punto de rocío sería aproximadamente 10,6°C.



Para un factor de calor sensible de 0,80, el punto de rocío del serpentín sería de 8,9°C.

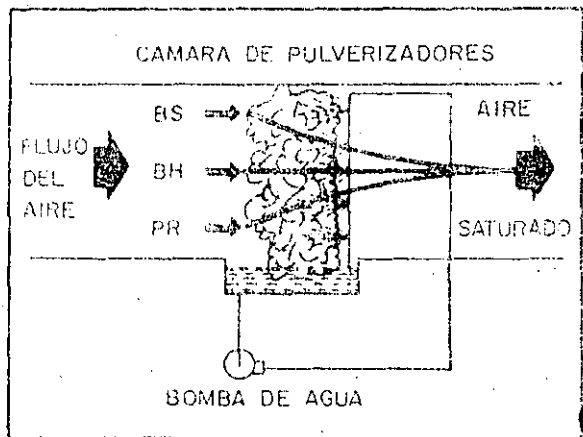
El factor de calor sensible es muy útil para la selección del equipo de acondicionamiento porque su uso permite determinar la temperatura a la cual debe operar el serpentín de enfriamiento.

Veamos nuevamente el proceso psicrométrico del enfriamiento evaporativo.



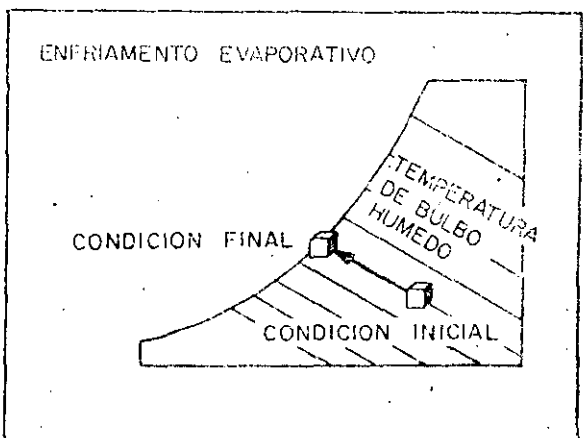
En el enfriamiento evaporativo el aire pasa a través de una batería de pulverizadores de agua que lo enfrían y humedecen. El agua que no llega a evaporarse es recogida en un tanque e impulsada nuevamente por los pulverizadores por la bomba de agua. En este proceso, la temperatura del agua es igual a la temperatura del bulbo húmedo del aire.

El aire sale de los pulverizadores casi completamente saturado; su punto de saturación depende de la eficiencia de la batería de pulverizadores.

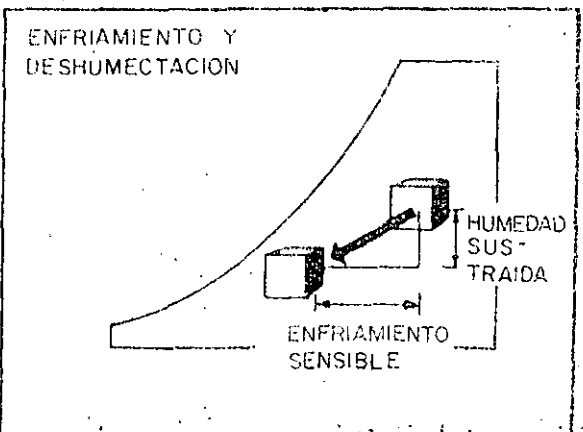


El enfriamiento evaporativo aparece en el ábaco psicrométrico como un desplazamiento sobre la línea de la temperatura del bulbo húmedo hacia la curva de saturación. El calor sensible que pierde el aire al enfriarse es exactamente igual al calor latente que recibe al aumentar su humedad.

Si la eficiencia de la batería de pulverizadores fuera de 100%, el aire saldría completamente saturado. Generalmente el equipo que se usa para este proceso es entre 85 y 95% eficiente, por lo tanto el aire saldrá a un pequeño paso de la saturación completa.



Si la batería de pulverizadores pudiera ser alimentada continuamente con agua a una temperatura por debajo del punto de rocío del aire de entrada, el aire podría ser enfriado y deshumectado por el agua de los pulverizadores en la misma forma que lo es al pasar por un serpentín de enfriamiento.

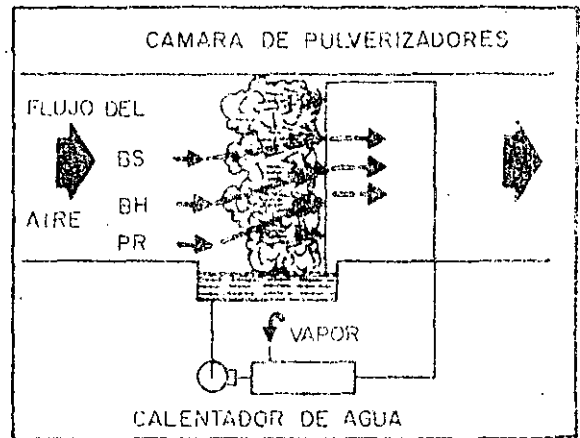
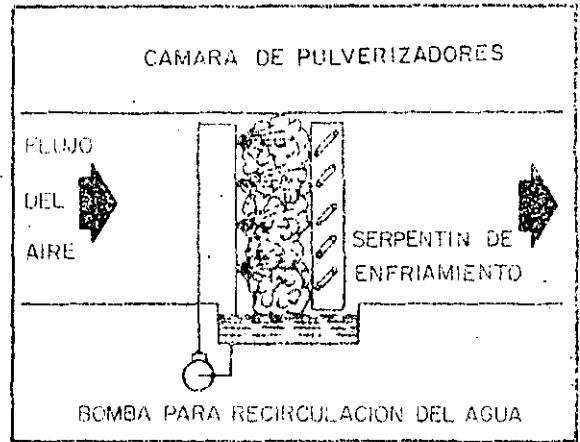
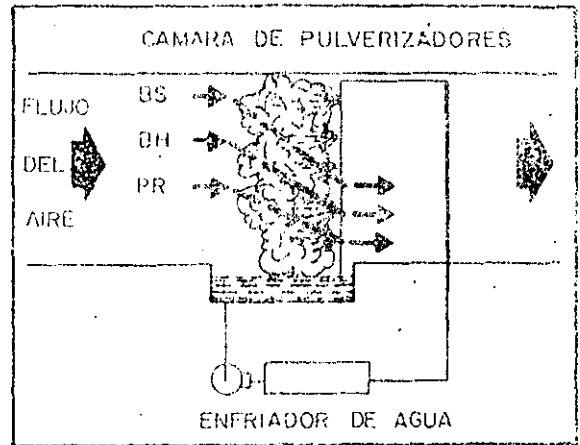


El agua fría necesaria para enfriar y deshumectar con los pulverizadores podría venir de un aparato de refrigeración para enfriar agua, o de un pozo cuya temperatura esté por debajo del punto de rocío requerido del aire de salida. Si se utiliza agua de pozo, la capacidad de éste debe ser lo suficiente para permitir descahar el agua una vez ésta es utilizada en los pulverizadores.

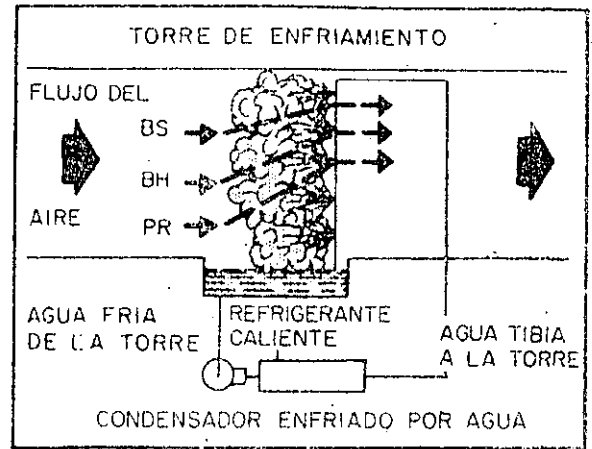
Existe también equipo que combina el uso de pulverizadores con un serpentín de enfriamiento para dar un mejor control de la humedad tanto en el verano como en el invierno. El agua que se pulveriza sobre el serpentín produce un mejor rendimiento de éste ya que permite un mayor contacto con el aire mejorando así el factor de desvío. El agua utilizada en este equipo es continuamente recirculada.

Este tipo de equipo es muy popular en instalaciones para hospitales e industrias que requieren un buen control de la temperatura y humedad durante todo el año. Esto es importante sobre todo en regiones que requieren de humectación en el invierno.

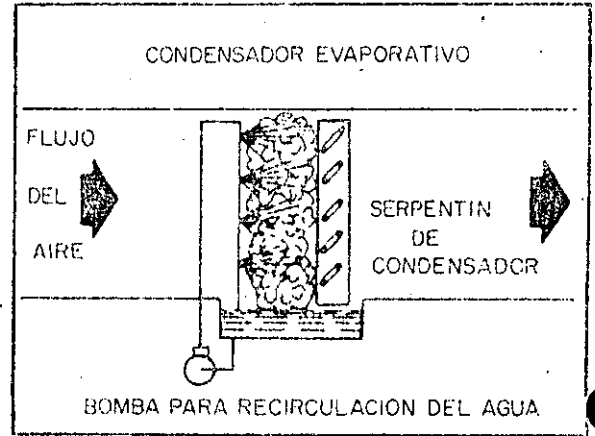
En el invierno, cuando no se requiere refrigeración pero sí humectación, este equipo lo proporciona. Si la humedad que se puede añadir por el enfriamiento evaporativo descrito anteriormente no es suficiente, se puede calentar el agua; la temperatura del bulbo húmedo del aire de salida será ahora mayor que la del aire de entrada; la temperatura del bulbo seco del aire de salida dependerá de las condiciones del aire de entrada y de la temperatura del agua. Para añadir el calor sensible necesario este equipo puede tener una batería o serpentín de calefacción. Un proceso similar al de la humectación por el calentamiento del agua que se acaba de describir sucede en las torres de enfriamiento y condensadores evaporativos.



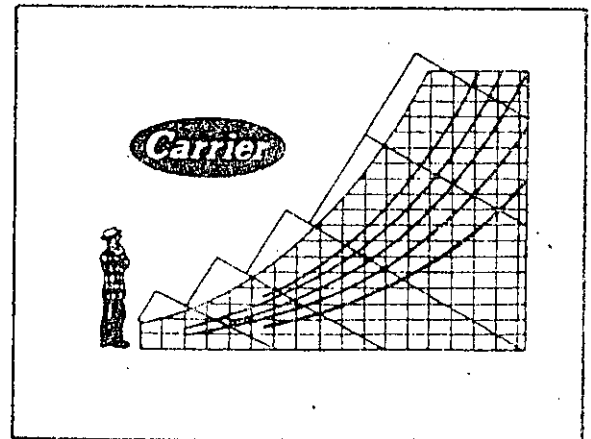
En este caso, el calor es añadido al agua en el condensador. El agua tibia pasa del condensador a la torre de enfriamiento donde es introducida en una corriente de aire en forma de una lluvia muy fina por las boquillas pulverizadoras. Una pequeña porción del agua se evapora para enfriar al resto; el aire sirve de vehículo al agua que se evapora y la acarrea fuera del sistema.

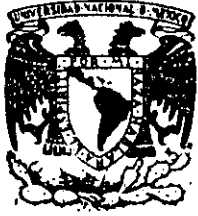


El proceso en un condensador evaporativo es similar al que sucede en una torre de enfriamiento. La única diferencia es que en el condensador evaporativo el serpentín del condensador, que es continuamente humedecido por los pulverizadores, se encuentra en la corriente de aire. Aquí también el calor de la condensación del refrigerante es recogido por el agua, la que a su vez lo cede al aire al evaporarse.



Estos son algunos de los procesos del acondicionamiento del aire que pueden ser estudiados con la ayuda del ábaco psicrométrico. Un conocimiento más profundo de esta herramienta tan útil de la ingeniería le permitirá seleccionar los sistemas más apropiados y económicos para cualquier proceso, dando a su vez como resultado la satisfacción del cliente.





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISIEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

P S I C O M E T R I A

- ANEXO -

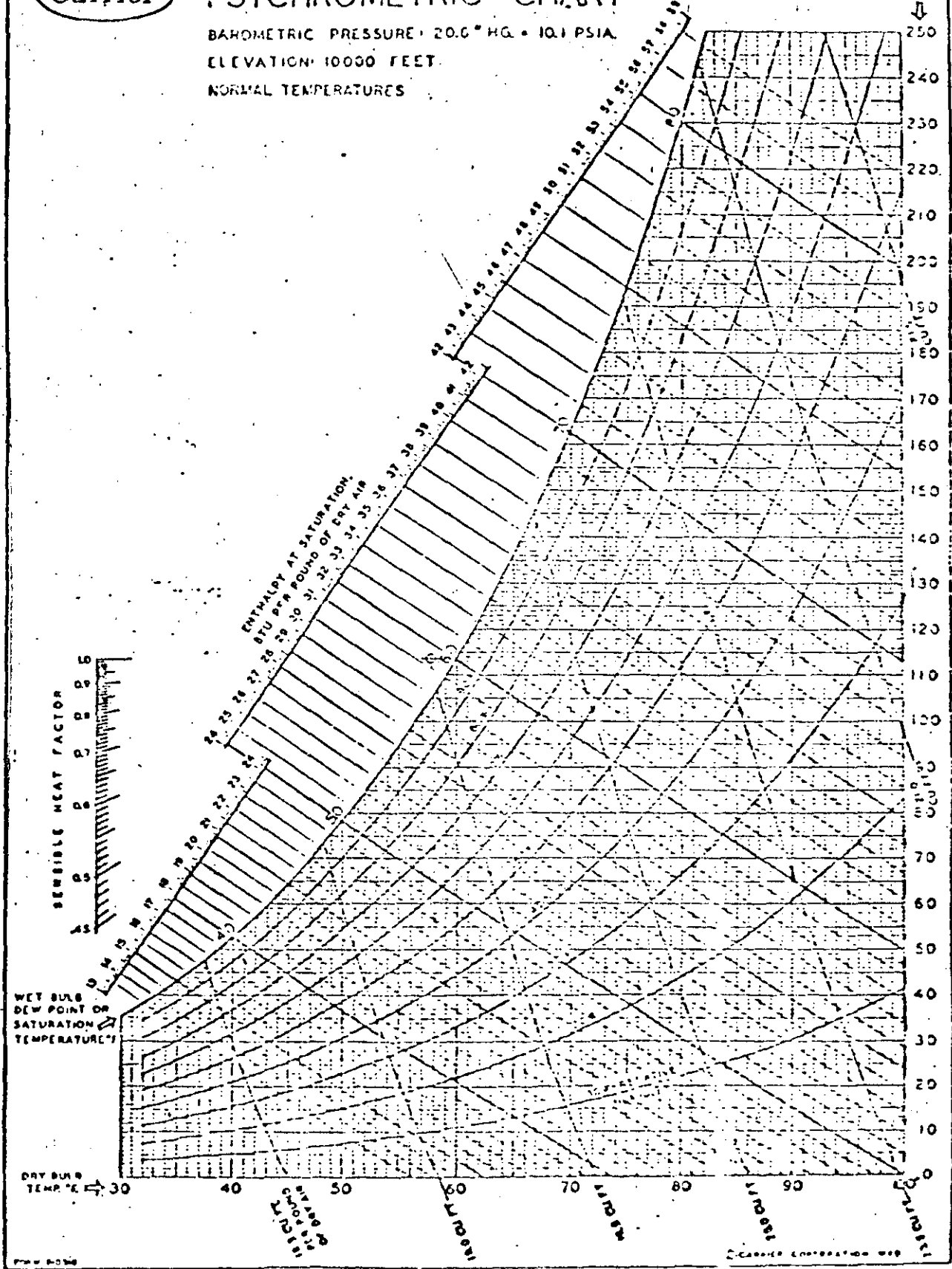
NOVIEMBRE, 1984



PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 20.0" HG. = 10.1 PSIA
 ELEVATION: 10000 FEET
 NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
 PER POUND OF DRY AIR



WET BULB
 DEW POINT OR
 SATURATION
 TEMPERATURE

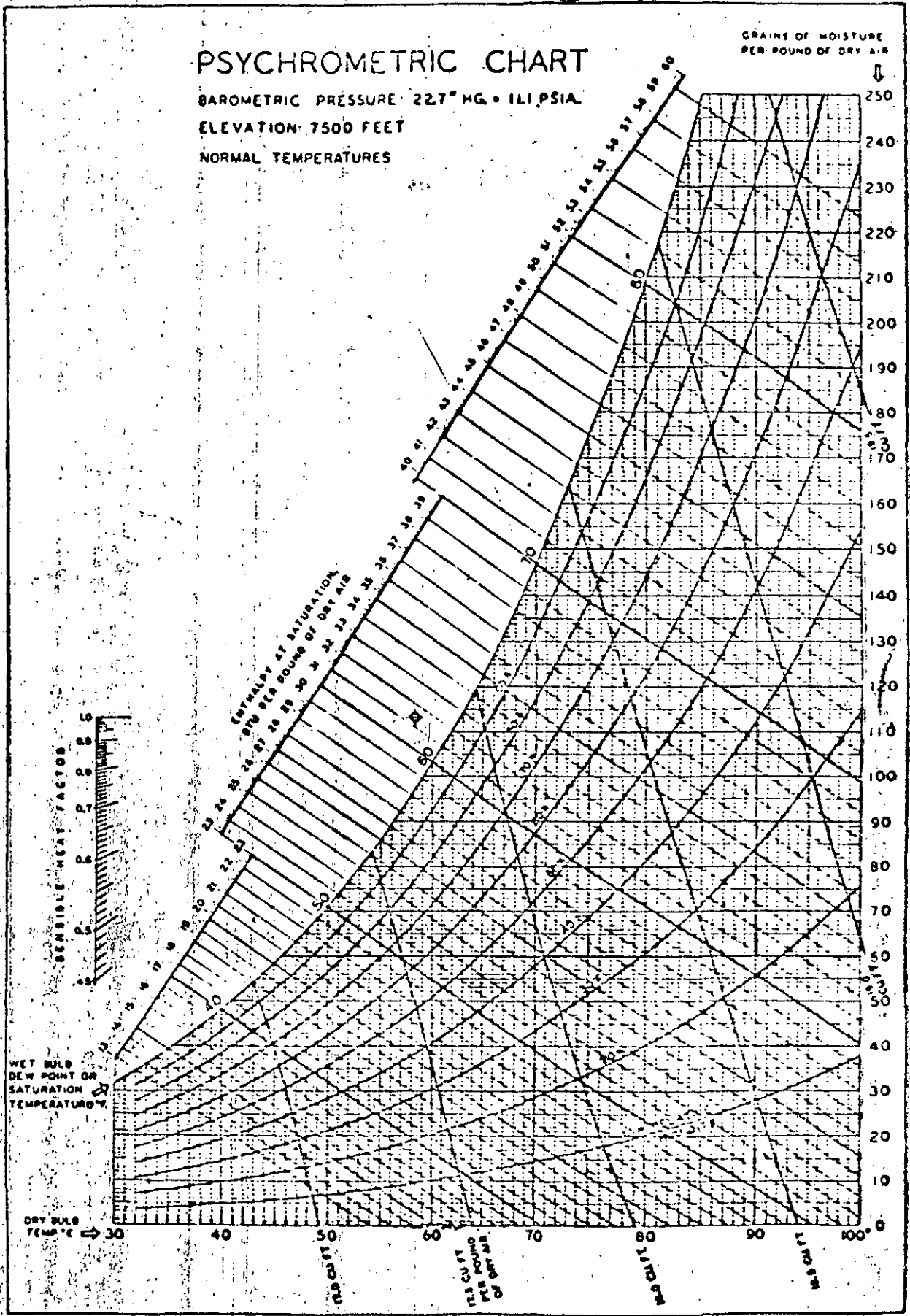
DRY BULB
 TEMP. °F

ENTHALPY AT SATURATION
 BTU PER POUND OF DRY AIR

PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE 22.7" HG. • 111. PSIA.
ELEVATION 7500 FEET
NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
PER POUND OF DRY AIR

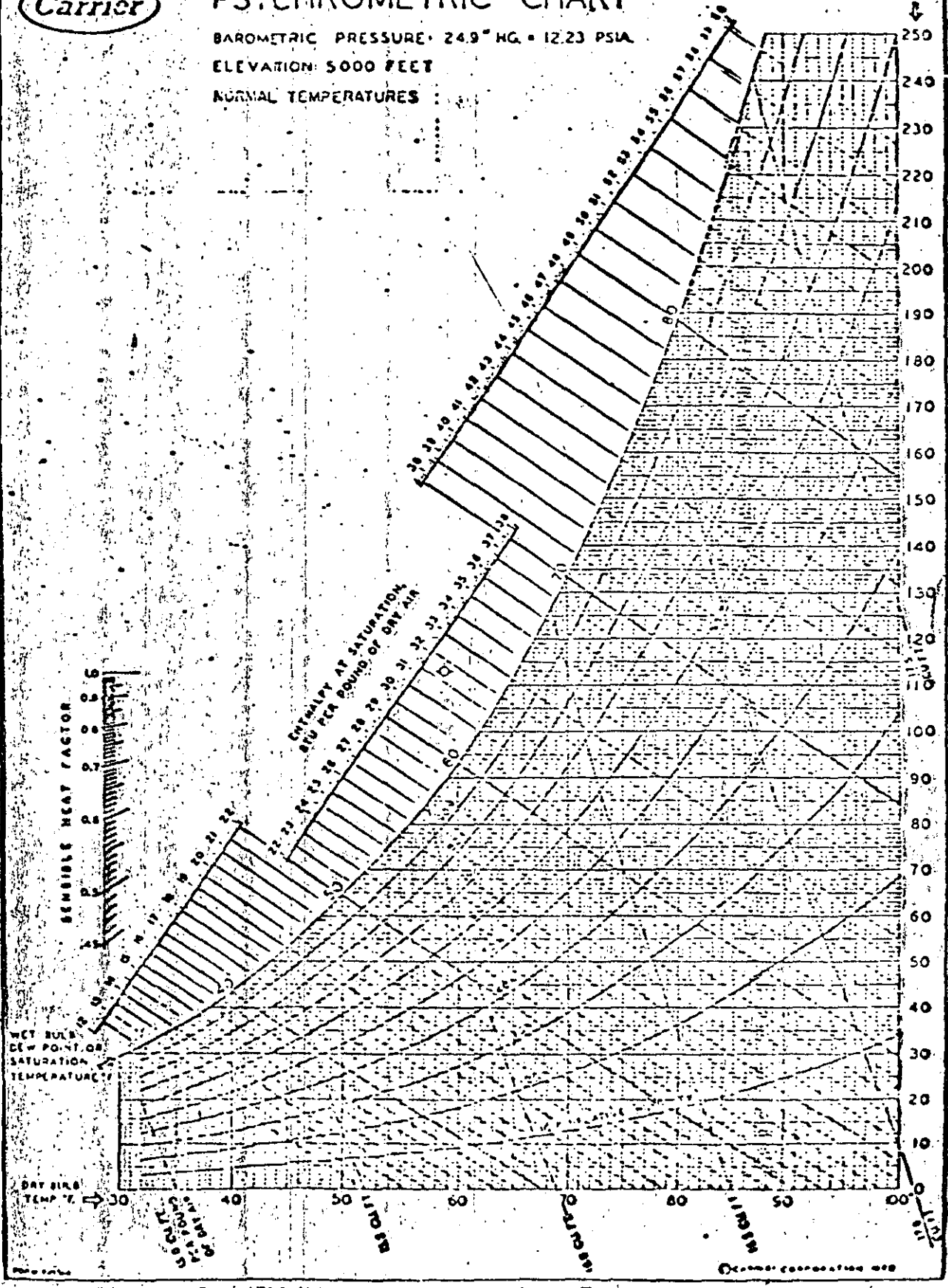




PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 24.9" HG. • 12.23 PSIA
ELEVATION: 5000 FEET
NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE PER POUND OF DRY AIR



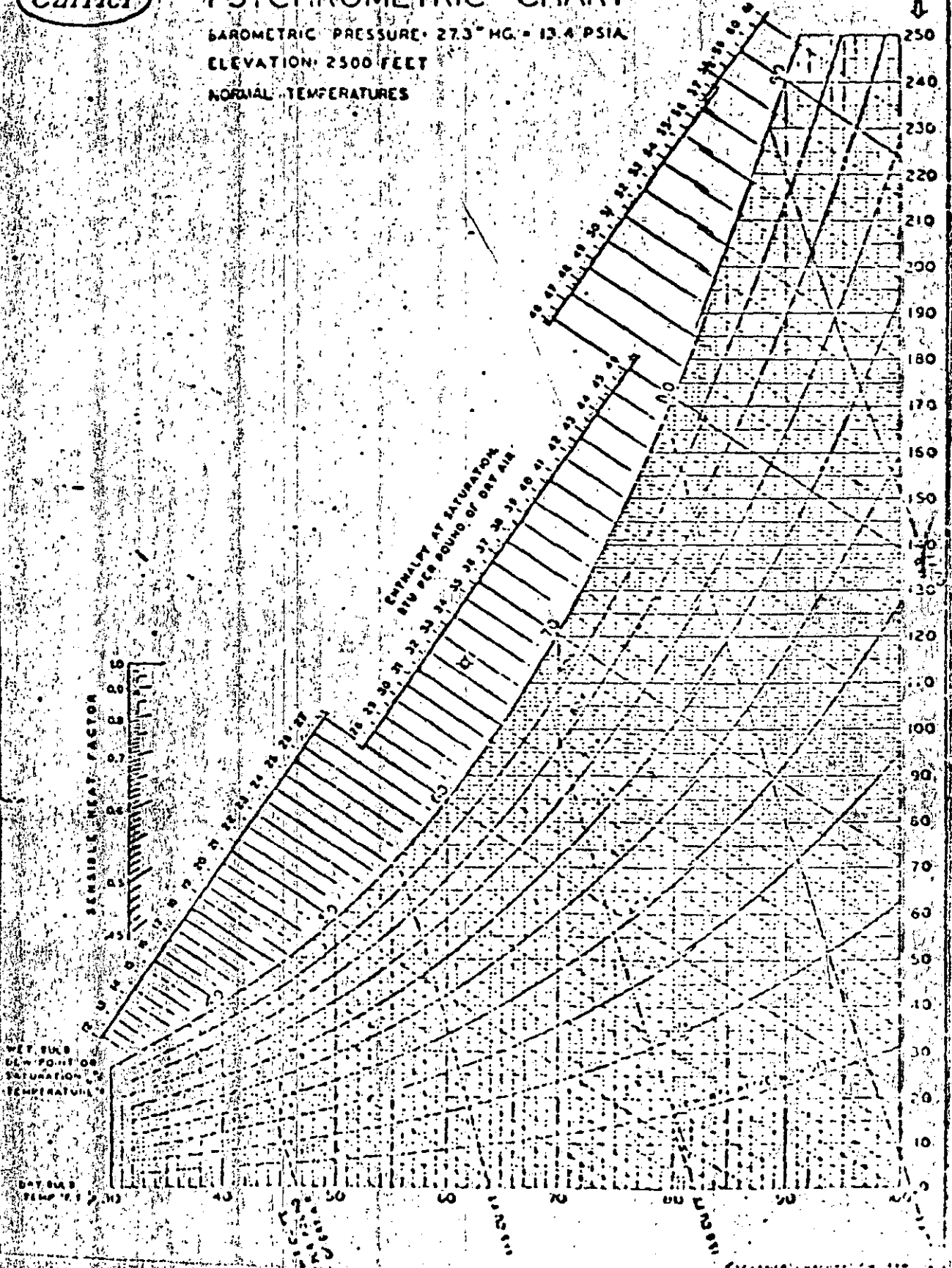
4 (4)



PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE: 27.3" HG. = 13.4 PSIA
ELEVATION: 2500 FEET
NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE
PER POUND OF DRY AIR





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACION POR MEDIOS MECANICOS

GENERALIDADES

REFRIGERANTE

EL CICLO DE REFRIGERACION

NOVIEMBRE, 1984

PREFACIO

Apenas puede hablarse de cualquier aspecto del acondicionamiento de aire que haya experimentado tan considerable desarrollo durante los últimos años como el de los aparatos integrados de varias capacidades para el hogar, los talleres y las oficinas. Algunas regiones del mundo se hallan ahora en la "encrucijada" de este período de desarrollo; el cual no parece tener perspectivas de declinar o de llegar a su fin.

Por tal razón, nos hemos empeñado en ofrecer un curso preliminar sobre los principios del acondicionamiento del aire por medio de pequeños aparatos de enfriamiento y calefacción autónomos, con las cuatro finalidades siguientes:

- (1) Que el curso proporcione una metodología elemental de entrenamiento y una explicación fácil de entender sobre todos los asuntos importantes en este campo, para aquellas personas que, como los representantes de CARRIER, se hallen interesadas en calcular las cargas de enfriamiento y calefacción, y en planear sistemas de distribución del aire.
- (2) Que sirva como medio de guía u orientación mediante el recurso de hacer referencia a los numerosos libros y folletos técnicos CARRIER, interesantes para quien necesite profundizar sobre cualquier aspecto de la materia.
- (3) Que constituya un manual de uso regular, el cual incluya, de manera práctica y debidamente ordenada, sólo aquellos valores y datos aplicables a materiales, etc. que sean necesarios para realizar cálculos básicos de las cargas de enfriamiento y calefacción; indicar el planeamiento de los sistemas de distribución del aire y exponer métodos y ejemplos de sus aplicaciones. En vista de que este objetivo es limitado, nos hemos abstenido intencional y estrictamente de expresar las derivaciones u orígenes de las respectivas fórmulas, factores y coeficientes dados. Esos elementos pueden hallarse fácilmente en las obras técnicas de CARRIER cuando quiera que se necesiten para efectuar cálculos de planeamiento más profundos y resolver problemas de índole compleja.
- (4) Que le brinde al experto en ventas o al técnico del ramo la posibilidad de proporcionar al cliente en perspectiva la mejor solución del problema particular que afronte, mediante cálculos simples, pero esencialmente precisos, y análisis correctos. Ello les permitirá proponer el aparato más apropiado para utilizarlo plenamente en cada caso de la manera más económica; es decir, ofrecer una instalación de rendimiento conocido y bien calculado para asegurar el pedido y vencer la oposición menos objetivamente orientada de dichos clientes.

La confianza del cliente sólo puede conquistarse convenciéndolo por medio de una labor que implique conocimientos profesionales y una exposición inteligente de todos los asuntos en los cuales se halle interesado. Una vez que se haya ganado esa confianza, podrá lograrse el pedido como resultado de la pericia profesional del experto en ventas. En último análisis, un cliente satisfecho constituye la mejor garantía de la prosperidad de un negocio y del logro de las utilidades cada vez mayores que ésta trae consigo.

Una instalación mal calculada es la fuente de muchos perjuicios, dificultades y costosas modificaciones del equipo. Una instalación cuyos equipos tengan capacidades insuficientes no sólo funcionará de manera poco satisfactoria durante un corto período sino que deberá ser reemplazada a un alto costo por otra que realmente satisfaga todas las exigencias.

1. INTRODUCCION

Definición

El diccionario define refrigeración como el proceso de enfriar, y frío se puede definir como la falta de calor; por lo tanto refrigeración es el proceso de quitar calor.

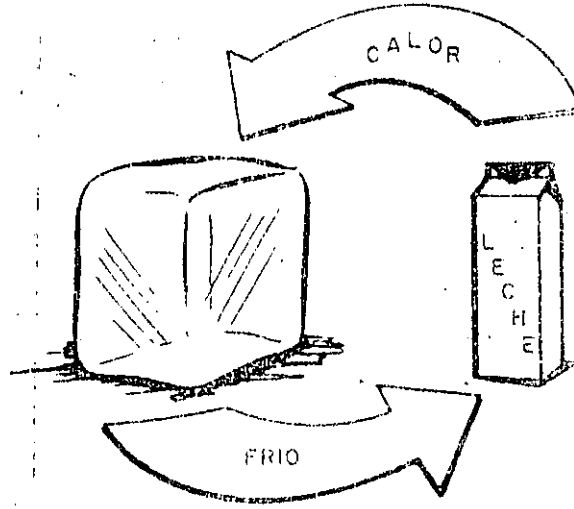


Figura 1-1

Calor es una forma de energía que puede transmitirse de un cuerpo a otro en virtud de la diferencia de temperatura entre ellos. Una ley fundamental, dice que el calor solo se transmite de una sustancia de temperatura más alta, a una de temperatura más baja. Por lo tanto, la refrigeración consiste en suministrar una sustancia a temperatura más baja que la de la sustancia que se desea enfriar.

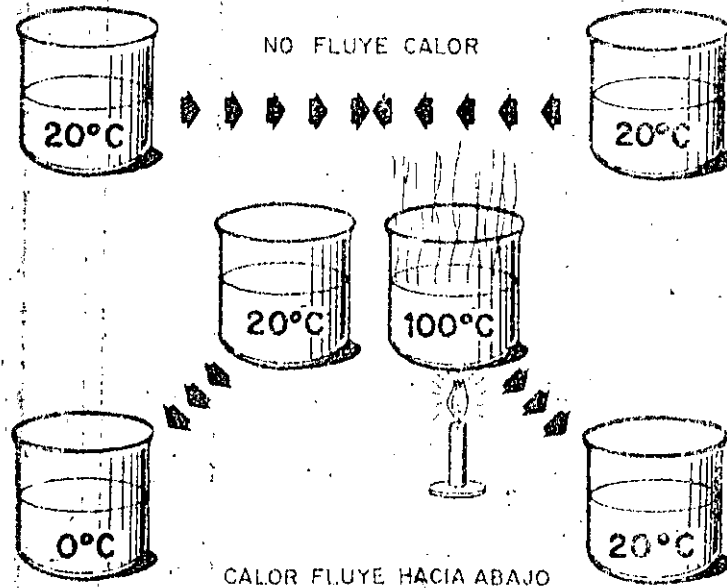


Figura 1-2

Historia — Hielo y Nieve

Las primeras y las más comunes de las sustancias frías usadas para quitar calor, fueron el hielo y la nieve. Los chinos fueron los primeros que aprendieron que el hielo hace las bebidas más agradables enfriándolas. En el tiempo de los griegos y los romanos se usaba esclavos para transportar nieve desde las cumbres de las montañas que se almacenaba en pilas con paja para luego ser usada en la confección de refrigerios. Este uso se extendió por toda Europa al extenderse la civilización y en Francia, durante el siglo XVI el hielo y la nieve se usaron para enfriar bebidas y hacer platos fríos que obtuvieron popularidad.

FRANCIS BACON, en 1626, fué el primero en pensar en la refrigeración como preservador de alimentos. Experimentó con un pollo cubierto con nieve para ver si podría conservarse, pero no fue hasta el descubrimiento del microscopio en 1683 en que se obtuvieron resultados tangibles. Con el microscopio los hombres de ciencia aprendieron acerca de las bacterias, fermentos y mohos. Descubrieron que estos microorganismos se multiplican con el calor, pero permanecen inactivos a temperaturas por debajo de 10°C. Las bajas temperaturas, no matan a dichos microorganismos pero retardan su multiplicación.

Esto permitía, por primera vez, conservar los alimentos frescos enfriándolos, en vez de secos, ahumados o salados. La introducción de la refrigeración convirtió a la conservación de alimentos en la gran industria que es hoy.

Historia — Refrigeración

Durante 100 años, toda la refrigeración de alimentos se efectuó con el uso del hielo y la nieve. No fué hasta 1775 que se realizaron experimentos para crear temperaturas más bajas artificialmente pero estos experimentos no pasaron más allá del laboratorio. En 1834 se concedió la primera patente de una máquina de refrigeración. Fue una patente inglesa y un apartado de la misma es interesante pues define el sistema de refrigeración como se usa hoy día.

"Lo que pretendo es enfriar o congelar líquidos usando fluidos volátiles que luego son condensados permitiendo así que estos fluidos volátiles puedan ser usados una y otra vez en el ciclo, sin desperdicio alguno".

A principios del siglo XX, con la popularización del uso de la electricidad y la aparición de motores eléctricos pequeños, la "planta de hielo" entró en el hogar.

2. PRINCIPIOS GENERALES

La Caloría

La unidad de medida para el calor es la caloría que se define como la cantidad de calor necesaria para elevar en un grado centígrado la temperatura de un gramo de agua. Una Kilocaloría equivale a 1,000 calorías.

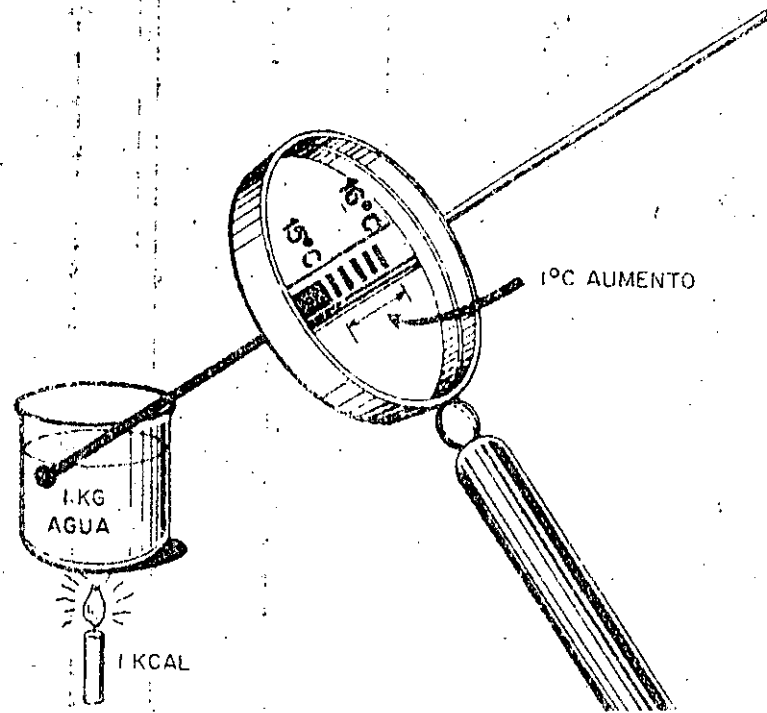


Figura 2-1

Cambio de Estado

Las Hieleras del pasado eran periódicamente cargadas con un trozo de hielo. El hielo derretido goteaba a un recipiente debajo de la caja el que debía ser vaciado periódicamente.

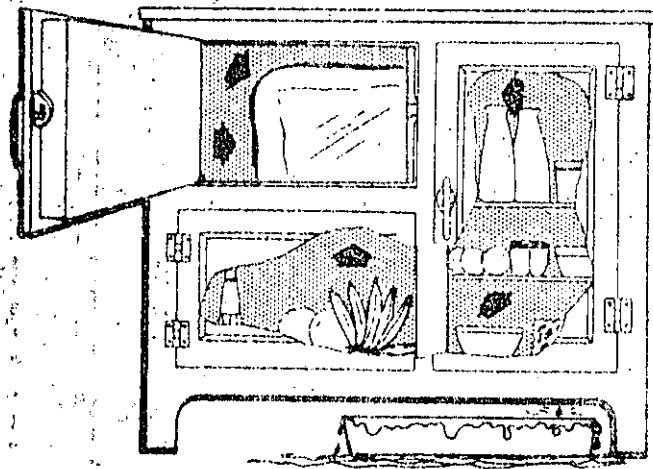


Figura 2-2

En el cambio de sólido a líquido, el hielo absorbe calor latente de fusión que es de aproximadamente 80 Kcal por Kg de hielo, este calor proviene de los alimentos en la hielera.

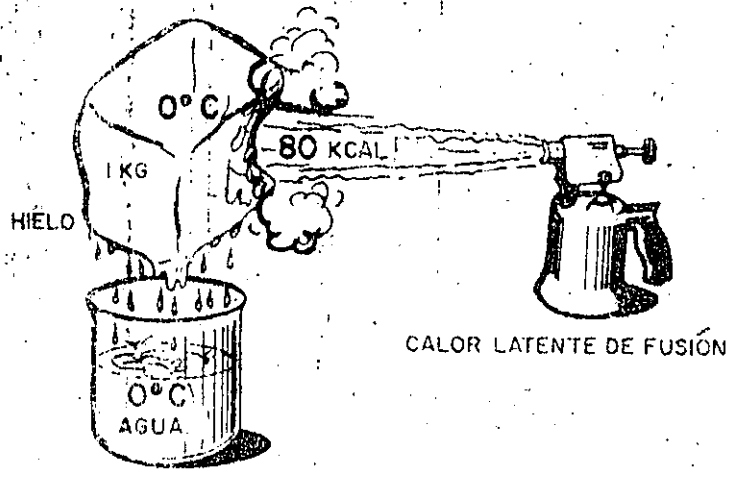


Figura 2-3

El agua, aunque fría, era eliminada porque su capacidad de refrigeración es limitada, ya que con sólo absorber 1 Kcal de calor su temperatura sube 1°C, o sea que al pasar de 0°C a 10°C el agua sólo absorbe 10 Kcal. Comparado esto con 80 Kcal que 1 Kg de hielo absorbe a 0°C:

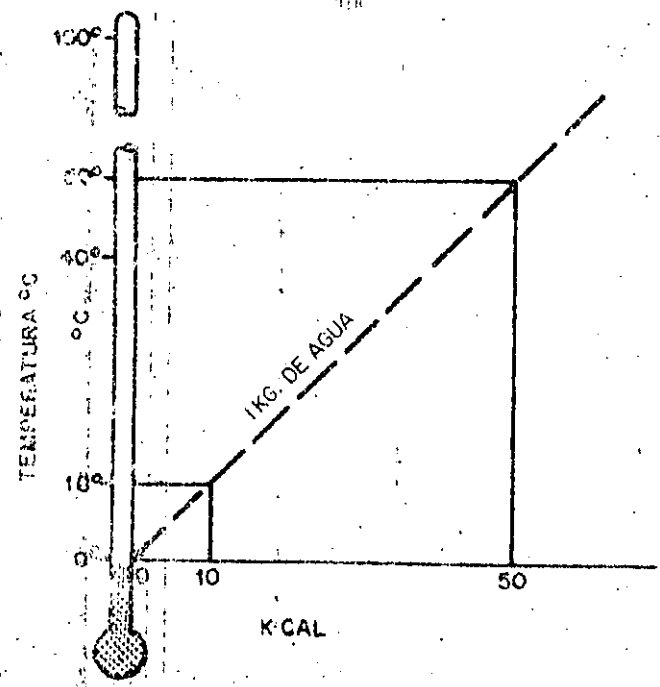


Figura 2-4

El proceso de cambio de estado, es importante en el ciclo de refrigeración por dos razones. Primero, una sustancia absorbe una cantidad de calor relativamente grande al cambiar de estado, segundo, este cambio se produce a temperatura constante.

El Proceso de Ebullición

Ya que las propiedades del agua son fáciles de observar y su comportamiento es muy similar al de los refrigerantes hoy en uso, utilizaremos el agua para explicar el proceso de ebullición.

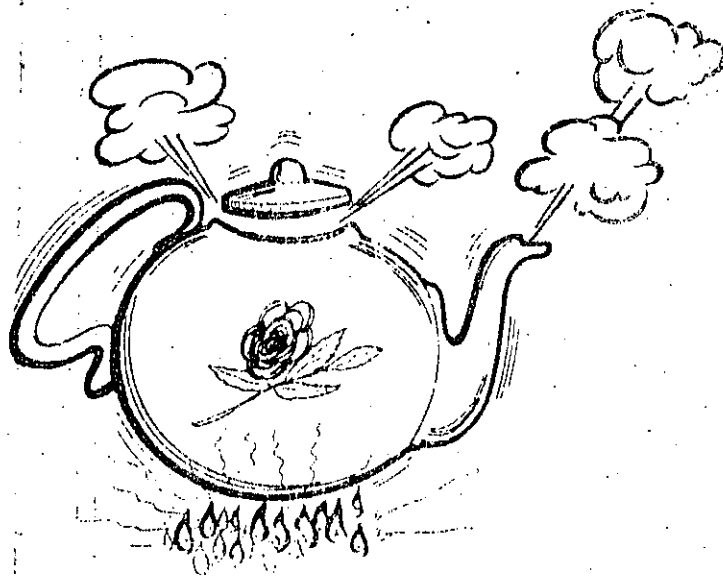


Figura 2-5

Si tomamos 1 Kg de agua a 0°C y lo calentamos, su temperatura aumenta 1°C por cada Kcal añadida. Este proceso continúa hasta que el agua alcanza su punto de ebullición. El punto de ebullición es controlado por la presión sobre el agua. En un recipiente abierto, la presión sobre el agua es la presión atmosférica. En un recipiente cerrado, la presión del vapor controla el punto de ebullición. A la presión normal de 760 mm de mercurio, el agua hierve a 100°C .

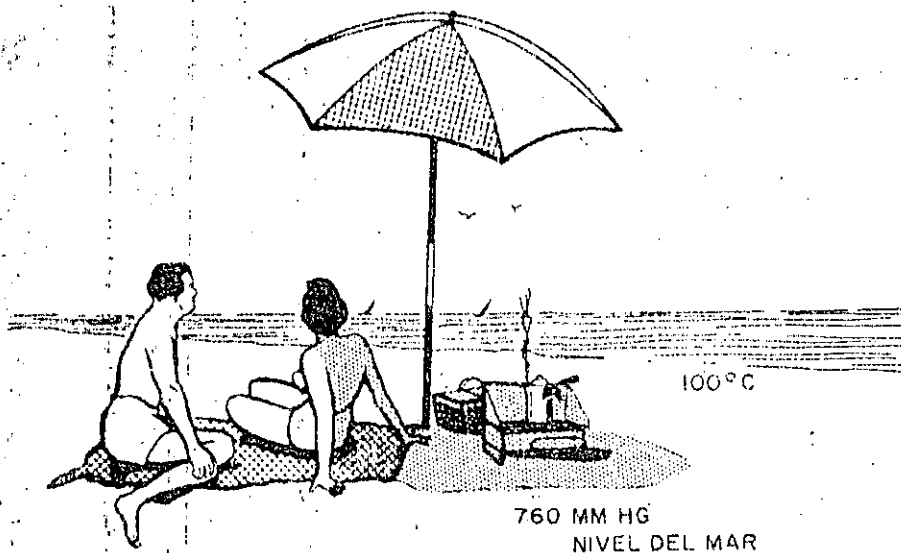


Figura 2-6.

Si la presión es mayor que 760 mm Hg, la temperatura a la cual el agua hierve aumenta. Por ejemplo, el punto de ebullición para el agua en una olla de presión operando a $0,5 \text{ Kg/cm}^2$ es de $110,8^\circ\text{C}$ por encima de la presión atmosférica. A la presión de $4,0 \text{ Kg/cm}^2$ su temperatura aumenta a $151,1^\circ\text{C}$.

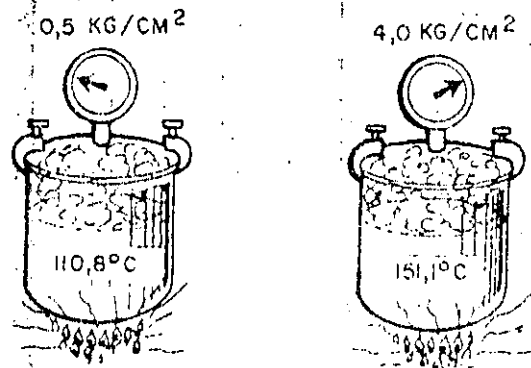


Figura 2-7

Por el contrario, si la presión es menor la temperatura de ebullición es menor por ejemplo a una presión correspondiente a 254 mm de vacío por debajo de la presión atmosférica, la temperatura de ebullición del agua es de 89°C y a 508 mm por debajo de la presión atmosférica es de 72°C .

Si la presión es lo suficientemente baja, el agua hierve a temperaturas que permiten su uso en el acondicionamiento del aire. Por ejemplo a 750 mm de Hg por debajo de la presión atmosférica el agua hierve a 11°C y a 755 mm a $1,1^\circ\text{C}$.



Figura 2-8

A cada presión corresponde un punto de ebullición o temperatura de saturación.

Temp. de ebullición °C.	Kg/m ² . Abs.	mm. Hg. Abs.	Kg./m ² . efectivos
151,1	5,0	3.800	4,0
110,8	1,5	1.140	0,5
100,0	1,03	760	0
89,4	0,70	531	229,0 mm Hg de vacío
68,7	0,30	228	532,0 mm Hg de vacío
12,7	0,015	11,4	748,6 mm Hg de vacío
6,7	0,010	7,6	752,4 mm Hg de vacío

Tabla 2-1

En el punto de ebullición, la presión o la temperatura definen otras propiedades del líquido, tal como el contenido de calor (entalpía), densidad y volumen. El agua a la temperatura de ebullición para una presión dada se llama generalmente líquido saturado.

Calor de Vaporización

Después que se ha calentado un líquido hasta su punto de ebullición, si se continúa calentando, se inicia el proceso de evaporación del mismo. El calor necesario para evaporar el líquido a la temperatura de ebullición se llama calor de vaporización. A la presión barométrica normal se necesitan 539,4 Kcal para transformar completamente 1 Kg de agua a 100°C a vapor a 100°C. La cantidad de líquido que se evapora depende de la cantidad de calor añadido y del calor de vaporización del líquido en particular. Si se añaden 53,9 Kcal al agua a su temperatura de saturación de 100°C, se evaporará 100 gr. de agua.

Si solo se evapora parte del líquido, el resultado es una mezcla de líquido saturado y de vapor saturado.

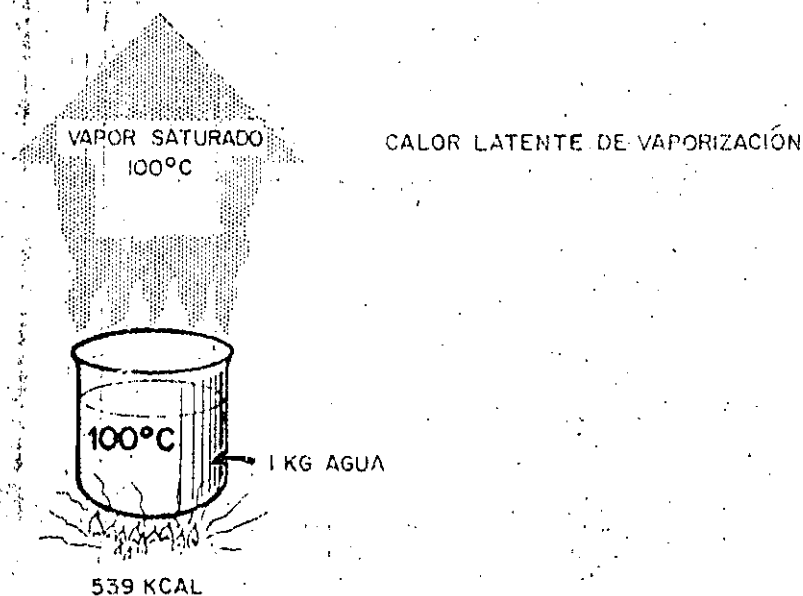


Figura 2-9:

Sobrecalentamiento

El calor añadido al vapor saturado se llama sobrecalentamiento. Este término también se usa para expresar el cambio de temperatura que este calor produce en el vapor.

Si se calienta un líquido hasta convertirlo totalmente en vapor saturado y luego se continúa añadiendo calor, el vapor experimentará un aumento de temperatura, esta última cantidad de calor se llama calor de sobrecalentamiento. Una vez producido el cambio de estado, cualquier cantidad de calor añadido produce un aumento de temperatura en el vapor.

En la región sobrecalentada, el vapor aumenta su volumen al elevar su temperatura. El calor específico del vapor es diferente al del mismo fluido en forma líquida. Por ejemplo, se necesita solo 0.45 Kcal para elevar 1 Kg de vapor de agua 1 grado. Si un Kg de vapor está sobrecalentado 16°C entonces se requiere $16 \times 0.45 = 7.2$ Kcal.

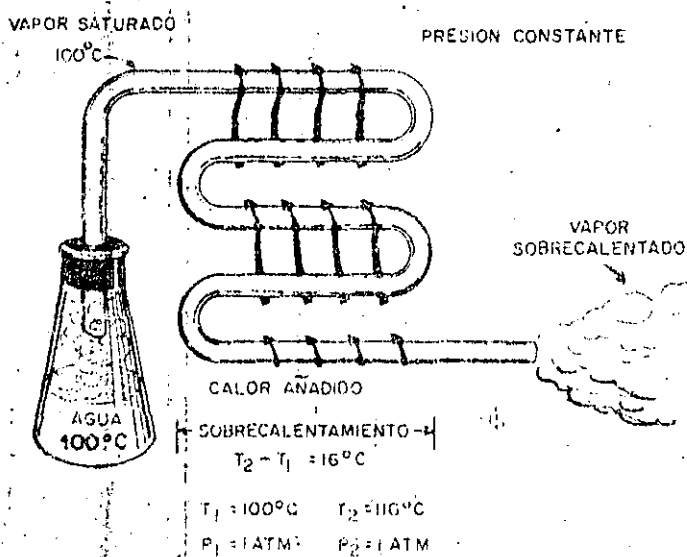


Figura 2-10

Diagrama de Temperatura — Entalpia

Las propiedades ya expuestas en esta sección, se comprenderán mejor observando el diagrama de temperatura - entalpía para cualquier presión dada. Para simplificar tomemos 1 Kg de agua a la presión barométrica normal de 760 mm de mercurio.

La fig 2-11 empezando en el punto A, muestra que 1 Kg de agua a 0°C no tiene contenido de calor o entalpía (Kcal/Kg). La línea A-B representa el calor sensible necesario para elevar la temperatura del agua de 0°C a 100°C que es su temperatura de ebullición o temperatura del líquido saturado a 100°C. La diferencia entre 0°C y 100°C representa un aumento de 100°C. Como se definió anteriormente, para cada grado de aumento el líquido debe absorber 1 Kcal.

Por lo tanto, el contenido de calor a 100°C es $100 \times 1 \text{ Kcal/}^\circ\text{C}$ ó 100 Kcal.

La línea B-C representa el calor latente o de vaporización necesario para completar el cambio de 1 Kg de líquido saturado en el punto B a vapor saturado seco en el punto C. El calor de vaporización para el agua a la presión barométrica normal es 539 Kcal/Kg. Luego, la entalpía del vapor saturado seco en el punto C es $100 + 539 = 639$ Kcal/Kg. Como muestra el diagrama, el cambio de estado del punto B al C no representa cambio en temperatura; llamamos a este proceso latente. La línea CD ilustra el efecto al añadir calor al vapor saturado, este proceso se llama sobrecalentamiento.

Por cada grado de sobrecalentamiento se deben añadir 0.45 Kcal. Por ejemplo si se añaden 16° de sobrecalentamiento, la temperatura en el punto D es $100 + 16 = 116^{\circ}\text{C}$, y se requiere añadir $16 \times 0.45 = 7.2$ Kcal/Kg. La entalpía del vapor sobrecalentado en el punto D es $639 + 7.2 = 646.2$ Kcal/Kg.

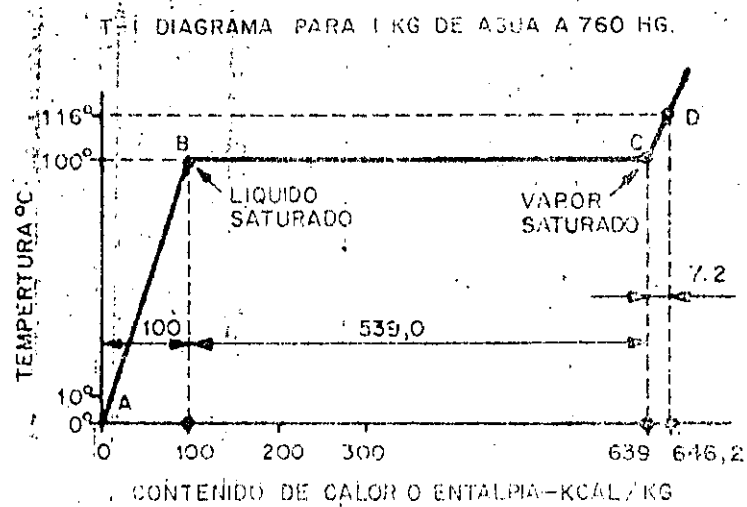


Figura 2-11

Diagrama de Presión Entalpía

El diagrama de presión-entalpía es el que se usa comúnmente en el estudio de los ciclos de refrigeración. Como vimos anteriormente la temperatura y presión están correlacionados. La figura 2-12 muestra el diagrama de presión-entalpía para el agua.

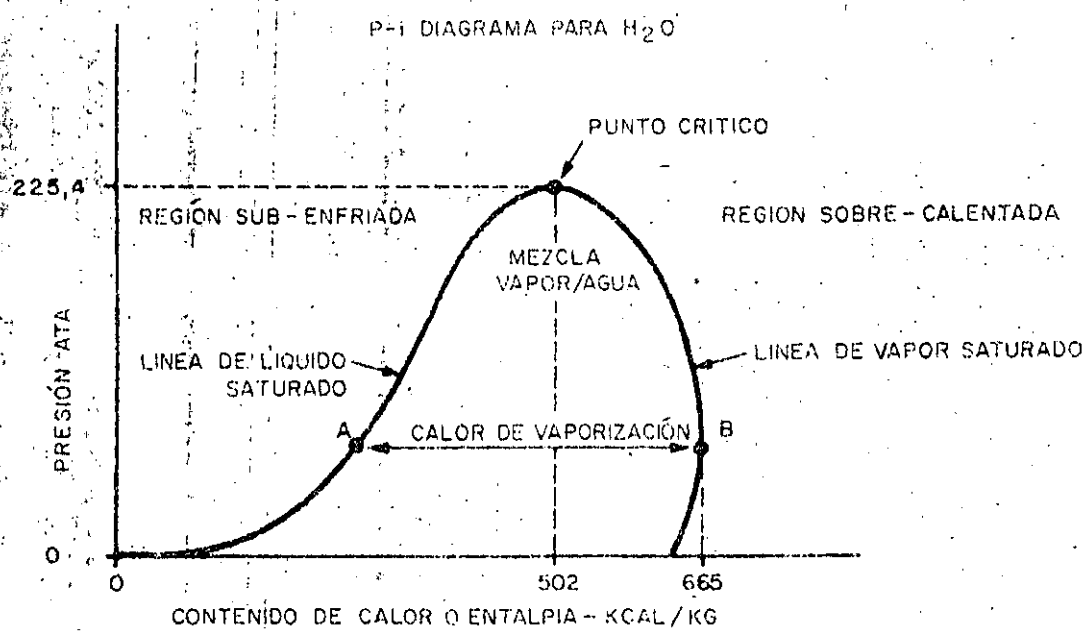


Figura 2-12

Diagramas similares se usan para los refrigerantes más corrientes. Trazando una línea horizontal a una cierta presión, es posible determinar el contenido de calor del líquido saturado leyendo en la escala Kcal/Kg. correspondiente al punto A en la línea de líquido saturado. El calor contenido en el punto B para el vapor saturado, puede determinarse de igual forma. La diferencia entre los puntos A y B es el calor de vaporización.

El Proceso de Condensación

El cambio de estado del líquido a vapor es reversible esto es, el fluido puede pasar de vapor a líquido; a este proceso se le llama condensación. Así como se debe añadir calor para efectuar la vaporización debe extraerse la misma cantidad para producir la condensación. De la misma forma que la presión determina la temperatura a la cual el fluido hierve, la presión fija la temperatura a la que la condensación toma lugar.

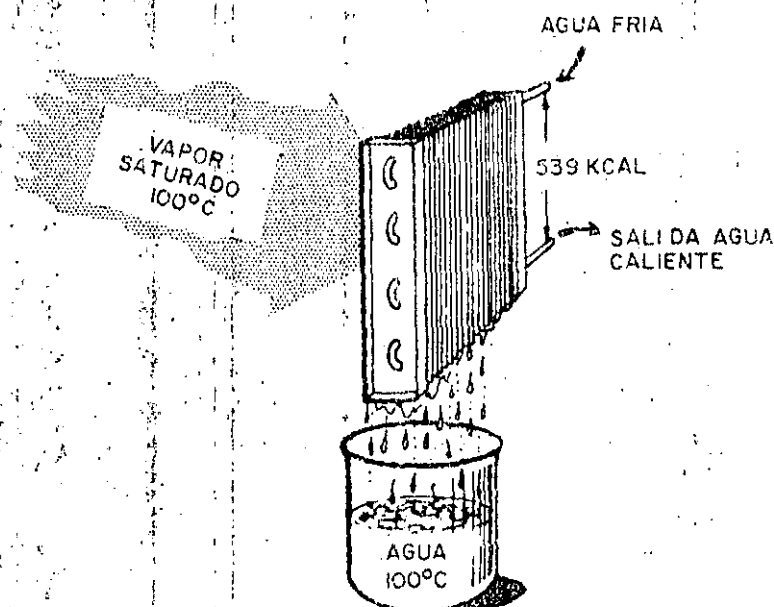


Figura 2-13

3. REFRIGERANTES

El Agua como Refrigerante

Los principios generales del ciclo de refrigeración han sido discutidos usando agua como fluido volátil. En realidad, el agua tiene varias propiedades requeridas de un refrigerante. Es de bajo costo y fácil obtención, es completamente inerte, no es tóxico, no es inflamable y tiene un gran calor de vaporización. Aunque el agua es usada como refrigerante en las máquinas de absorción, no es un refrigerante práctico para un ciclo de refrigeración mecánica.

Su uso está limitado por su punto de congelación a 0°C. Por otra parte, para lograr una temperatura lo suficientemente baja que permita el uso del agua en el acondicionamiento del aire, se requiere operar a presiones muy bajas, es decir, bajo vacíos difíciles de conseguir con los compresores a pistón; a estas presiones tan bajas el volumen específico del vapor de agua no permite el empleo de tales compresores, ni tampoco el uso de compresores centrífugos.

Por lo tanto, es necesario utilizar otros fluidos volátiles que tengan un conjunto de características y propiedades que los hagan más prácticos para nuestro fin.

Características Deseadas

Los refrigerantes usados comercialmente deben tener ciertas características. Las siguientes están entre las más importantes y su orden de importancia varía dependiendo del uso y requerimientos específicos en cada caso particular.

- 1) El refrigerante no debe ser inflamable ni tóxico.
- 2) Las presiones correspondientes a las temperaturas de condensación, obtenibles mediante los medios de condensación disponibles, no deben ser excesivas para así poder eliminar la necesidad de una construcción pesada.
- 3) Las presiones correspondientes a las temperaturas requeridas para la mayoría de los procesos de acondicionamiento del aire y refrigeración, deberían estar por encima de la presión atmosférica para evitar las infiltraciones de aire y del vapor de agua.
- 4) El calor latente de vaporización debe ser relativamente importante, de modo que, el caudal de fluido refrigerante sea lo menor posible para una potencia frigorífica dada.
- 5) El volumen específico del refrigerante en estado de vapor debe ser lo menor posible dado que éste determina el tamaño del compresor. Esta propiedad es de mayor importancia en el compresor a pistón que en el centrífugo.
- 6) El refrigerante debe ser fácilmente detectable por los indicadores de que se dispone para localizar fugas en el sistema.
- 7) El refrigerante debe ser compatible con los lubricantes y aceites corrientes y no debe disminuir la efectividad de los mismos.
- 8) Los coeficientes de transmisión de calor y la viscosidad, deben ser adecuados para proporcionar una buena transmisión de calor.
- 9) El refrigerante debe ser de bajo costo y de fácil manejo.
- 10) El refrigerante no debe corroer los metales usualmente usados en el sistema de refrigeración y debe ser químicamente estable.

Refrigerantes de Uso más Corriente

El apéndice incluye una tabla con las propiedades físicas de varios refrigerantes. En los próximos párrafos hablaremos brevemente sobre algunos refrigerantes de uso más común. Se da en cada uno de ellos su fórmula química y su temperatura de ebullición a la presión barométrica normal.

1. AMONÍACO (NH_3) (-33.3°C)

El amoníaco fue uno de los primeros refrigerantes. Se lo usa aun en instalaciones industriales tales como cervecerías, frigoríficos etc. por su alta eficiencia de refrigeración. Tiene bajo volumen específico, alto calor latente de vaporización y bajo costo. Sin embargo, a pesar de estas características, el uso del amoníaco está limitado a aplicaciones industriales, se lo excluye de las aplicaciones de acondicionamiento del aire para el confort porque es altamente tóxico e inflamable, requiriendo por lo tanto un manejo especial, además posee un penetrante olor.

2) ANHIDRIDO CARBONICO (CO₂) (-78.2°C)

El anhídrido carbónico es un gas inerte, incoloro e inodoro, no es tóxico y no es inflamable. La principal objeción para su uso es el equipo pesado necesario para su alta presión de trabajo. Esto y la potencia necesaria, ha limitado su uso como refrigerante.

3) CLORURO DE METILO (CH₃CL) (-23.3°C)

El cloruro de metilo es un refrigerante con olor dulce e incoloro. Se usó en los primeros modelos de refrigeradores caseros y substituyó al amoníaco y al anhídrido carbónico en muchas instalaciones. Se usó ampliamente en la segunda guerra mundial como sustituto del Freón, que estaba únicamente a disposición del gobierno; pero actualmente, el cloruro de metilo es raramente usado.

4) COMPUESTOS HALOGENADOS DEL CARBONO

Estos refrigerantes son los más ampliamente usados de todos los refrigerantes. Son inodoros en concentraciones hasta del 20% por volumen en el aire, por encima de esta concentración aparece un suave olor semejante al éter.

Los vapores de estos refrigerantes son practicamente inodoros y no irritantes.

Los refrigerantes en esta serie, son esencialmente no tóxicos. Sus vapores y líquidos son ininflamables e incombustibles, pues no contienen elementos que sostengan combustión.

No son corrosivos de los metales usados comúnmente en el equipo de refrigeración mientras el refrigerante esté seco, libre del vapor de agua.

En presencia del vapor de agua estos refrigerantes pueden llegar a ser muy corrosivos.

Tienen un alto poder para disolver la goma natural, pero no la goma sintética. En forma líquida o en forma de vapor no afectan al olor, gusto, color o estructura de los elementos refrigerados, tales como carnes, legumbres, pieles etc...

La siguiente tabla contiene varios de los refrigerantes más comúnmente usados.

Refrigerante número	Fórmula química	Temperatura de ebullición °C a presión normal	Nombre común
11	CCL ₃ F	23,8	Refrigerante- 11*
12	CCL ₂ F ₂	- 29,8	Refrigerante- 12
22	CHCLF ₂	- 40,6	Refrigerante- 22
500	(CCL ₂ F ₂) (CH ₃ CHF ₂)	- 33,3	Refrigerante-500**

*Antiguamente Carrene 2
 **Antiguamente Carrene 7

Tabla 3-1

4. EL CICLO DE REFRIGERACION

Evaporación o Efecto Enfriador

Un refrigerante volátil al cambiar de estado, de líquido a vapor, es decir al evaporarse absorbe una cierta cantidad de calor. Es este cambio de estado el que produce el efecto enfriador en un ciclo de refrigeración. Si a un refrigerante a la temperatura de una habitación se le permite expandirse en un serpentín, el refrigerante absorbe calor de los alrededores y hierve a una temperatura correspondiente a la presión atmosférica. Con el refrigerante 12 esto ocurriría a $-29,8^{\circ}\text{C}$.

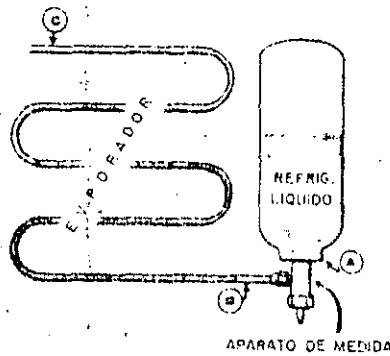


Figura 4-1

Puesto que el enfriamiento es debido a la evaporación de un fluido, la parte del equipo en la que se produce el enfriamiento se llama evaporador.

El Proceso de Expansión

El paso del refrigerante líquido de la alta presión existente en el cilindro a la presión más baja del evaporador debe ser controlado por algún dispositivo. Este dispositivo puede ser una válvula de expansión, una válvula de mano, una válvula flotadora o un tubo capilar. Con cualquiera de ellos el refrigerante se dilata en cuanto llega a la zona de baja presión. Este proceso es frecuentemente llamado "estrangulamiento".

La expansión se produce rápidamente y en una distancia relativamente corta. O sea que se puede decir que en este proceso el refrigerante no absorbe ni pierde calor. Por lo tanto éste entra en el evaporador con el mismo contenido de calor que tenía al entrar a la válvula de expansión.

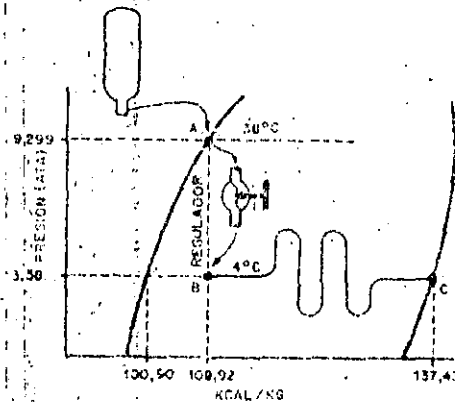


Figura 4-2

"Flash Gas" o Enfriamiento del Líquido

El líquido refrigerante suministrado en cilindros por los fabricantes está en equilibrio a la temperatura ambiente y por lo tanto estable. El refrigerante líquido en el condensador de un sistema de refrigeración está a o muy cerca de la temperatura de condensación. Puesto que el refrigerante debe evaporarse a la temperatura baja correspondiente a la presión del evaporador, debe primero enfriarse a esta temperatura. Así como el refrigerante se evapora cuando absorbe calor del medio por enfriarse, una parte del refrigerante se evapora para enfriar el líquido restante. El vapor resultante de esta evaporación se llama "FLASH GAS" y su cantidad se expresa en "tanto por ciento de FLASH GAS".

El porcentaje de FLASH GAS en aire acondicionado es alrededor del 15 ó 20%.

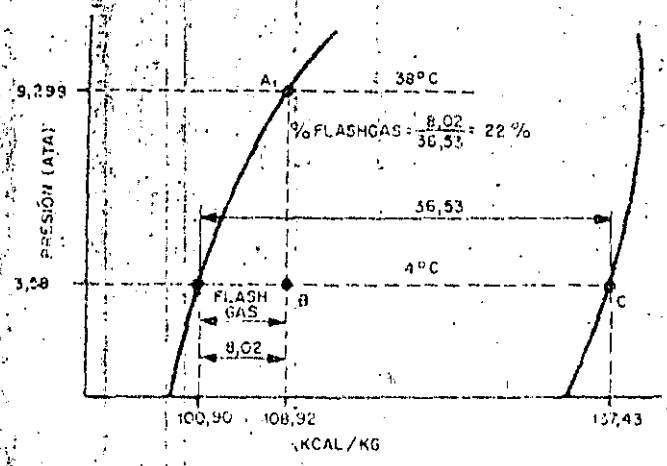


Figura 4-3

Este FLASH GAS forma parte del ciclo de refrigeración y le disminuye la eficiencia, por lo tanto es conveniente que el refrigerante líquido tenga un calor específico bajo para que el FLASH GAS sea mínimo.

Temperatura del Refrigerante

Si fluye calor de una sustancia a un refrigerante, la temperatura del refrigerante debe estar por debajo del de la sustancia. La diferencia entre las dos temperaturas se establece por el tamaño de la superficie de transmisión.

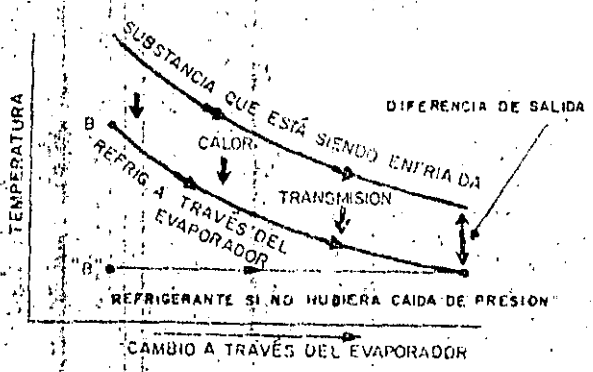


Figura 4-4

Debe haber una diferencia de presión entre la entrada y la salida del evaporador que permita el flujo del refrigerante a través de él. Cuanto más baja la presión más baja la temperatura de saturación correspondiente y mayor la producción de "FLASH GAS" para enfriar el refrigerante líquido. Por lo tanto la cantidad de FLASH GAS y el efecto refrigerante varían con el cambio de presión que se produce en el evaporador.

Sin embargo los cálculos para obtener la cantidad de FLASH-GAS y el efecto refrigerante se los puede hacer como si no existiera diferencia de presión entre la entrada y salida del evaporador.

La capacidad nominal del equipo de refrigeración es dada generalmente a las condiciones de salida del evaporador; la temperatura en este punto es la llamada temperatura del refrigerante. Es en realidad la temperatura de saturación correspondiente a la presión del refrigerante saliendo del evaporador.

Efecto Refrigerante

El refrigerante entra en el evaporador como una mezcla de líquido frío y vapor. En su paso por el evaporador, el refrigerante líquido absorbe calor de la sustancia que se requiere enfriar y se evapora.

Para aprovechar al máximo el refrigerante en circulación, es conveniente que se evapore todo el líquido antes de salir del evaporador. En algunos casos, el refrigerante deja el evaporador como vapor saturado y, en otros, toma mayor cantidad de calor y sale como vapor sobrecalentado.

La diferencia entre el contenido de calor del refrigerante a la entrada del evaporador y el contenido de calor a la salida se llama "efecto refrigerante".

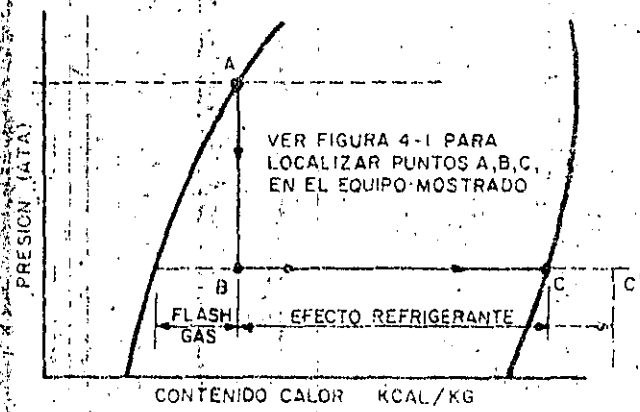


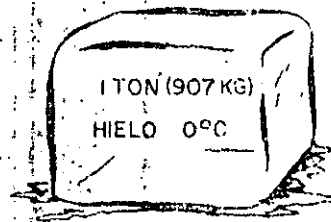
Figura 4-5

Unidad de Refrigeración

La unidad de medida de refrigeración es la TONELADA. Es un término arbitrario que proviene de cuando se usaba el hielo como elemento de refrigeración.

Una "tonelada" inglesa de hielo representa 2.000 libras es decir 907 Kgs. Un Kg de hielo absorbe 80 Kcal al derretirse, por lo tanto 907 Kgs absorben 72560 Kcal. La tonelada de refrigeración es la cantidad de calor que absorbe una tonelada (2,000 lbs) al derretirse en 24 horas. Por lo tanto la tonelada es igual a $\frac{907 \times 80}{24} = 3024$ Kcal/hora.

Una Tonelada de Refrigeración = 3.024 Kcal./hora



$$\begin{aligned} 1 \text{ TON REFRIGERACION} &= 907 \text{ KG HIELO} \\ &\text{DERRETIDO EN 24 HORAS} \\ \text{CALOR DE FUSION} &= 80 \text{ KCAL / KG} \\ \frac{907 \times 80}{24} &= 3024 \text{ KCAL / H} \end{aligned}$$

Figura 4-6

El Compresor

Con un refrigerante adecuado y el equipo de la figura 4-1 se puede producir refrigeración pero ésta sería a un costo muy elevado ya que se estaría desperdiciando refrigerante constantemente. Por lo tanto, el resto de los componentes de un equipo de refrigeración evitan el desperdicio del refrigerante haciendo que "los fluidos volátiles sean usados una y otra vez sin desperdicio alguno. Si el refrigerante que se evapora en el evaporador se pasara a una cámara o tanque, la presión en esta cámara aumentaría hasta llegar a igualar a la del evaporador y el flujo de refrigerante cesaría. Por lo tanto es necesario quitar continuamente el vapor del evaporador tan pronto se forma para mantener la presión y temperatura deseada. Esta es una de las funciones del compresor (fig 4-7). La línea que conecta el evaporador con el compresor se llama "línea de succión".

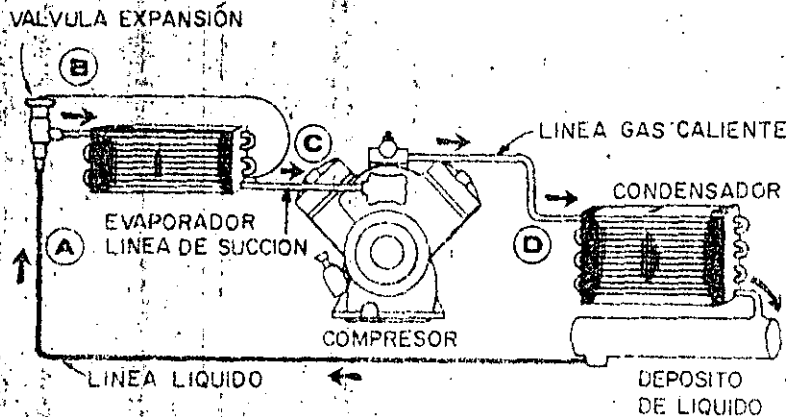


Figura 4-7

Si el compresor aspira el vapor con mayor rapidez de la que la carga térmica del evaporador requiere, la presión y por tanto la temperatura en el evaporador baja. Si la carga es superior a la capacidad del compresor, la presión y la temperatura en el evaporador aumentan. Esto reduce la diferencia de temperatura en el evaporador reduciendo su capacidad hasta alcanzar un equilibrio con la capacidad del compresor. Por ahora no consideraremos el efecto que esto tiene en el motor del compresor.

Para convertir al refrigerante en líquido y así poderlo usar otra vez, se le debe quitar el calor. Para hacer esto se debe disponer de algún medio al cual fluya este calor y sea disipado. Por lo tanto la temperatura del refrigerante debe ser mayor que la temperatura del medio. La segunda función del compresor es entonces elevar la temperatura del refrigerante por encima de la temperatura del medio (aire o agua), permitiendo así el flujo del calor y la condensación del refrigerante.

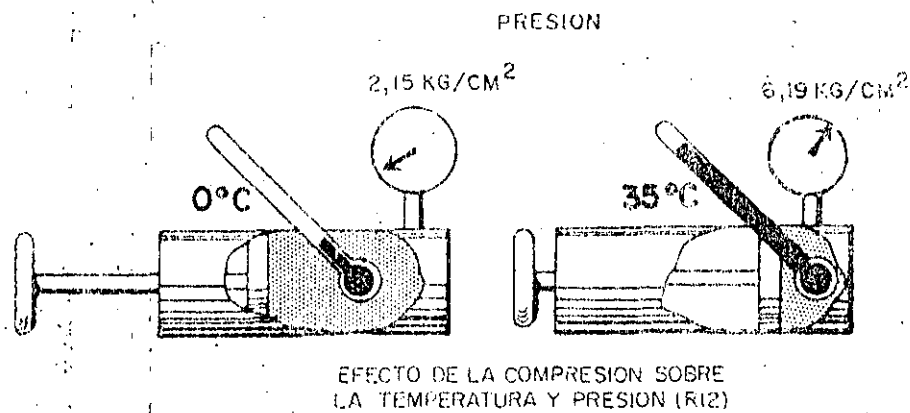


Figura 4-8

Trabajo del Compresor

El refrigerante sale del evaporador y entra en el compresor en forma de vapor saturado o sobrecalentado. El refrigerante toma calor durante la compresión y deja el compresor en forma sobrecalentado con mayor energía, por tanto, con mayor calor del que tenía cuando entró en el compresor. Este calor adicional es el "calor equivalente al trabajo del compresor".

El calor de compresión varía muy ligeramente con diferentes refrigerantes, pero varía enormemente con los niveles de temperatura y presión entre los que funciona el ciclo. Por ejemplo, a niveles de temperatura de confort en el acondicionamiento del aire, 4.4°C en el evaporador y 40°C en un condensador de agua, esta cantidad de trabajo de compresión es aproximadamente 1 CV por tonelada de refrigeración. Por otra parte para un gabinete de alimentos congelados con -20°C en el evaporador y 50°C en un condensador de aire, el compresor requeriría casi 3 CV por tonelada.

$$1 \text{ CV} = 2700 \text{ kcal/h}$$

El Condensador

En el condensador disipamos el calor del refrigerante haciendo que este fluya a un medio a temperatura más baja. El condensador extrae el calor tomado por el refrigerante en el evaporador y debe también extraer el calor añadido al refrigerante durante el proceso de compresión.

El primer paso en el proceso de extracción de calor, es el de rebajar la temperatura del refrigerante sobrecalentado hasta que alcance el punto de saturación a la presión existente en el condensador, o sea desde el punto D al E en la fig 4-9. Extrayendo mayor cantidad de calor, se efectúa un cambio de estado en el refrigerante que condensa a líquido del punto E al F lo que permite su uso nuevamente en el ciclo.

Para convertir al refrigerante en líquido y así poderlo usar otra vez, se le debe quitar el calor. Para hacer esto se debe disponer de algún medio al cual fluya este calor y sea disipado. Por lo tanto la temperatura del refrigerante debe ser mayor que la temperatura del medio. La segunda función del compresor es entonces elevar la temperatura del refrigerante por encima de la temperatura del medio (aire o agua), permitiendo así el flujo del calor y la condensación del refrigerante.

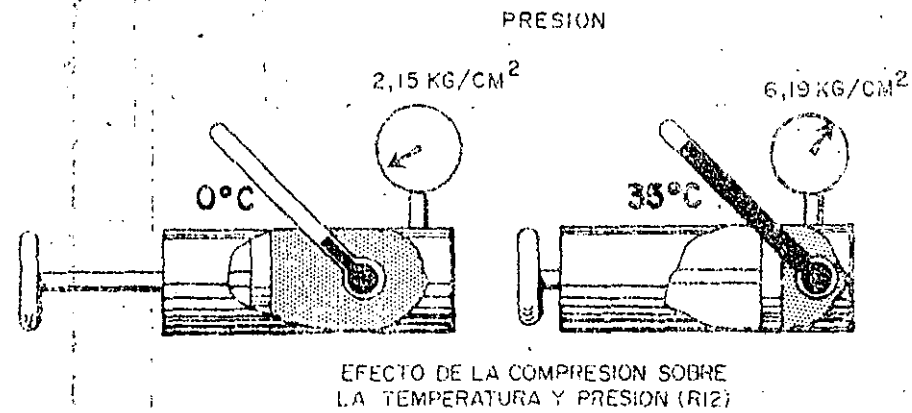


Figura 4-8

Trabajo del Compresor

El refrigerante sale del evaporador y entra en el compresor en forma de vapor saturado o sobrecalentado. El refrigerante toma calor durante la compresión y deja el compresor en forma sobrecalentado con mayor energía, por tanto, con mayor calor del que tenía cuando entró en el compresor. Este calor adicional es el "calor equivalente al trabajo del compresor".

El calor de compresión varía muy ligeramente con diferentes refrigerantes, pero varía enormemente con los niveles de temperatura y presión entre los que funciona el ciclo. Por ejemplo, a niveles de temperatura de confort en el acondicionamiento del aire: 4.4°C en el evaporador y 40°C. en un condensador de agua, esta cantidad de trabajo de compresión es aproximadamente 1 CV por tonelada de refrigeración. Por otra parte para un gabinete de alimentos congelados con -20°C en el evaporador y 50°C en un condensador de aire, el compresor requeriría casi 3 CV por tonelada.

1 CV = BTU =

El Condensador

En el condensador disipamos el calor del refrigerante haciendo que este fluya a un medio a temperatura más baja. El condensador extrae el calor tomado por el refrigerante en el evaporador y debe también extraer el calor añadido al refrigerante durante el proceso de compresión.

El primer paso en el proceso de extracción de calor, es el de rebajar la temperatura del refrigerante sobrecalentado hasta que alcance el punto de saturación a la presión existente en el condensador, o sea desde el punto D al E en la fig 4-9. Extrayendo mayor cantidad de calor, se efectúa un cambio de estado en el refrigerante que condensa a líquido del punto E al A, lo que permite su uso nuevamente en el ciclo.

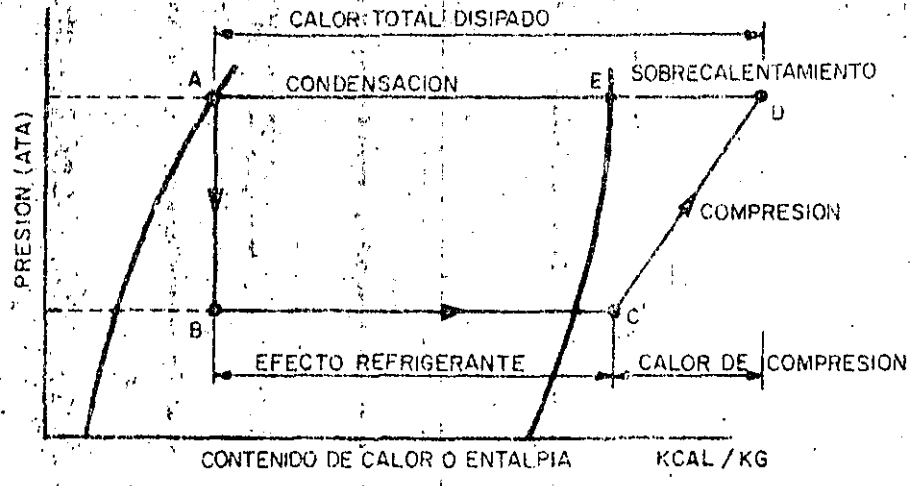


Figura 4-9

Temperatura de Condensación

La temperatura del medio al cual fluye el calor en el condensador, establece la temperatura a la cual se produce la condensación. Para mantener el flujo de calor, la temperatura de condensación del refrigerante debe estar siempre por encima de la temperatura del medio a la salida del condensador. Esta diferencia se conoce como "Diferencia de salida" y su magnitud depende de la cantidad de calor a disipar, la superficie y el coeficiente de transmisión del condensador.

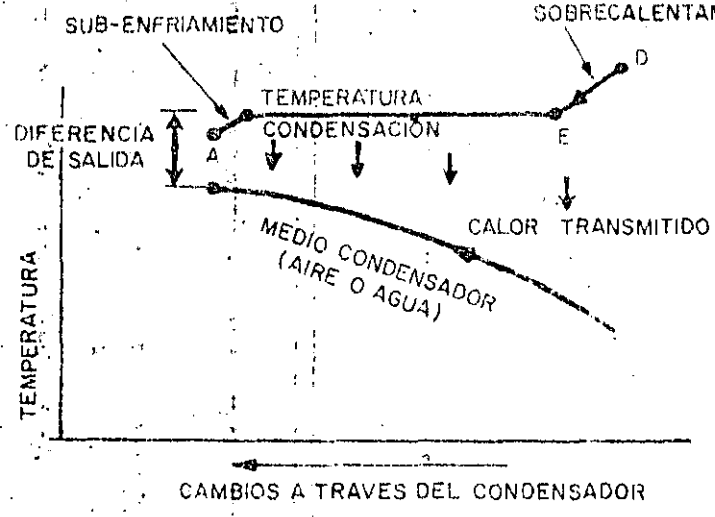


Figura 4-10

El refrigerante entra en el condensador en estado sobrecalentado y cuando se le extrae el calor, su temperatura baja al punto de saturación. Dependiendo del diseño del condensador, el sub-enfriamiento del líquido refrigerante puede o no tener lugar después de la condensación. La mayor cantidad de calor es disipado en el momento del cambio de estado, el cual se efectúa a la temperatura de saturación llamado "temperatura de condensación".

Como existe una relación única entre presión y temperatura para cada refrigerante, la temperatura a la cual se produce la condensación establece la presión, o inversamente la presión establece la temperatura. La temperatura de condensación representa la temperatura de saturación correspondiente a la presión a la cual se produce la condensación.

Descripción General del Ciclo

Aquí se describe, esquemáticamente la función de cada uno de los componentes en el ciclo de refrigeración. La figura 4-11 muestra un sistema usando un condensador enfriado por aire y un depósito de líquido.

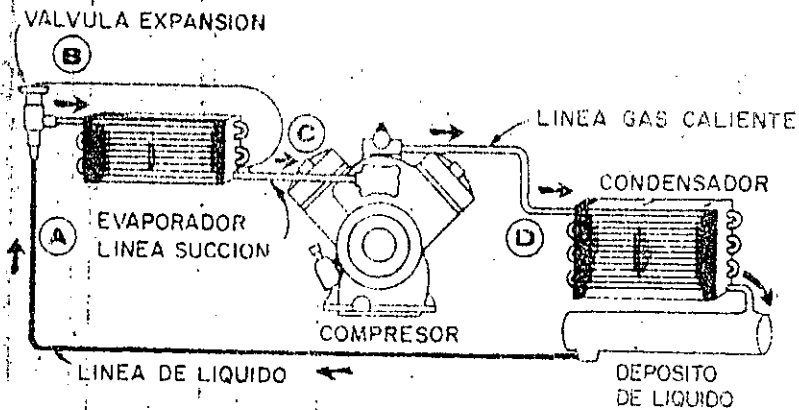


Figura 4-11

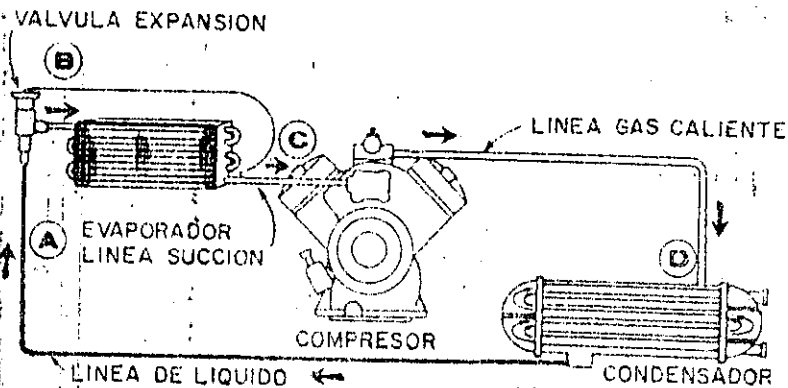


Figura 4-12

La figura 4-12, es exactamente la misma que la 4-11 excepto que se usa un condensador enfriado por agua. Todas las funciones de los componentes en los dos sistemas, son idénticas, excepto que uno usa aire y el otro agua como medios de condensación.

El sistema de refrigeración realiza cuatro funciones distintas.

- 1) Absorbe calor, evaporando un líquido refrigerante
- 2) Eleva la temperatura del gas por compresión.
- 3) Expulsa calor, condensando el gas refrigerante.
- 4) Reduce la presión del líquido refrigerante por medio de una válvula de expansión.

El Ciclo Refrigerante

El líquido que entra en el evaporador, está controlado por un dispositivo de estrangulamiento automático, llamado válvula de expansión.

Esta válvula permite la expansión del refrigerante líquido a elevada presión causando así la reducción de presión del condensador al evaporador.

La válvula de expansión marca la división entre el "lado de alta presión" y el "lado de baja presión" del sistema.

La disminución de presión permite la ebullición o evaporación del refrigerante a baja temperatura. Esto ocurre tan pronto comienza a absorber calor del aire que fluye a través de la superficie del evaporador. El refrigerante continúa absorbiendo calor latente en la batería del evaporador hasta quedar completamente evaporado.

Debido a la acción aspirante del compresor, el gas que se produce pasa por la línea de succión al cilindro del compresor. La carrera hacia abajo del pistón admite un cilindro lleno de gas a través de la válvula de succión al que luego comprime en su carrera hacia arriba, elevando su temperatura y presión.

La válvula de descarga del compresor evita que el gas comprimido entre nuevamente en el cilindro en la carrera hacia abajo del pistón. La presión en la descarga del compresor hace fluir el gas caliente hacia el condensador. La válvula de descarga del compresor, así como la de expansión, marca la división entre el "lado de alta presión" y el "lado de baja presión".

Después de que el gas comprimido pasa por la válvula de descarga y entra en el condensador, el calor fluye del gas caliente al medio condensador (aire o agua). Esto enfría al gas y lo cambia a líquido.

El líquido bajo presión pasa al depósito de líquido y luego es forzado a través de la línea de líquido hacia la válvula de expansión y se repite el ciclo.

COMO USAR LAS TABLAS Y DIAGRAMAS DE LOS REFRIGERANTES

Tablas y Diagramas de Refrigerantes

El diseño del equipo para uso con un refrigerante determinado requiere primero el conocimiento de las propiedades termodinámicas de este. Estas propiedades son publicadas por los fabricantes de refrigerantes.

La tabla 5-1 muestra las propiedades típicas del refrigerante 12. Existe similar información para otros refrigerantes.

PRESION	- Kilogramos por centímetro cuadrado, ejercida a una temperatura dada. - Determina la resistencia requerida del equipo y, por tanto, su costo.
VOLUMEN ESPECIFICO PESO ESPECIFICO	- Metros cúbicos - Volumen ocupado por 1 Kg de vapor. Determina el tamaño del equipo. - Peso (en Kg) por metro cúbico de refrigerante líquido y de vapor. Determina la potencia del motor requerido. Influye también en el costo de transporte y resistencia de la base sobre la que se monta el equipo.
ENTALPIA	- Contenido de calor del refrigerante. - Calor del líquido. - Calor latente de vaporización, que determina el efecto frigorífico. - Calor del vapor.

Entropía es un término usado en investigación.

T. °C	Pres. p Kg/cm ²	Vol. especif.		P. especif.		Entalpía		Calor de vap. Kc/Kg	Entropía	
		del liq. v l/Kg	del vapor v' m ³ /Kg	del liq. Kg/l	del vap. Kg/m ³	del liq. Kca/Kg	del vapor Kca/Kg		del líquido s' Kc/Kg°K	del vapor s'' Kc/Kg°K
-9	2,3148	0,7032	0,07558	1,422	13,23	98,02	135,98	37,96	0,99270	1,13644
-8	2,3984	0,7047	0,07313	1,419	13,68	98,23	136,09	37,86	0,99351	1,13633
-7	2,4833	0,7062	0,07078	1,416	14,13	98,45	136,20	37,75	0,99432	1,13620
-6	2,5712	0,7077	0,06852	1,413	14,60	98,67	136,32	37,65	0,99514	1,13609
-5	2,6602	0,7092	0,06635	1,410	15,08	98,89	136,43	37,54	0,99595	1,13598
-4	2,7531	0,7107	0,06427	1,407	15,57	99,11	136,54	37,43	0,99676	1,13586
-3	2,8479	0,7122	0,06226	1,403	16,07	99,33	136,65	37,32	0,99757	1,13575
-2	2,9439	0,7143	0,06028	1,400	16,59	99,56	136,77	37,21	0,99839	1,13566
-1	3,0446	0,7158	0,05844	1,397	17,11	99,78	136,88	37,10	0,99919	1,13555
0	3,1465	0,7172	0,05667	1,394	17,65	100,00	136,99	36,99	1,00000	1,13546

Tabla 5-1

La tabla muestra que un Kg. de refrigerante en estado líquido, a -5°C contiene 98,89 Kcal/Kg. Asimismo muestra que, en las condiciones de saturación, la relación de presión y temperatura es única y que ambas aumentan simultáneamente.

En la región sobrecalentada sin embargo, la relación entre presión y temperatura no es única, por lo cual se requiere más de una propiedad para definir la condición del refrigerante. Las tablas de sobre calentamiento son más extensas y su uso generalmente requiere interpolación entre puntos.

Las propiedades para las regiones saturadas y sobrecalentadas, se muestran en la carta referida como diagrama de "presión-entalpía". Tal carta para el refrigerante 12 se incluye en el apéndice. Sin embargo en este tamaño, la carta no es lo suficientemente exacta para el trabajo de diseño.

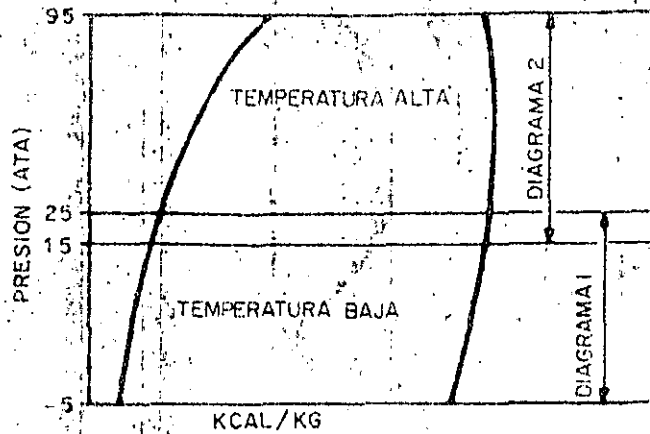


Figura 5-1

Energía Calorífica y Entalpía

La entalpía de un fluido, se determina partiendo de un punto de referencia arbitrario. Dado que el hielo se derrite a 0°C, se elige en general dicha temperatura como punto de partida de las entalpías, es decir que a 0°C la entalpía del agua en forma de líquido se toma igual a 0 Kcal/Kg. Para los fluidos refrigerante para los cuales las temperaturas de trabajo son inferiores a 0°C, se elige la temperatura de referencia más baja, en nuestro caso 100 Kcal/Kg para el líquido saturado a 0°C. Esto evita el cálculo de entalpías con valor negativo. La energía total contenida en un fluido no solamente representa la energía interna correspondiente a su energía calorífica sino también el trabajo requerido para alcanzar dicho estado. La suma de estas energías recibe el nombre de "Entalpía". Puesto que éste es el término más adecuado, es el que se emplea en las tablas y diagramas para definir la energía calorífica total.

Uso del Diagrama de Presión — Entalpía

El instrumento más útil en el estudio de un ciclo de refrigeración es sin duda el diagrama de presión-entalpía.

En la escala horizontal está la entalpía, abreviada *i*, que es la energía en Kcal por Kg de refrigerante. Esta escala se usa para determinar la diferencia de entalpía entre dos puntos (Δi), más que para saber su valor absoluto en estos dos puntos. En el diagrama P-i para fluidos refrigerantes, la entalpía se toma igual a 100 Kcal/Kg para el líquido saturado a 0°C.

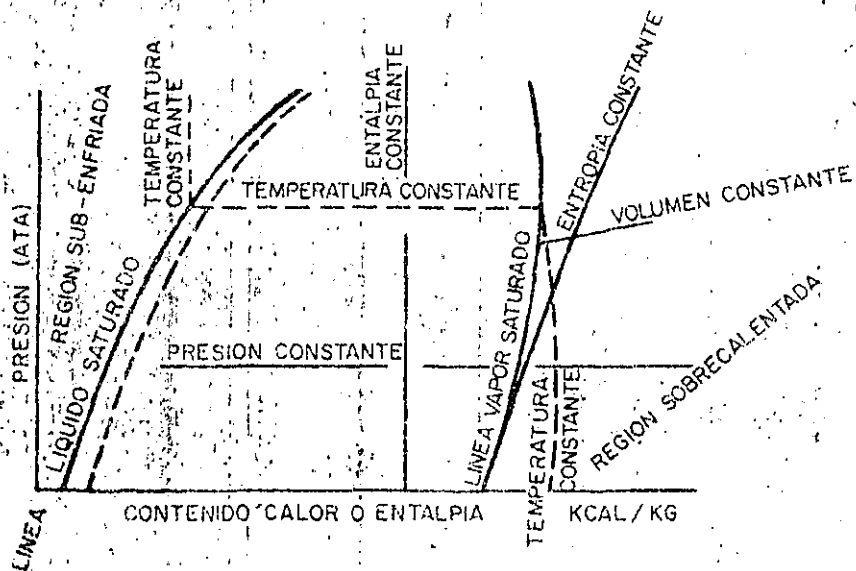


Figura 5-2

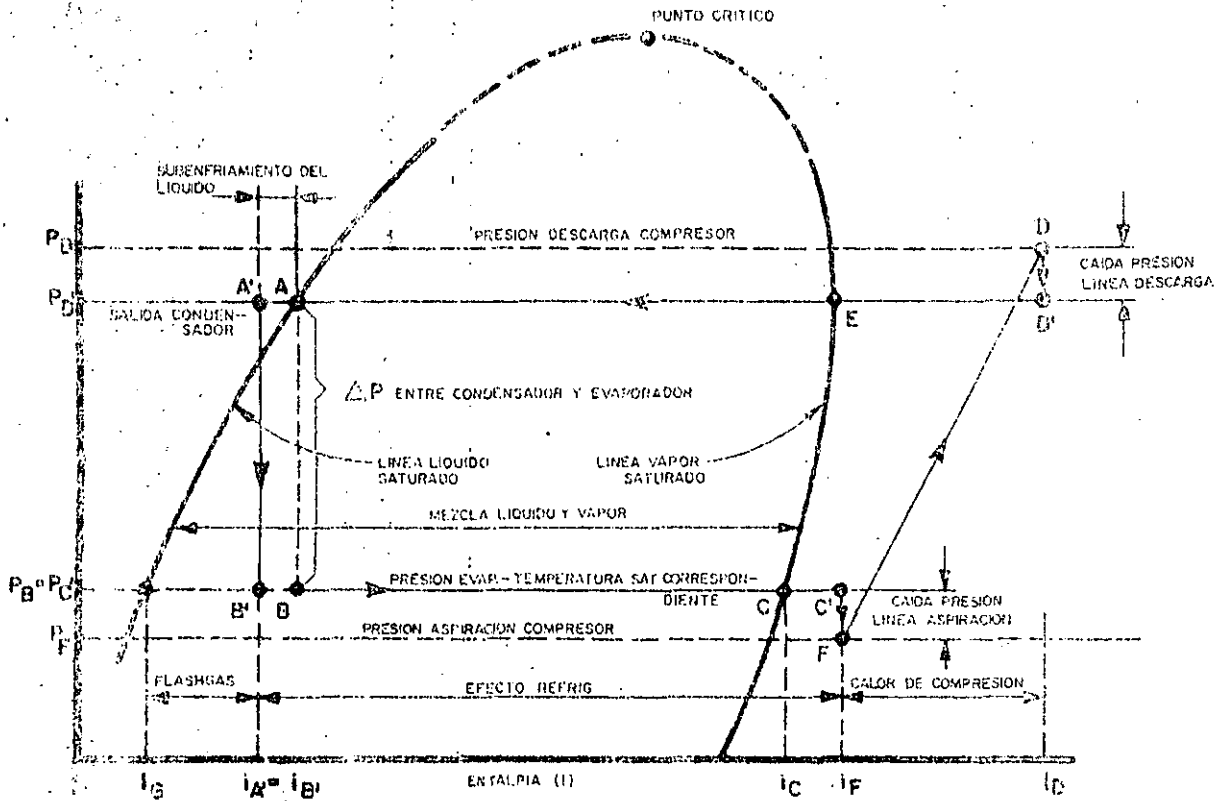


Figura 5-3

Coefficiente de eficiencia

El coeficiente de eficiencia es la relación entre la capacidad refrigerante de un ciclo y la energía requerida para la compresión. Este coeficiente varía con las temperaturas de evaporación y condensación y otros factores propios del ciclo. En el diagrama P-h, el coeficiente de eficiencia se expresa como sigue:

$$ce \text{ (ciclo de enfriamiento)} = \frac{h_{C'} - h_B}{h_D - h_F}$$

El Coeficiente de eficiencia ideal teórico

El coeficiente de eficiencia ideal teórico es el del ciclo de Carnot y varía sólo con los niveles de temperatura del ciclo. Es la relación de la temperatura absoluta a la que se efectúa el trabajo útil (refrigeración) y la diferencia entre los dos niveles de temperatura a la cual está operando el ciclo.

$$ce \text{ (ciclo de enfriamiento)} = \frac{T_C}{T_{D'} - T_C}$$

Donde T_C es la temperatura (grados absolutos = $^{\circ}\text{C} + 273$) en el evaporador a la cual se produce el enfriamiento $T_{D'}$ es la temperatura (grados absolutos), en el condensador a la cual se disipa el calor.

Coefficiente real de eficiencia

El coeficiente real de eficiencia es la relación entre la capacidad de refrigeración y la potencia del compresor.

$$\text{Coeficiente real de eficiencia} = \frac{\text{capacidad en toneladas} \times 12,000}{\text{compresor BHP} \times 2545}$$

(ciclo de enfriamiento)

BHP = Potencia al freno (brake horsepower)

En el ciclo de calefacción (bomba de calor), el CE es la relación entre el calor total disipado y la potencia del compresor. En este caso el producto útil es el calor disipado.

$$\text{C. E. real (bomba de calor)} = \frac{\text{Calor disipado en btu/hr}}{\text{BHP compresor} \times 2545}$$

Eficiencia de Carnot

La relación entre el CE actual y el CE ideal de CARNOT se conoce con el nombre de eficiencia de CARNOT.

$$\text{Eficiencia de Carnot} = \frac{\text{CE REAL}}{\text{CE CARNOT}} \text{ siempre menor que 1.}$$

Porcentaje de Fluido Vaporizado Durante la Expansión

Para poder determinar el efecto refrigerante ($i_C - i_D$) en un ciclo debemos primero saber el valor del punto B en el diagrama. Generalmente se conocen las condiciones del líquido al salir del condensador punto A. Al pasar por la válvula de expansión la presión cae instantaneamente haciendo que parte del líquido se evapore y enfríe al líquido restante. La cantidad de refrigerante que sufre esta vaporización instantanea se expresa como un porcentaje del total.

$$\% \text{ Fluido vaporizado} = \text{calidad del refrigerante} = \frac{i_A - i_G}{i_C - i_G} = \frac{i_B - i_G}{i_C - i_G}$$

Relación de Compresión—Potencia Absorbida—Temperatura de Descarga

Existen otras fórmulas y relaciones incluídas en textos de refrigeración que son comúnmente usadas en los cálculos de los ciclos y son las siguientes.

$$\text{Relación de compresión} = \frac{\text{presión de descarga}}{\text{presión de succión}} = \frac{P_D}{P_S}$$

Los valores usados en esta fórmula deben ser siempre presiones absolutas.

27

Potencia absorbida en Kcal/hora = C.V. x 632

$$\text{Temperatura real de descarga } T_D = T_C \times \left[\frac{P_D}{P_F} \right]^{\frac{n-1}{n}}$$

Donde n es el exponente real de compresión. Su valor depende del refrigerante, compresor y la relación de compresión.

Ver tabla 5-2 para valores típicos de "n"

Relación de compresión		2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
Culatas de refriger. por agua.	R-12	1.216	1.191	1.177	1.172	1.166	1.163	1.160	1.157	1.155
	R-500	1.258	1.216	1.203	1.196	1.191	1.188	1.186	1.184	1.182
	R-22	1.325	1.258	1.240	1.234	1.232	1.230	1.228	1.226	1.225
Culatas refriger. agua.	R-22	1.240	1.218	1.205	1.199	1.196	1.194	1.192	1.189	1.187

Tabla 5-2

Propiedades Físicas

	Unidades	Freón-11	Freón-12	Freón-13	Freón-21	Freón-22	Freón-113	Freón-114
Fórmula química		CFCl ₃	CF ₂ Cl ₂	CF ₃ Cl	CHFCl ₂	CHF ₂ Cl	CFCl ₂ -CF ₂ Cl	CF ₂ Cl-CF ₂ Cl
Nombre químico		Monofluor-tricloro-metano	Difluor-dicloro-metano	Trifluor-monocloro-metano	Monofluor-dicloro-metano	Difluor-monocloro-metano	Trifluor-tricloro-etano	Tetrafluor-dicloro-etano
Peso molecular		137,38	120,92	104,47	102,93	86,48	187,39	170,93
Punto de ebullición por a 1 atmósfera	°C.	23,77	-29,80	-81,40	8,92	-40,80	47,57	3,55
Punto de congelación	°C.	-111	-158	-181	-135	-160	-35	-94
Temperatura crítica	°C.	198,0	111,5	28,8	178,5	96,0	214,1	145,7
Presión crítica	Kg/cm ²	44,6	40,879	39,36	52,7	50,33	34,8	33,3
Peso específico crítico	Kg/l	0,554	0,5576	0,581	0,522	0,525	0,576	0,582
Volumen crítico	cm ³ /Mol	247	217	181	197	164	325	293
Calor de vaporización a 1 atmósfera	Kcal/Kg	43,51	39,85	35,47	57,86	55,92	35,07	32,78
Tensión superficial a 25°C.	din/cm	19	9		19	9	19	13
Calor específico a presión constante (promedio)	Kcal/Kg°C.	0,208	0,204	0,203	0,246	0,260	0,226	0,232
Peso específico del líquido a 20°C	Kg/l	1,49	1,329	0,929	1,38	1,213	1,582	1,473
a 40°C.	Kg/l	1,443	1,225	0,581 (28,8°C.)	1,33	1,132	1,532	1,415
olor		Etereo (inodoro mezclado con aire)	Igual R-11	Igual R-11	Igual R-11	Igual R-11	Igual R-11	Igual R-11

Tabla 5-3

Tabla 5-4

Tabla de vapor para el R-12

Temperatura t °C	Presión absoluta p kg/cm ²	Volumen específico		Peso específico		Entalpía		Calor de vaporización r = i - i' kcal/kg	Entropía	
		del líquido v l/kg	del vapor v'' m ³ /kg	del líquido v' kg/l	del vapor v'' kg/m ³	del líquido i kcal/kg	del vapor i'' kcal/kg		del líquido s' kcal/kg°K	del vapor s'' kcal/kg°K
-70	0,1250	0,6234	1,1259	1,604	0,888	85,84	128,88	42,99	0,94050	1,15219
-69	0,1341	0,6246	1,0605	1,601	0,943	86,02	128,95	42,93	0,94139	1,15173
-68	0,1429	0,6258	0,9998	1,598	1,000	86,20	129,06	42,86	0,94230	1,15130
-67	0,1521	0,6270	0,9437	1,595	1,060	86,39	129,19	42,80	0,94322	1,15087
-66	0,1618	0,6281	0,8911	1,592	1,122	86,57	129,30	42,73	0,94411	1,15044
-65	0,1721	0,6289	0,8413	1,590	1,189	86,75	129,41	42,66	0,94500	1,15001
-64	0,1829	0,6301	0,7954	1,587	1,257	86,94	129,54	42,60	0,94589	1,14961
-63	0,1941	0,6313	0,7528	1,584	1,328	87,12	129,65	42,53	0,94678	1,14920
-62	0,2059	0,6325	0,7125	1,581	1,403	87,31	129,77	42,46	0,94769	1,14883
-61	0,2183	0,6337	0,6749	1,578	1,482	87,50	129,89	42,39	0,94858	1,14844
-60	0,2315	0,6349	0,6394	1,575	1,564	87,68	130,00	42,32	0,94946	1,14806
-59	0,2451	0,6361	0,6064	1,572	1,649	87,87	130,12	42,25	0,95036	1,14769
-58	0,2595	0,6373	0,5752	1,569	1,738	88,06	130,24	42,18	0,95122	1,14731
-57	0,2744	0,6386	0,5461	1,566	1,831	88,25	130,36	42,11	0,95212	1,14698
-56	0,2900	0,6394	0,5188	1,564	1,927	88,44	130,48	42,04	0,95300	1,14663
-55	0,3065	0,6406	0,4930	1,561	2,028	88,63	130,59	41,96	0,95387	1,14627
-54	0,3236	0,6418	0,4687	1,558	2,134	88,82	130,71	41,89	0,95474	1,14595
-53	0,3414	0,6431	0,4461	1,555	2,242	89,01	130,83	41,82	0,95561	1,14562
-52	0,3602	0,6443	0,4246	1,552	2,355	89,20	130,95	41,75	0,95650	1,14531
-51	0,3797	0,6456	0,4043	1,549	2,473	89,39	131,06	41,67	0,95737	1,14500
-50	0,3999	0,6468	0,3854	1,546	2,595	89,59	131,18	41,59	0,95826	1,14468
-49	0,4212	0,6481	0,3673	1,543	2,723	89,78	131,30	41,52	0,95910	1,14438
-48	0,4432	0,6493	0,3504	1,540	2,854	89,97	131,42	41,45	0,95997	1,14410
-47	0,4662	0,6502	0,3344	1,538	2,990	90,17	131,54	41,37	0,96084	1,14381
-46	0,4900	0,6515	0,3193	1,535	3,132	90,36	131,65	41,29	0,96170	1,14352
-45	0,5150	0,6527	0,3050	1,532	3,279	90,56	131,77	41,21	0,96256	1,14324
-44	0,5409	0,6540	0,2914	1,529	3,432	90,76	131,89	41,13	0,96342	1,14297
-43	0,5678	0,6553	0,2787	1,526	3,588	90,95	132,01	41,06	0,96428	1,14271
-42	0,5958	0,6566	0,2665	1,523	3,752	91,15	132,13	40,98	0,96515	1,14247
-41	0,6247	0,6579	0,2551	1,520	3,920	91,35	132,24	40,89	0,96600	1,14220
-40	0,6551	0,6592	0,2441	1,517	4,097	91,55	132,36	40,81	0,96685	1,14193
-39	0,6865	0,6605	0,2337	1,514	4,279	91,75	132,48	40,73	0,96770	1,14170
-38	0,7189	0,6618	0,2239	1,511	4,466	91,95	132,60	40,65	0,96855	1,14146
-37	0,7523	0,6631	0,2146	1,508	4,660	92,15	132,72	40,57	0,96941	1,14124
-36	0,7875	0,6645	0,2057	1,505	4,862	92,35	132,83	40,48	0,97026	1,14101
-35	0,8238	0,6658	0,1973	1,502	5,069	92,55	132,95	40,40	0,97110	1,14078
-34	0,8610	0,6671	0,1894	1,499	5,280	92,76	133,07	40,31	0,97194	1,14055
-33	0,9000	0,6684	0,1818	1,496	5,501	92,96	133,19	40,23	0,97278	1,14034
-32	0,9400	0,6698	0,1747	1,493	5,724	93,16	133,30	40,14	0,97364	1,14014
-31	0,9818	0,6711	0,1678	1,490	5,960	93,37	133,43	40,06	0,97448	1,13993
-30	1,0245	0,6725	0,1613	1,487	6,200	93,57	133,54	39,97	0,97532	1,13975
-29	1,0688	0,6739	0,1551	1,484	6,447	93,78	133,66	39,88	0,97616	1,13954
-28	1,1149	0,6752	0,1492	1,481	6,702	93,98	133,77	39,79	0,97699	1,13934
-27	1,1622	0,6766	0,1436	1,478	6,964	94,19	133,90	39,71	0,97783	1,13917
-26	1,2109	0,6780	0,1382	1,475	7,236	94,40	134,01	39,61	0,97867	1,13899
-25	1,2616	0,6793	0,1331	1,472	7,513	94,61	134,13	39,52	0,97950	1,13879
-24	1,3140	0,6807	0,1282	1,469	7,800	94,81	134,24	39,43	0,98033	1,13862
-23	1,3678	0,6821	0,1235	1,466	8,097	95,02	134,36	39,34	0,98116	1,13845
-22	1,4227	0,6835	0,1190	1,463	8,403	95,23	134,47	39,24	0,98200	1,13829
-21	1,4805	0,6854	0,1147	1,459	8,718	95,44	134,59	39,15	0,98283	1,13814
-20	1,5396	0,6868	0,1107	1,456	9,034	95,65	134,71	39,06	0,98365	1,13798
-19	1,6005	0,6882	0,1067	1,453	9,372	95,87	134,83	38,96	0,98448	1,13783
-18	1,6627	0,6897	0,1030	1,450	9,709	96,08	134,95	38,87	0,98531	1,13768
-17	1,7275	0,6911	0,09938	1,447	10,06	96,29	135,06	38,77	0,98614	1,13753
-16	1,7940	0,6925	0,09597	1,444	10,42	96,50	135,17	38,67	0,98696	1,13738
-15	1,8622	0,6940	0,09268	1,441	10,79	96,72	135,29	38,57	0,98778	1,13723
-14	1,9321	0,6954	0,08952	1,438	11,17	96,93	135,40	38,47	0,98860	1,13709
-13	2,0050	0,6973	0,08650	1,434	11,56	97,15	135,52	38,37	0,98942	1,13695
-12	2,0793	0,6988	0,08361	1,431	11,96	97,36	135,63	38,27	0,99025	1,13682
-11	2,1555	0,7003	0,08082	1,428	12,37	97,58	135,75	38,17	0,99107	1,13668
-10	2,2342	0,7018	0,07813	1,425	12,80	97,80	135,87	38,07	0,99188	1,13657

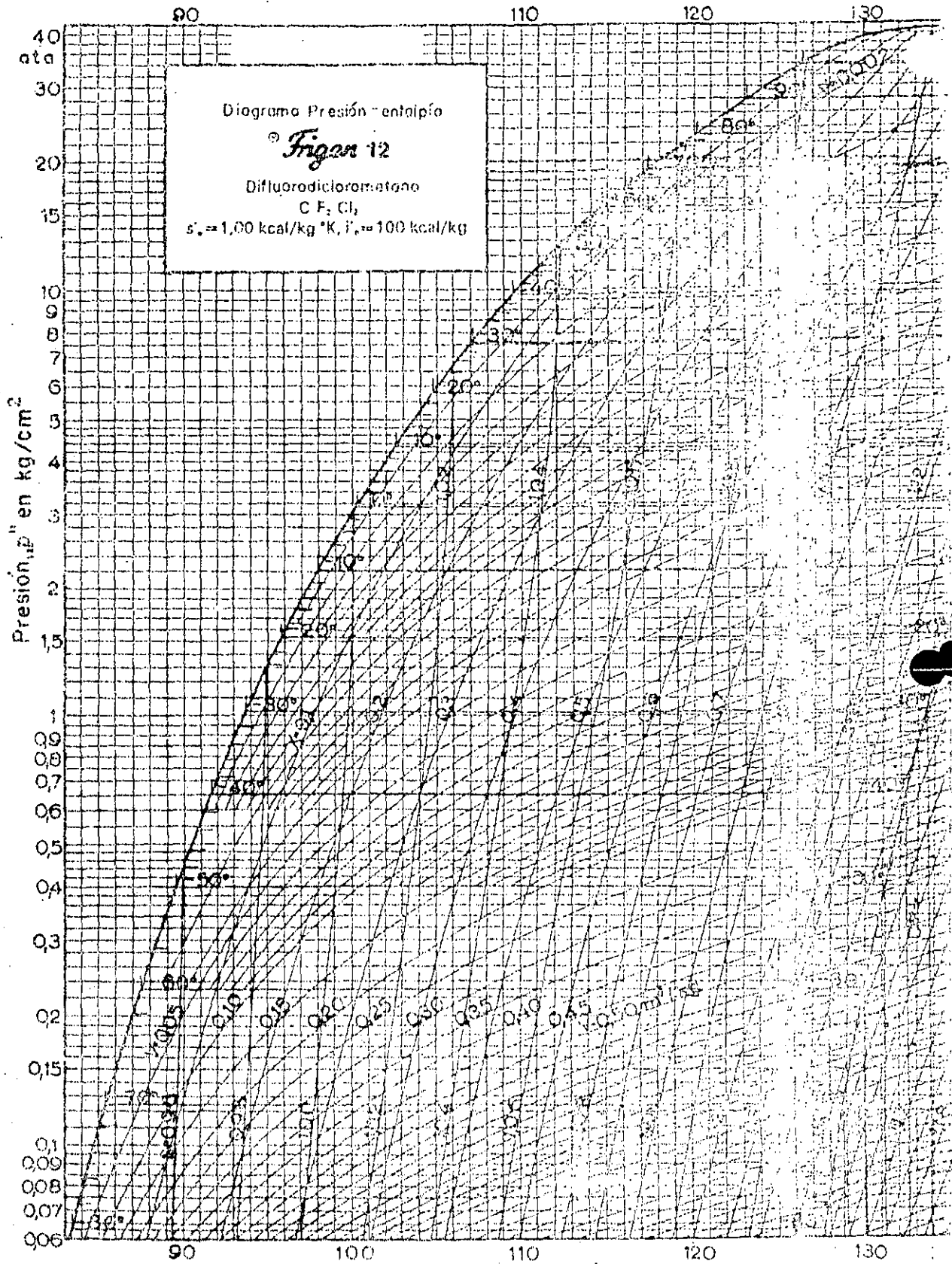
Tabla 5-4 continuación

Tabla de vapor para el R-12

Temperatura t °C	Presión absoluta P kg/cm ²	Volumen específico		Peso específico		Entalpía		Calor de vaporización r = h ^v - h ^l kcal/kg	Entropía	
		del líquido v ^l l/kg	del vapor v ^v m ³ /kg	del líquido γ ^l kg/l	del vapor γ ^v kg/m ³	del líquido h ^l kcal/kg	del vapor h ^v kcal/kg		del líquido s ^l kcal/kg·°K	del vapor s ^v kcal/kg·°K
- 9	2,3146	0,7032	0,07558	1,422	13,23	98,02	135,99	37,96	0,99270	1,13644
- 8	2,3984	0,7047	0,07313	1,419	13,68	98,23	136,09	37,86	0,99351	1,13633
- 7	2,4833	0,7062	0,07078	1,416	14,13	98,45	136,20	37,75	0,99432	1,13620
- 6	2,5712	0,7077	0,06852	1,413	14,60	98,67	136,32	37,65	0,99514	1,13609
- 5	2,6602	0,7092	0,06635	1,410	15,08	98,89	136,43	37,54	0,99595	1,13598
- 4	2,7531	0,7107	0,06427	1,407	15,57	99,11	136,54	37,43	0,99676	1,13586
- 3	2,8479	0,7127	0,06226	1,403	16,07	99,33	136,65	37,32	0,99757	1,13575
- 2	2,9439	0,7143	0,06028	1,400	16,59	99,56	136,77	37,21	0,99839	1,13565
- 1	3,0446	0,7158	0,05844	1,397	17,11	99,78	136,88	37,10	0,99919	1,13555
0	3,1465	0,7173	0,05667	1,394	17,65	100,00	136,99	36,99	1,00000	1,13546
+ 1	3,2511	0,7189	0,05496	1,391	18,20	100,22	137,10	36,88	1,00081	1,13535
+ 2	3,3583	0,7205	0,05330	1,388	18,76	100,45	137,21	36,76	1,00161	1,13524
+ 3	3,4676	0,7220	0,05168	1,385	19,35	100,67	137,32	36,65	1,00242	1,13515
+ 4	3,5804	0,7241	0,05012	1,381	19,95	100,90	137,43	36,53	1,00322	1,13506
+ 5	3,6959	0,7257	0,04863	1,378	20,56	101,12	137,54	36,42	1,00402	1,13497
+ 6	3,8135	0,7273	0,04721	1,375	21,18	101,35	137,65	36,30	1,00483	1,13488
+ 7	3,9348	0,7289	0,04583	1,372	21,82	101,58	137,76	36,18	1,00563	1,13480
+ 8	4,0592	0,7310	0,04450	1,368	22,47	101,80	137,86	36,06	1,00643	1,13471
+ 9	4,1853	0,7326	0,04323	1,365	23,13	102,03	137,97	35,94	1,00723	1,13462
+ 10	4,3135	0,7342	0,04204	1,362	23,79	102,26	138,08	35,82	1,00803	1,13455
+ 11	4,4466	0,7358	0,04086	1,359	24,48	102,49	138,18	35,69	1,00883	1,13446
+ 12	4,5828	0,7380	0,03970	1,355	25,19	102,72	138,29	35,57	1,00963	1,13439
+ 13	4,7209	0,7396	0,03858	1,352	25,92	102,95	138,39	35,44	1,01042	1,13430
+ 14	4,8621	0,7413	0,03751	1,349	26,66	103,18	138,49	35,31	1,01122	1,13422
+ 15	5,0076	0,7435	0,03648	1,345	27,41	103,42	138,61	35,19	1,01201	1,13414
+ 16	5,1550	0,7452	0,03547	1,342	28,19	103,65	138,70	35,05	1,01281	1,13407
+ 17	5,3067	0,7468	0,03449	1,339	28,99	103,88	138,81	34,93	1,01361	1,13400
+ 18	5,4605	0,7491	0,03354	1,335	29,87	104,12	138,91	34,79	1,01440	1,13392
+ 19	5,6172	0,7507	0,03263	1,332	30,65	104,35	139,01	34,66	1,01519	1,13385
+ 20	5,7786	0,7524	0,03175	1,329	31,50	104,59	139,12	34,53	1,01598	1,13378
+ 21	5,9432	0,7547	0,03089	1,325	32,38	104,82	139,21	34,39	1,01678	1,13372
+ 22	6,1112	0,7570	0,03005	1,321	33,28	105,06	139,31	34,25	1,01757	1,13366
+ 23	6,2825	0,7587	0,02925	1,318	34,19	105,29	139,40	34,11	1,01835	1,13356
+ 24	6,4584	0,7605	0,02848	1,315	35,11	105,53	139,50	33,97	1,01914	1,13350
+ 25	6,6363	0,7628	0,02773	1,311	36,07	105,77	139,61	33,84	1,01992	1,13346
+ 26	6,8175	0,7645	0,02700	1,308	37,04	106,01	139,70	33,69	1,02072	1,13337
+ 27	7,0020	0,7669	0,02629	1,304	38,04	106,25	139,79	33,54	1,02151	1,13329
+ 28	7,1933	0,7692	0,02560	1,300	39,06	106,49	139,89	33,40	1,02229	1,13322
+ 29	7,3863	0,7710	0,02494	1,297	40,10	106,73	139,98	33,25	1,02307	1,13315
+ 30	7,5810	0,7734	0,02433	1,293	41,11	106,97	140,08	33,11	1,02387	1,13310
+ 31	7,7826	0,7758	0,02371	1,289	42,18	107,21	140,16	32,95	1,02465	1,13301
+ 32	7,9897	0,7782	0,02309	1,285	43,31	107,45	140,25	32,80	1,02543	1,13294
+ 33	8,2003	0,7800	0,02250	1,282	44,45	107,69	140,34	32,65	1,02620	1,13286
+ 34	8,4087	0,7825	0,02192	1,278	45,62	107,94	140,43	32,49	1,02699	1,13280
+ 35	8,6264	0,7849	0,02136	1,274	46,81	108,18	140,51	32,33	1,02778	1,13273
+ 36	8,8475	0,7874	0,02083	1,270	48,01	108,43	140,61	32,18	1,02856	1,13266
+ 37	9,0726	0,7893	0,02030	1,267	49,25	108,67	140,69	32,02	1,02934	1,13259
+ 38	9,2989	0,7918	0,01980	1,263	50,51	108,92	140,77	31,85	1,03011	1,13250
+ 39	9,5351	0,7943	0,01931	1,259	51,79	109,16	140,85	31,69	1,03089	1,13243
+ 40	9,7707	0,7968	0,01882	1,255	53,13	109,41	140,94	31,53	1,03167	1,13236
+ 41	10,014	0,7994	0,01835	1,251	54,49	109,66	141,02	31,36	1,03246	1,13229
+ 42	10,257	0,8019	0,01789	1,247	55,90	109,91	141,10	31,19	1,03324	1,13222
+ 43	10,511	0,8045	0,01744	1,243	57,34	110,16	141,18	31,02	1,03400	1,13212
+ 44	10,763	0,8071	0,01700	1,239	58,83	110,41	141,25	30,84	1,03478	1,13204
+ 45	11,023	0,8104	0,01656	1,234	60,38	110,66	141,33	30,67	1,03556	1,13197
+ 46	11,283	0,8130	0,01614	1,230	61,95	110,91	141,40	30,49	1,03634	1,13188
+ 47	11,553	0,8157	0,01573	1,226	63,57	111,15	141,48	30,31	1,03711	1,13180
+ 48	11,828	0,8190	0,01533	1,221	65,24	111,42	141,56	30,14	1,03789	1,13173
+ 49	12,108	0,8217	0,01494	1,217	66,94	111,67	141,64	29,97	1,03865	1,13166
+ 50	12,386	0,8244	0,01459	1,213	68,56	111,94	141,73	29,79	1,03945	1,13163

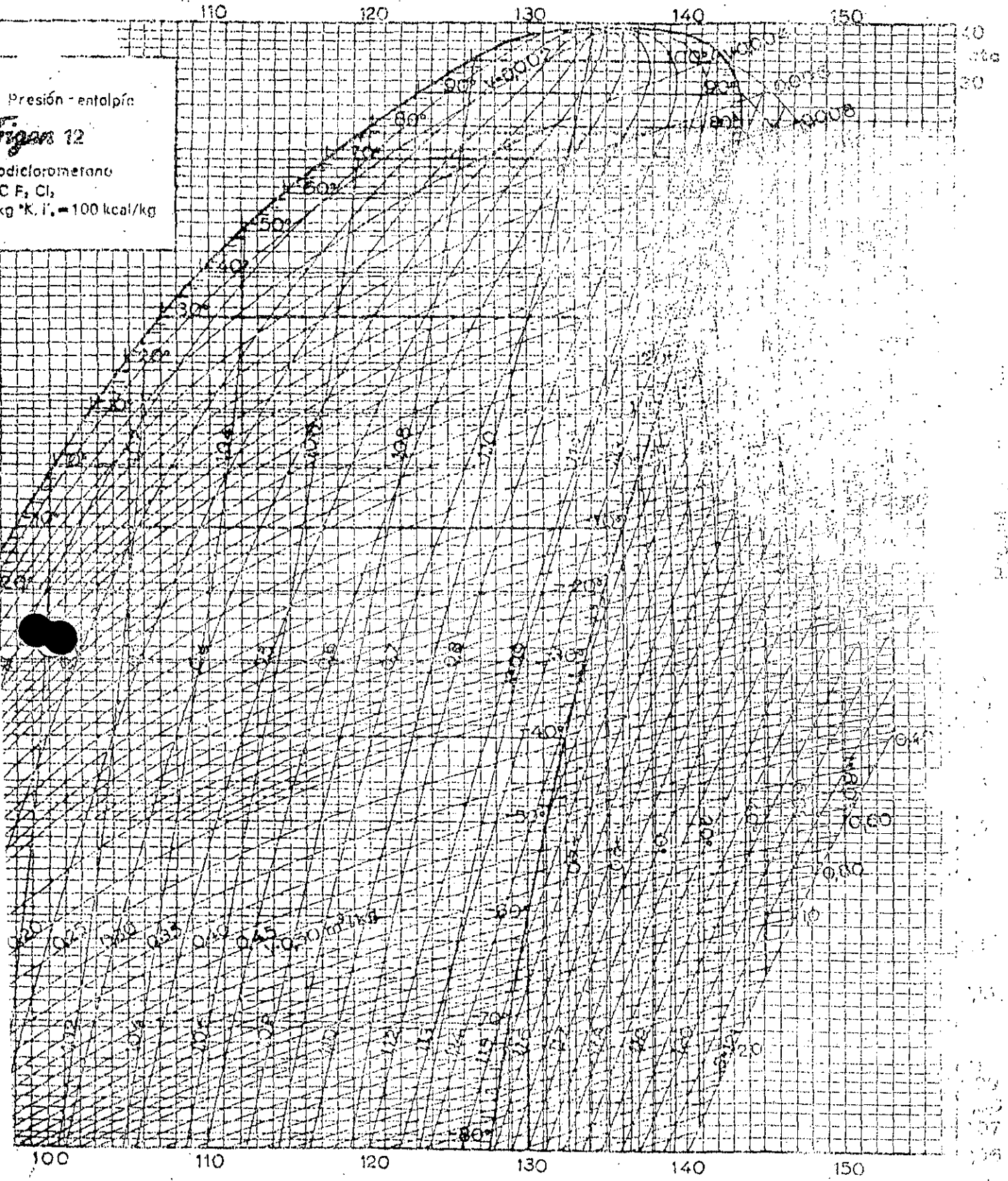
Apêndice

Entalpía, i'' en kcal/kg



Entalpía, i'' en kcal/kg

Entalpía "i" en kcal/kg

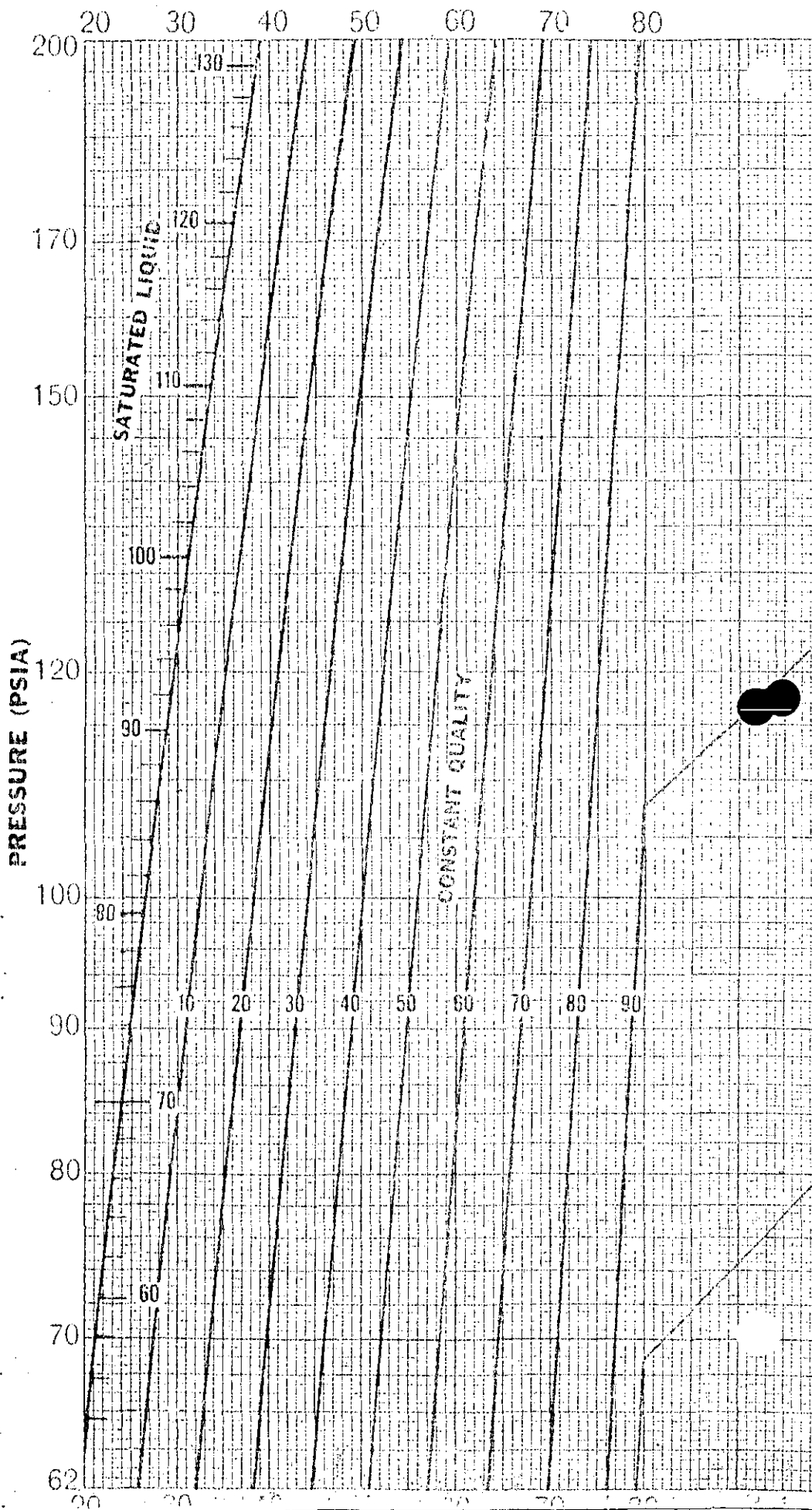


Entalpía "i" en kcal/kg



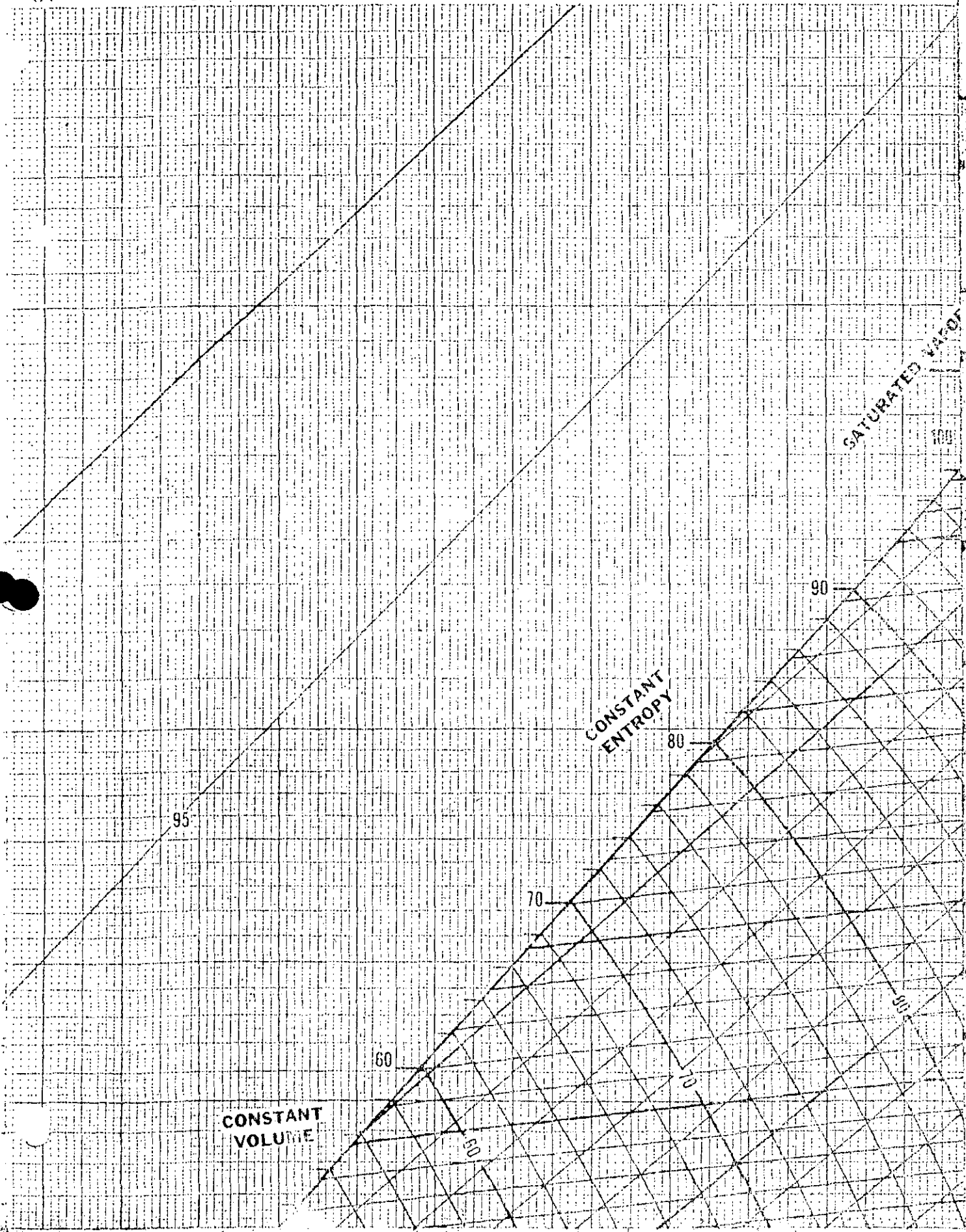
PRESSURE RANGE:
62 to 200 PSIA

TEMPERATURE °F
ENTROPY Btu/(lb)(°R)
VOLUME cu ft/lb
QUALITY wt %



Reprinted with permission of
E. I. Du Pont De Nemours & Co.

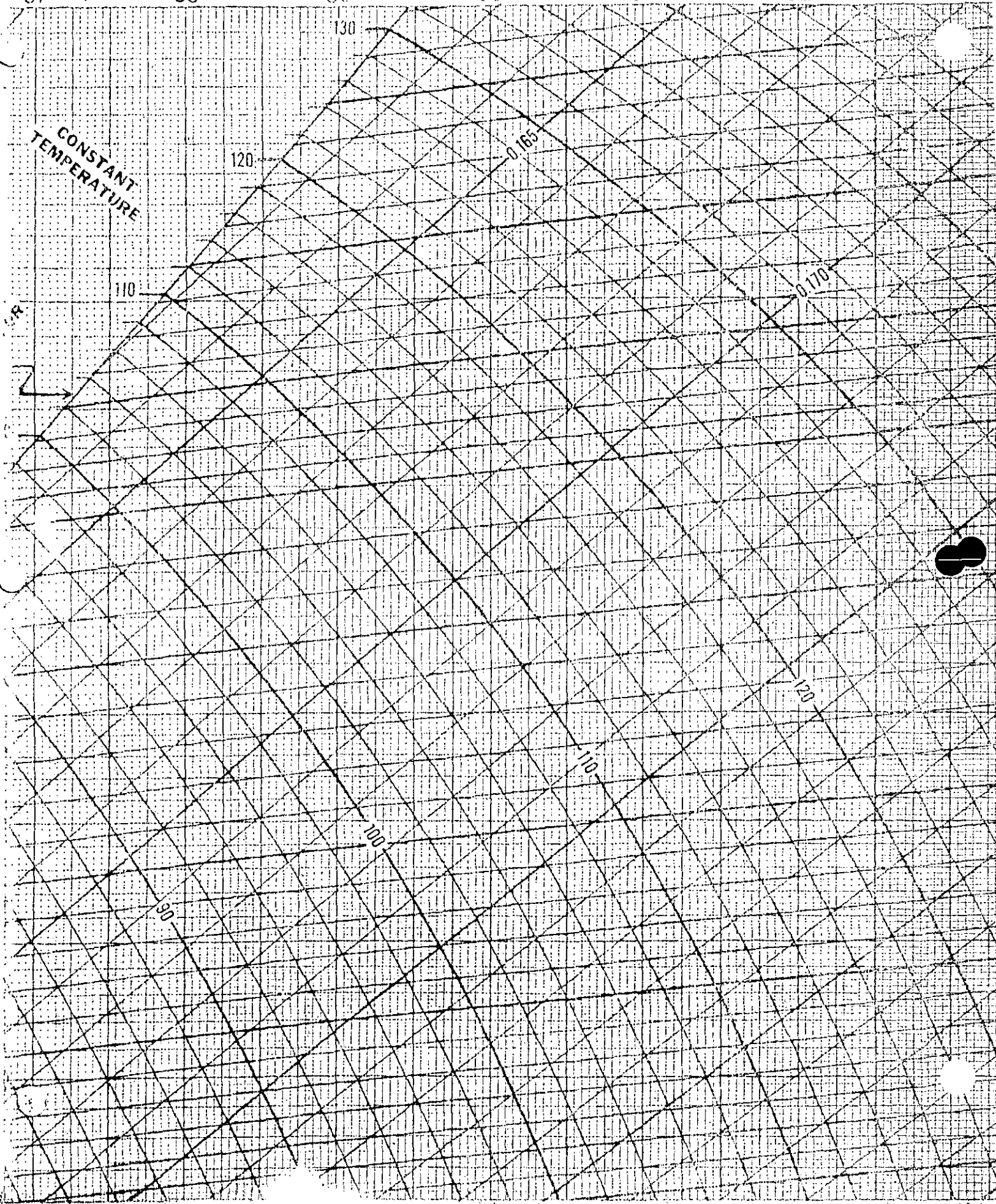
81 82 83 84 85 86



81 82 83 84 85 86

87 88 89 90 91 92 93

CONSTANT
TEMPERATURE



87 88 89 90 91 92 93

93

94

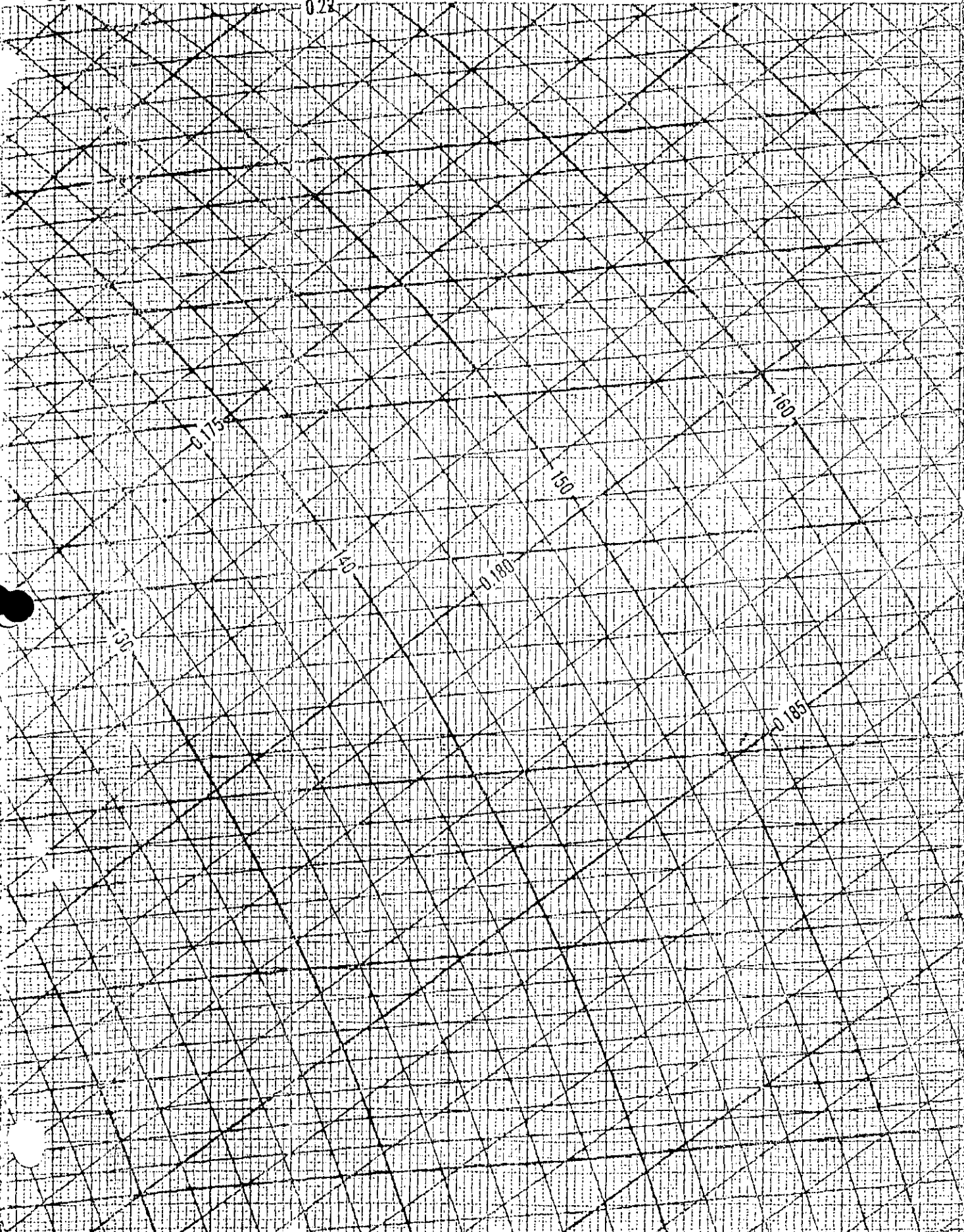
023

95

96

97

98



0.150

100

150

140

0.180

130

0.185

93

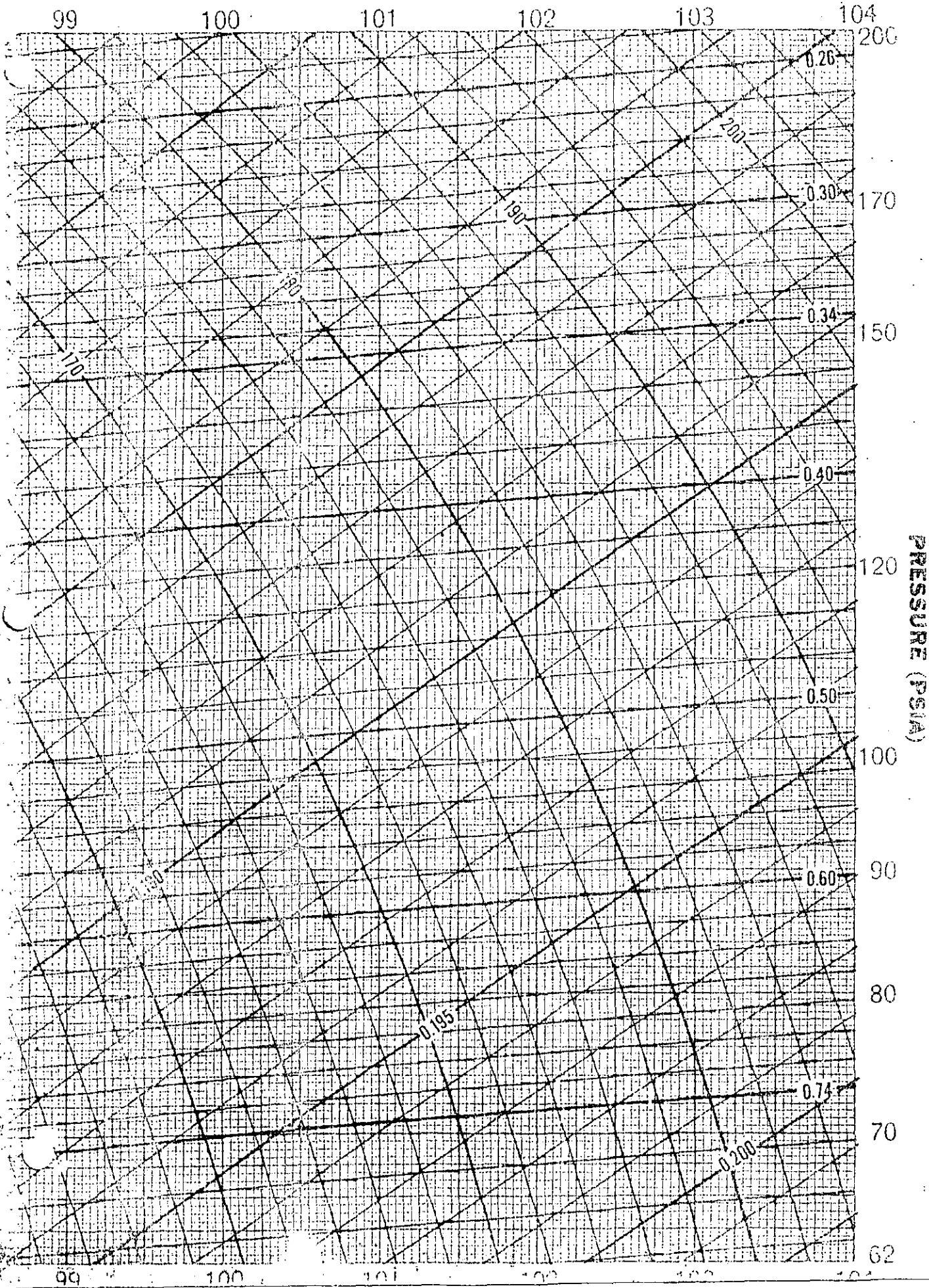
94

95

96

97

98





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

PROYECTO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

NOVIEMBRE, 1984

I. INTRODUCCION:

La función de una instalación de aire acondicionado, es la de mantener un ambiente dentro de las condiciones exigidas por los usuarios, procesos o materiales que se encuentran en los espacios acondicionados.

Para cumplir con esta función los fabricantes de aire acondicionado ofrecen diversos equipos, los que utilizados en forma coordinada en una instalación, constituyen un sistema.

La evaluación de los diferentes sistemas que puedan cumplir con los requisitos fijados por el beneficiario de la instalación de aire acondicionado es un paso básico e indispensable para un proyectista o persona que asume la responsabilidad por el diseño de la instalación. Para ello el diseñador debe estar familiarizado con las características, ventajas, -- desventajas y limitaciones de cada sistema.

II. SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO:

Según el medio refrigerante que se lleva al espacio acondicionado, los sistemas de aire acondicionado se pueden clasificar en cuatro grupos:

- Sistemas unitarios de expansión directa.
- Sistemas todo agua.
- Sistemas combinados agua-aire.
- Sistemas todo aire.

Los tres últimos sistemas son conocidos como sistemas centrales, si el equipo de refrigeración se encuentra centralizado en una área fuera del ambiente acondicionado.

Una instalación puede utilizar uno o más de estos sistemas para poder llenar mejor los requisitos de cada ambiente.

III. SISTEMAS UNITARIOS DE EXPANSION DIRECTA:

Los sistemas unitarios de expansión directa consisten de una o más unidades instaladas dentro del ambiente acondicionado, en las cuales el aire que circula en estas unidades es enfriado directamente por el refrigerante. Ejemplos de unidades para uso en este tipo de sistema, son las unidades de ventana y los equipos paquete o "split" que se instalan dentro del ambiente con un plenum y rejilla o difusor para la distribución del aire.

Unidades de expansión directa que se instalan fuera del área acondicionada con ductos para suministrar y retornar el aire, no pueden clasificarse como sistemas unitarios de expansión directa, ya que ellos forman par

te de los sistemas todo aire que se verán más adelante.

Este sistema es muy popular por las ventajas que se verán más adelante y su uso se ha difundido a toda clase de instalaciones, tales como edificios de oficinas, hoteles, centros comerciales, etc.. Versiones especiales de este tipo de unidades se utilizan en el acondicionamiento de salas de computadoras y laboratorios donde los requisitos de control son más exigentes.

IIIa. VENTAJAS:

Las principales ventajas de los sistemas unitarios de expansión directa son:

- Costo inicial generalmente bajo.
- El uso de unidades múltiples permite el control individual de ambientes pequeños a bajo costo.
- Su disponibilidad es generalmente para entrega inmediata.
- De fácil instalación u operación.
- De fácil mantenimiento y servicio, no requiere de personal altamente especializado.
- Muchos fabricantes ofrecen estos equipos de diseño, cuyas capacidades han sido probadas y certificadas por organismos independientes para garantía del usuario.
- Permite apagar las unidades en áreas que no se estén usando sin afectar las otras.
- El daño a un equipo afecta únicamente el área que éste sirve sin tener ningún efecto en las áreas vecinas.
- La responsabilidad por los equipos no se diluye, pues estos provienen de un solo proveedor.

IIIb. DESVENTAJAS:

Algunas de las desventajas y limitaciones de los equipos unitarios de expansión directa son:

- La vida útil de estos equipos es generalmente limitada y depende mucho del diseño y calidad del equipo, por lo tanto esta limitación en gran parte varía entre los diferentes fabricantes de estas unidades.

-Es posiblemente el sistema central más fácil de utilizarse en un edificio ya existentes por requerir poco espacio para el paso de los servicios.

IVb. DESVENTAJAS.

- Requiere de mantenimiento dentro de las áreas acondicionadas, lo cual interrumpe la rutina de funcionamiento dentro de éstas.
- La ventilación es limitada, a no ser que se use en combinación con un sistema todo aire.
- La eficiencia de filtración es pobre, y los filtros requieren ser cambiados con cierta frecuencia, porque de otra forma la unidad pierde capacidad sensiblemente.
- El control de humedad es muy limitado, por lo que este sistema es recomendado únicamente para instalaciones de confort.
- El nivel de ruido en el área acondicionada, depende la calidad del "fan coil". Con los años estas unidades generalmente tienden a hacerse más ruidosas.

SISTEMAS COMBINADOS AGUA-AIRE.

Estos sistemas al medio refrigerante que llega al ambiente que se desea acondicionar es aire frío y agua fría. Este sistema surgió para aprovechar las ventajas del sistema todo agua, y eliminar sus desventajas.

El aire y el agua que llegan al espacio acondicionado son enfriados o calentados, según sea necesario, en aparatos ubicados en salas de máquinas fuera de las áreas acondicionadas.

La unidad terminal más comúnmente utilizada para este sistema, es la unidad de inducción. También se ha utilizado como unidad terminal en este sistema, la unidad fan coil, suministrándole una cantidad de aire ya tratado.

El aire tratado que se suministra a la unidad fan coil se denomina aire primario para distinguirlo del aire del ambiente que la terminal hace circular, el cual recibe el nombre de aire secundario.

Este sistema permite suministrar todo el enfriamiento requerido en el verano y toda la calefacción requerida en el invierno de los espacios donde van instaladas las unidades terminales. Además permite dar calefacción a unas áreas y enfriamiento de otras.

El sistema agua-aire se utiliza en áreas perimetrales de edificios, donde existen grandes variaciones de carga. Además ha sido utilizado en hoteles, edificios de apartamentos, hospitales, escuelas, laboratorios etc., ya que el aire primario puede dar la ventilación y filtración que puedan ser requeridas por la obra. Las zonas interiores se acondicionan con un sistema convencional todo aire.

Va. VENTAJAS.

- Permite el control individual de la temperatura en los espacios acondicionados.
- Permite el suministro de la cantidad de ventilación requerida.
- La unidad de inducción requiere poco mantenimiento por no tener partes mecánicas móviles sujetas a desgaste.
- Permite enfriar o calentar los ambientes en forma simultánea, permitiendo mayor flexibilidad en el control de la temperatura.
- El mantenimiento del sistema es más fácil por estar los equipos mecánicos centralizados.
- El área necesaria para el paso de los servicios es relativamente pequeña, pues la cantidad de aire primario se puede limitar a la mínima requerida por la ventilación.
- Los componentes del sistema tienen una mayor duración.
- Si las terminales están bien seleccionadas, el nivel de ruido en las áreas acondicionadas es bajo.
- Las salas de máquinas para las unidades que acondicionan el aire primario son de menor tamaño, porque estos equipos solo acondicionan una cantidad mínima de aire.
- En época fría se hace el uso del aire exterior para acondicionar los ambientes, sin utilizar el equipo de refrigeración.

Vb. DESVENTAJAS.

- Su costo inicial es generalmente superior a otros sistemas.
- El diseño y operación de un sistema de inducción es generalmente más complejo que el de otros sistemas, por lo que su diseño y operación requiere de mayor experiencia.
- No es posible cerrar el suministro de aire primario a las áreas que no están en uso.

- No existe opción de escoger componentes de la unidad para llenar - mejor las condiciones requeridas por la instalación. Por ejemplo las unidades de ventana son diseñadas para un factor de calor sensible de aproximadamente 70%, y su capacidad es determinada considerando que las condiciones en el ambiente acondicionado son 80F - (26.7C) bulbo seco y 67F (19.4C) bulbo húmedo, si los requisitos - del ambiente difieren de estos, es necesario corregir la capacidad indicada para estos equipos. Existen limitaciones similares con los equipos paquete.
- El consumo de energía de estos equipos es generalmente mayor a sistemas centrales, a menos que en la instalación existan áreas de uso intermitente que permita se apaguen las unidades que sirven a estas áreas.
- El control de estas unidades es únicamente un termostato que arranca y detiene el compresor, por lo que la temperatura del ambiente tiende a fluctuar en forma notable.
- El nivel de ruido dentro del área acondicionada, y a menudo fuera de ella, es mayor cuando se usan estos equipos, que cuando se trata de un sistema central.
- La apariencia, tanto dentro como fuera del área acondicionada, puede ser causa de problemas estéticos con la fachada del edificio o el decorado interior de los ambientes. Otro problema estético, - lo presenta el condensado que a menudo gotea de estas unidades.
- El mantenimiento y servicio requiere que los mecánicos ingresen a las áreas de trabajo de los espacios acondicionados con la consiguiente interrupción de la rutina de trabajo y posible daño al mobiliario.
- La capacidad de ventilación es limitada o inexistente, por lo que la dilución de olores es inadecuada.
- La eficiencia de filtración es baja, por lo que no es aconsejable su uso en áreas que requieren un alto nivel de limpieza.

IV. SISTEMAS TODO AGUA:

Los sistemas todo agua, consisten de un enfriador de agua, las unidades terminales dentro de los ambientes acondicionados, la red de tubería que une a estos dos elementos y una bomba que circula el agua entre el enfriador y las terminales.

En los sistemas todo agua, el enfriamiento total requerido por el ambiente se efectúa en las unidades terminales que se encuentran instaladas dentro de éste. Las unidades terminales son conocidas con el nombre de "fan coil", y consisten de un serpentín de enfriamiento, por el que circula el agua helada y un ventilador que circula el aire del ambiente por el serpentín. La ventilación puede obtenerse a través de huecos en la pared a través de los cuales toma aire fresco la unidad "fan coil".

Durante el invierno se puede lograr la calefacción circulando agua caliente en vez de agua helada. Una simple modificación al serpentín del "fan coil" y a la tubería del sistema, permite que la unidad pueda enfriar o calentar el ambiente, dando mayor flexibilidad a la instalación.

El sistema todo agua es comunmente utilizado en hoteles y edificios de apartamentos. También se le utiliza para acondicionar las áreas perimetrales de edificios de oficinas en combinación con un sistema todo aire para el interior. Ha sido utilizado en ocasión para acondicionar salas de pacientes en hospitales, aunque su baja eficiencia de filtración y requisitos de mantenimiento hacen de este, uso limitado.

IVa. VENTAJAS:

- El sistema todo agua o "fan coil", requiere de poco espacio para sala de máquinas y para paso del servicio, ya que sólo ingresa al local las tuberías que alimentan al fan coil.
- Permite la centralización del equipo de refrigeración (agua helada), haciendo más fácil el servicio y mantenimiento de este.
- El uso de la planta central de agua helada permite el uso del factor de diversificación, permitiendo la instalación de unidades de refrigeración de menor capacidad.
- Permite el uso del equipo de enfriamiento más conveniente para el proyecto, pues este puede movido eléctricamente (enfriadores recíprocos y centrífugos) o térmicamente (unidades de absorción).
- Permite el control individual y no permite la contaminación de un ambiente por otro.
- Permite apagar los equipos en áreas, que no estén en uso permitiendo así un ahorro en el consumo de energía de la instalación.
- Puede enfriar o calentar el ambiente, dependiendo si se suministra agua fría o caliente al serpentín. Con la modificación del doble-serpentín permite el enfriamiento y la calefacción en forma simultánea, ofreciendo así mayor flexibilidad.

- Requiere mantenimiento de las unidades terminales que están instaladas dentro de los ambientes acondicionados.
- En muchas aplicaciones sólo se le puede usar en la periferie del edificio, requiriéndose de otro sistema para las zonas interiores.
- No es posible usarlo en áreas que requieren mucha ventilación, a menos de que ésta se provea con otro sistema.
- Generalmente requiere de una baja temperatura de suministro de agua a la unidad que acondiciona el aire primario para poder deshumedecer adecuadamente este aire.
- Condiciones extraordinarias pueden causar condensación en las unidades de inducción, lo cual no estaba previsto en el diseño original con la consiguiente posibilidad de que se produzcan daños en el mobiliario del ambiente.

V. SISTEMAS TODO AIRE:

En los sistemas todo aire la capacidad total de enfriamiento, sensible y latente, requerida por el ambiente, lo suministra la corriente de aire frío y deshumedecido que se introduce al ambiente.

Existe una gran variedad de unidades que caen dentro de la clasificación de sistemas todo aire, por lo que estos pueden considerarse como los sistemas más versátiles. Debido a la gran variedad de unidades disponibles, estas se pueden primero clasificar en dos grandes grupos:

- Sistemas de una corriente de aire.
- Sistemas de dos corrientes de aire.

En los sistemas de una corriente de aire, el aire pasa en serie por los serpentines de enfriamiento y calefacción, y se lo suministre a todos los ambientes a una temperatura común. Dentro de esta categoría se encuentran los siguientes sistemas:

- Unizona de conducto sencillo, caudal constante.
- Unizona de conducto sencillo, caudal variable.
- Unizona de conducto sencillo, inducción/caudal variable.
- Unizona de conducto sencillo, con recalentamiento por zona.

En los sistemas de dos corrientes de aire, la unidad acondicionadora suministra dos corrientes de aire a diferentes temperaturas, las que posteriormente se mezclan para suministrarse como una sola al ambiente acondicionado.

La temperatura del aire que ingresa a cada ambiente varía según la cantidad de aire que se tome de una corriente o la otra. Esta mezcla de las dos corrientes puede efectuarse en la unidad acondicionadora o en una caja de mezcla en el ambiente, lo que permite dividir a estos sistemas en dos:

- Multizona.
- Doble ducto.

En la multizona la mezcla se efectúa en la unidad acondicionadora y se lleva un solo ducto a cada zona. El número de zonas de control posible a obtenerse está limitado por el número disponible en la unidad multizona. En el sistema doble ducto, la mezcla se efectúa en una caja de mezcla terminal a la cual se le suministra dos corrientes de aire. La operación es similar a la multizona, excepto que no hay límite práctico al número de zonas de control posibles de obtener.

Los sistemas todo aire pueden utilizarse prácticamente en todo tipo de instalación, tanto comercial como industrial. Desde instalaciones donde se requieren gran multiplicidad de zonas pequeñas de control como son edificios de oficinas, hasta aquellas con grandes áreas abiertas, como fábricas, aeropuertos, auditorios, teatros, etc.. Permite un control muy preciso de la temperatura, humedad, ventilación y filtración por lo que es también adaptable a usarse en laboratorios y otras áreas donde esta cualidad es importante.

VENTAJAS:

- Centralización de los equipos de acondicionamiento permite su fácil operación y mantenimiento, y éste no se lleva a cabo en los ambientes acondicionados. También reduce el número de equipos que hay que operar y mantener.
- El uso de unidades centrales para acondicionar el aire, hace posible el uso de filtros más efectivos, proporcionar mejor ventilación y obtener una instalación silenciosa.
- Permite el uso de aire exterior para enfriar los ambientes durante la época fría, economizándose la operación del equipo de refrigeración.
- Dependiendo del sistema que se escoja, permite gran flexibilidad en el número de zonas de control para permitir un control prácticamente individual.
- En general, estos sistemas son de fácil diseño y operación.
- No interfiere con el decorado interior de los espacios, pues no requiere de equipos que vayan dentro de estos espacios.
- Economía de operación en los sistemas de caudal variable.

- Pueden utilizarse con cualquier medio refrigerante, agua helada o expansión directa.

Vb. DESVENTAJAS:

- Requiere de más espacio para el paso de los servicios (ductos), - especialmente en instalaciones de baja velocidad.
- Los sistemas que no usan terminales de balanceo automático, requieren de balanceo del aire.
- Si se usan terminales de aire, el acceso a ellas requiere de una buena coordinación en el diseño y ejecución de la obra.





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACUNDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

SISTEMAS DE CONDUCCION DE AIRE DUCTOS Y DIFUSORES

NOVIEMBRE, 1984

1).- INTRODUCCION.- Buenas noches, es un honor para un servidor, tener la oportunidad de dirigirse a ustedes esta noche, para hablarles de un tema que, dentro del campo del aire acondicionado es muy importante, pues hablar de los "DIFERENTES SISTEMAS Y CARACTERISTICAS DE CONDUCCION DE AIRE Y SU DISEÑO" es un verdadero compromiso, pues significa el -- querer exponer algo conocido y manejado con precisión por la mayoría de ustedes.

Voy a relatarles, antes de iniciar mi platica, parte de las actividades que un servidor ha desarrollado durante su vida profesional esto con el fin de solicitar su benevolencia si por desconocimiento o falta de oportunidad, no he tenido ocasión de proyectar, o instalar algún Sistema de conducción de aire, por alguno de ustedes, dominado, pero como escucharon desde hace 10 años que presto mis servicios en el IMSS y esta Institución que se encarga de llevar los beneficios de la seguridad social a la mayor parte posible de mexicanos, trata de habilitar la mayoría de sus Unidades Médicas en la República y cuenta con un presupuesto limitado para implementar los sistemas de acondicionamiento de aire en sus unidades, por esta razón aunados a los programas de construcción, se proyecta y construyen en la actualidad sistemas de acondicionamiento de aire de tipo "normal" o estándar, Clasificando estos como los que tienen para la conducción y distribución de aire ductos de baja velocidad de sección rectangular. Conocemos otros sistemas, estamos concientes de los adelantos de la técnica en este medio, pero nos limitan nuestros propios programas, un caso reciente es el Hospital General de Zona que se construyó en la Ciudad de Colima, Col. en el cual, tuvimos la cooperación de connotados especialistas, se efectuó un concurso y fué proyectado con un sistema de alta velocidad, se envió a la Jefatura de Construcciones y el ganador de la obra se tropezó con el problema de no poder cumplir con el tiempo programado debido a que los accesorios tales como cajas reductoras de velocidad, compuertas, difusores lineales y controles de temperatura y humedad neumáticas no se podían conseguir a tiempo para la entrega de la obra lo que obligó a que nos solicitaran un nuevo proyecto con el sistema convencional de baja velocidad y ductos rectangulares. En otras palabras esta oportunidad que tengo de platicar con ustedes la quiero aprovechar para que sepan que no estamos rezagados en cuanto a avances en el medio sino que nuestros propios programas nos obligan a seguir hasta la administración actual, utilizando los sistemas por todos conocidos; no es un secreto para los aquí reunidos que actualmente el -

IMSS es la Institución que más aire acondicionado instala en nuestro país.

En el IMSS, a partir de hace 10 años se han realizado las normas de diseño de instalaciones que rigen actualmente en la mayor parte de las obras que se proyectan y construyen en nuestro país y en América Latina, eso nos obliga a estar siempre al día en lo que a adelantos tecnológicos se refiere. Periodicamente revisamos nuestras normas y las actualizamos para beneficio de nuestros derechohabientes.

Bien pero entremos en materia de nuestra plática. Los sistemas de conducción de aire podemos clasificarlos básicamente en dos: alta y baja presión.

La línea de velocidad que nominalmente divide estos sistemas es la de los 2,000 p.p.m. (610 m/mins.), aunque también es aceptable la de los 1,500 p.p.m. (457 m/min.) y la experiencia nos ha demostrado que hay secciones de ducto que trabajan satisfactoriamente entre 2,200 p.p.m. (670 m/min.) o 2,500 p.p.m. (762 m/min.) a presiones estáticas de 1" o menores.

TABLA 1-1 (Proyector cuerpos opacos)

DESCRIPCION DE UN DUCTO.- Es un aditamento estructural cuya función primaria es transportar el aire entre puntos específicos, el ducto debe realizar este trabajo llenando ciertas características y apoyándose en diversos elementos tales como lámina, refuerzos, juntas, sellos y soportes. Práctico y teóricamente un ducto debe proyectarse considerando los siguientes puntos:

- a) Estabilidad funcional (deformación y deflexión)
- b) Que contenga y retenga el aire que va a ser transportado
- c) Vibración
- d) Generación y transmisión de ruido
- e) Exposición a maltrato, condiciones climatológicas extremas
- f) Soportación

Además se debe tomar en cuenta las presiones diferenciales a través de los ductos de mampostería, pérdidas por fricción, velocidad del aire, infiltración, como partes integrantes de un Sistema de ductos, también es conveniente considerar el aspecto económico para la mejor selección de las medidas con el objeto de que el diseño de un ducto sea el más adecuado.

Los sistemas de ductos tienen también dos categorías a saber:

- a) Ducto Sencillo
- b) Ducto Doble

FIGURAS 1-1 y 1-2 1-3 y 1-4

Los sistemas de ductos individuales pueden contener partes del mismo bajo presión positiva y/o negativa y las velocidades dentro del Sistema - pueden variar de punto a punto: en serpentines y filtros la velocidad - normalmente anda entre los 500 a 600 p.p.m. (152 a 183 m/min.); en la - salida de los ventiladores varían entre 1,000 a 3,000 p.p.m. (305 a 914 m/min.) y la velocidad en los ductos principales y ramales pueden estar a niveles variables o constantes ya sea altos o bajos.

Con los diferentes métodos de diseño de ductos (igual fricción, recuperación estática, reducción de velocidad, presión total, etc.) y los diferentes tipos de sistemas disponibles, la eficiencia no puede ser económicamente optimizada a menos que el calculista correlacione adecuadamente la presión, la velocidad y los detalles constructivos.

En terminos generales la rigidez de un ducto junto con la deflexión y fugas son funciones mas de presión que de velocidad. En sistemas convencionales, el ruido, la vibración y la perdida de fricción están mas relacionadas con la velocidad.

Debido a que la presión total disminuye en la dirección del flujo, la clasificación de la presión de un ducto es igual a la presión de salida del ventilador o también la presión estática que debe vencer el ventilador y esta no puede aplicarse económicamente a todo el sistema de ductos.

Por eso se recomienda para una clara y correcta interpretación de los requerimientos del sistema que los planos de ductos muestren las dimensiones de cada tramo.

Las limitaciones de espacio en los edificios modernos obligan a reducir las dimensiones de los ductos, por lo tanto para conducir los volúmenes necesarios de aire se deben emplear altas velocidades. El incremento de la velocidad trae como consecuencia una mas alta perdida por fricción y para mantener el flujo contra la alta fricción en el ducto, es necesario tener mayor presión en la fuente del aire, por esta razón los términos "alta presión" y "alta velocidad", generalmente andan juntos.

En acondicionamiento de aire, los ductos de alta presión, se usan juntamente con varios tipos de sistemas de los cuales los mas populares son los de doble ducto, inducción, y con terminales de recalentamiento. Algunos sistemas de volumen variable necesitan tramos de ductos de alta presión.

Los ductos de alta presión pueden, en efecto, ser usados en cualquier sistema de aire acondicionado mientras se hagan las previsiones para controlar el flujo y atenuar el sonido a la salida del aire.

Las instalaciones de inducción y con terminales de recalentamiento, normalmente tienen una condición de flujo constante después del balance inicial, por lo tanto, la velocidad y la presión, en un punto dado del sistema permanecen constantes mientras el sistema está en operación. Bajo estas condiciones, es posible que las secciones del mismo sistema del ventilador operen a diferente clasificación de presión. Esta clasificación de presión es importante para sistemas de ductos rectangulares. FIG. 1-3

Aquí se representa un sistema típico de ductos con terminales de recalentamiento de inyección en este ejemplo la presión estática total del ventilador es 10" H₂O. Después de ajustar las pérdidas por fricción del equipo, y las ganancias o pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante al principio de la descarga del ducto debe ser de 8". Si los requerimientos de aire del sistema son esencialmente fijos, es posible definir las pérdidas de fricción en el ducto. Como se muestra en la figura, el ducto después del punto B opera a menos de 6"; por lo tanto los ductos entre los puntos A a B deben ser clasificados como de alta presión mientras que los ductos después del punto B (arriba del aditamento para reducir la presión) pueden clasificarse como de presión media. Este análisis del sistema puede permitir el uso de 3 o 4" de presión estática. También.

Para una clara interpretación de un sistema de ductos rectangulares de alta presión, es conveniente en los planos correspondientes indicar donde hay cambios de presión.

Por otro lado, en el caso de sistemas de doble ducto, el flujo del aire puede variar grandemente a lo largo de la operación normal del sistema. FIG. 1-4

En esta figura se representa un sistema de doble ducto y en este ejemplo, la presión estática del ventilador es de 8" H₂O, después de ajustar las pérdidas por fricción y las ganancias o pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante en el pleno de descarga del ventilador debe ser de 6". Durante la operación normal, la presión estática en el punto B podría ser tan baja como 1", debido a las pérdidas de fricción entre los puntos A y B, sin embargo, si todas las cajas mezcladoras requieren dar el 100% de enfriamiento (lo cual puede ocurrir al arrancar el sistema), no habría flujo de aire en el ducto caliente. Y si no hay pérdida de fricción sin flujo, por lo tanto la presión estática en los puntos A y B será la misma; y la misma situación puede ocurrir en el ducto frío. Con este tipo de sistema todos los ductos

- 6 -

tos deben ser contruidos para resistir la máxima presión estática en el pleno de descarga del ventilador que en este caso es de 6". También para estos sistemas se recomienda en los planos de ductos, determinar y especificar las clasificaciones de presión en el sistema de ductos rectangulares, e indicar claramente la diferencia entre la presión estática total del ventilador y la presión estática neta en el pleno de descarga.

TIPOS DE DUCTOS DE ALTA PRESION.- Los ductos de alta presión pueden hacerse redondos, rectangulares u ovalados, pero en todos ellos se debe considerar el menor costo inicial, y la facilidad para su instalación.

El ducto ovalado combina las ventajas del ducto redondo y del rectangular y se utiliza en espacios donde no cabe el ducto redondo aunque se emplean las mismas técnicas para su fabricación que las utilizadas en las fabricación del ducto redondo.

El ducto ovalado tiene menor superficie recta la cual es susceptible a la vibración y requiere menores refuerzos que su correspondiente ducto rectangular; en su fabricación puede ser unido usando junta del tipo deslizable aplicando un sellador que garantice una buena junta. En dimensiones grandes se pueden usar juntas bridadas para su fácil ensamble o para mantener el lado plano lo mas recto posible. Para calcular la medida de un ducto ovalado, de la conversión de otro redondo, debe hacerse cuidando de mantener como base una pérdida de presión -- equivalente y no una superficie transversal igual a la del ducto redondo original FIG. 3-1

La deflexión de la parte plana del ducto ovalado bajo presión e menor que el ancho de un ducto rectangular, y es función tanto de la presión como de la medida del mismo ducto, por otro lado en el ducto ovalado tipo espiral, el reborde de la espiral le da una mayor resistencia y rigidez a la parte plana. La máxima deflexión permisible es de 3/4", medida en las partes planas del ducto debiendo procurarse no llegar a ella, por lo que deben consultarse las normas establecidas para utilizar los refuerzos necesarios en caso de dudarse de una deflexión mayor a la indicada.

La deflexión máxima permisible para los refuerzos transversales es de 1/4" y en medidas donde se utilicen juntas bridadas, estas bridas pueden considerarse como refuerzos. En cuanto a las conexiones para estos ductos, estas pueden hacerse tanto como las que se utilizan para ducto redondo, aunque todas las juntas y acoplamientos de estas al ducto

deben ser soldadas cuidando de que cuando se queme la capa de zinc durante la soldadura, se pinte esta para evitar corrosión. Las transiciones pueden hacerse de ducto oval a oval y de oval a redondo segun se requiera así mismo la reducciones y estas pueden ser exentricas y concentricas. En cuanto a los soportes para estos ductos siguen las mismas reglas que para ductos rectangulares.

Es conveniente hacer hincapié en que los ductos ovalados son para aplicaciones donde la presión del sistema sea POSITIVA.

Los ductos rectangulares para alta presión se utilizan en donde se han analizado los diferentes factores que intervienen en su fabricación e instalación tales como dimensiones de los ductos, relación ancho-peralte, frecuencia de las conexiones, accesibilidad, claros y otras circunstancias del mercado en particular, pero se utilizan indistintamente como los ovalados o los redondos para sistemas con presiones positivas o negativas desde 3 hasta 10" H₂O de presión estática. Las figuras y tablas de la 4-1 a la 4-14 nos ilustraran sobre los refuerzos que se requieren en su fabricación, siendo importante señalar que los extremos de los refuerzos así como los de las partes verticales de las juntas transversales sean sostenidas de manera que no tengan deflexión en las esquinas del ducto.

En cuanto a los selladores utilizados en ductos donde no se utilice la soldadura continua, todas las juntas y acoplamientos deben sellarse para garantizar su hermeticidad, estos pueden ser en forma liquida ó pastosa las cuales se recomiendan cuando se fabrican ductos que llevan juntas deslizables pues llenan totalmente los espacios entre metal y metal que no exceden de 1/16", y normalmente se aplican con brocha. Los selladores llamados mastics se utilizan en ranuras o filetes y se aplican normalmente con una pistola especial para que se introduzca adecuadamente en los espacios del ducto y su junta o acoplamiento, estos selladores deben tener excelente adhesión y elasticidad y no perderla por lo menos en un año. También se usan empaques tales como el neopreno los cuales se colocan con su respectivo adhesivo y por ultimo las cintas selladoras, aunque estas deben usarse conjuntamente con otro sellador líquido y su función principal es la de evitar que el sellador sea despegado de la junta por la presión del aire, pero se debe tener cuidado que la cinta sea compatible con el sellador húmedo y no entren en reacción perdiendo sus propiedades, y son mas aplicables estas cintas para sellar ductos redondos que los rectangulares.

Los ductos redondos son los más usados en sistemas de alta velocidad debido a su alta resistencia, y relación de peso y pueden ser fabrica-

dos a base de junta sellada, junta soldada longitudinalmente o junta en espiral; de este último se pueden construir ductos en diámetros -- desde 3 hasta 84", pero debe tenerse cuidado en que las conexiones -- de codos, derivaciones, etc. sean manufacturadas con la misma máquina para que el diámetro sea exactamente el mismo de los ductos. FIG. 2-2

Los lineamientos para la construcción de estos ductos están indicados en la figura 2-2. Las conexiones de todas las piezas redondas deben ser unidas al ducto principal mediante soldadura continua y debe prevenirse que si durante este proceso la capa de zinc se quema, la parte afectada debiera pintarse para prevenir la corrosión y también debe tenerse cuidado de que no queden rebabas dentro de los ductos. En cuanto a los codos el óptimo es el liso o troquelado que tenga un radio de 1 1/2 veces su diámetro y construido sin gajos, desgraciadamente su fabricación está limitada a secciones pequeñas y lo sustituyen los codos fabricados a gajos, los lineamientos para el número de gajos es la siguiente:

<u>Codo de</u>		<u>No. de gajos</u>
hasta 36°	-	2
de 37° a 72°	-	3
de 70° a 90°	-	5

Es muy importante en las derivaciones en forma de tee que estas se -- hagan cónicas pues son mas economicas al reducir la dimensión del ramal que una combinación tee-codo.

En la fig. 2-5 se pueden ver las conexiones mas usuales y los lineamientos para su fabricación.

Bien hasta aquí dejaré lo relacionado a los ductos de alta velocidad. En cuanto a los de baja velocidad, son tan conocidos que me limitaré a mencionarlos como parte de la platica, y haciendo mención que los métodos para el diseño de los mismos son también los mencionados anteriormente o sea de reducción de velocidad, igual fricción, recuperación estática, etc. y bien sabido por ustedes que existen en el -- mercado varios calculadores de ductos llamados "ductuladores" los -- cuales nos dan casi a ojos cerrados las dimensiones óptimas de cualquier sistema, sin embargo me parece interesante presentar la gráfica que nos da las dimensiones mas exactas de un ducto considerando -- el gasto, la velocidad y las pérdidas por fricción FIG. 9MM y 9-00, así como la gráfica para calcular el ducto rectangular equivalente (FIG. 9 PP).

Las figuras siguientes nos darán los lineamientos para la construc--

ción de ductos de baja velocidad así como refuerzos, conexiones y accesorios que es conveniente tener en mente a la hora de proyectar pues ayudan al instalador a realizar debidamente su trabajo.

Tabla 1-1, 1-17, 1-18, 1-19, 1-20, 1-21, 1-27, 1-28, 1-29, 1-30, 1-31, 1-33, 1-34, 1-35, 1-36, 1-37, 1-38, 2-5, 2-6, 2-7, 2-8, 2-9, 2-10, -- 2-13, 2-14, 2-17, 2-18, 2-19, y 2-20.

Por último me permitiré presentarles los simbolos aceptados por ASHRAE y la SMACNA, (ASOCIACION NACIONAL DE CONTRATISTAS EN ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DUCTOS) para que veamos que diferencias encontramos con nuestros proyectos.

Las normas y técnicas que acabamos de ver son aplicables también a la lámina de aluminio con la aclaración de que deben seguirse los lineamientos correspondientes en cuanto a los calibres, refuerzos y soportes. Esta lámina de aluminio se especifica como sabemos, cuando en el proceso o el lugar de la instalación existen elementos tóxicos, inflamables o corrosivos que nos obliguen por especificación a su utilización.

Hasta aquí lo referente a ductos de lámina, y como el tema a desarrollar indica que se mencionen los "diferentes sistemas y características de conducción de aire", es oportuno referirme a otros materiales usados para la fabricación de ductos para acondicionamiento de aire, dos de ellos son la fibra de vidrio y el poliestireno expandido ambos de tipo autoextinguible.

El primero de ellos se utiliza tanto en refrigeración como en calefacción y con velocidades del aire hasta de 1500 p.p.m. y a 2" H₂O de presión estática. Su fabricación es a base de placas rígidas de fibra de vidrio de 1" de espesor aglutinado con una resina especial y traen integral su barrera de vapor; sus ventajas principales son:

- a).- menor probabilidad de fugas
- b).- mejor aislamiento térmico
- c).- evita la condensación
- d).- proporciona aislamiento acustico
- e).- elimina vibraciones
- f).- ahorra tiempo en su instalación
- g).- evita la propagación de incendio

Los fabricantes dan tablas y gráficas de sus propiedades que lo hacen confiable para instalaciones donde se desea mantener condiciones de confort. Nosotros en el IMSS lo hemos utilizado de manera experimental en áreas de oficinas y enseñanza, pues por norma no lo usamos para áreas especiales como laboratorios, cocinas, tococirurgía, terapia intensiva,

etc. Para su fabricación se usan herramientas especiales y se requieren aditamentos y accesorios de lámina galvanizada para la fabricación de codos, derivaciones, reducciones, conexiones a equipos y conexiones a difusores y rejillas y la soportación de los mismos requiere un trato especial para que no sufra deterioro en los bordes, el fabricante proporciona todos los lineamientos y recomendaciones para ello. En nuestro país únicamente se fabrica para sistemas de ductos rectangulares, pero en Estados Unidos se produce tanto en esta forma como en ductos redondos. En cuanto a los ductos de poliestireno expandido tipo autoextinguible, propiamente tiene las mismas características técnicas de los de fibra de vidrio, aunque no se ha propagado su uso en virtud de falta de promoción, sus ventajas son similares a las de la fibra de vidrio y está en México todavía en el proceso experimental, sobre todo para instalaciones con calefacción. En Monterrey existe un fabricante que lo ha patentado con el nombre de UNIDUCTO y lo ofrece ya en medidas dadas a saber de:-- 8x8", de 8x10", 8x12", 8x14" y de 1" de espesor en ductos interiores y de 1 1/2" de espesor para ductos exteriores, del largo que se requiera.

Señores, espero que las gráficas que acompañaron esta platica hayan sido de interes para ustedes y por su atención les doy las más expresivas gracias.

SISTEMAS DE CONDUCCION DE AIRE

Los sistemas de conducción de aire podemos clasificarlos básicamente en dos: Alta y baja presión.

La línea de velocidad que nominalmente divide estos sistemas es la de los 2,000 p.p.m. (610 m/min.), aunque también es aceptable la de los 1,500 p.p.m. (457 m/min.), y la experiencia nos ha demostrado que hay secciones de ducto que trabajan satisfactoriamente entre 2,200 p.p.m. (670 m/min.) ó 2,500 p.p.m. (762 m/min.) a presiones estáticas de 1" ó menores.

TABLA 1-1 (Proyector cuerpos opacos)

DESCRIPCION DE UN DUCTO.- Es un aditamento estructural cuya función primaria es transportar el aire entre puntos específicos, el ducto debe realizar este trabajo llenando ciertas características y apoyandose en diversos elementos tales como lámina, refuerzos, juntas, sellos y soportes. Práctica y teóricamente un ducto debe proyectarse considerando los siguientes puntos:

- a) Estabilidad funcional (deformación y deflexión).
- b) Que contenga y retenga el aire que va a ser transportado.
- c) Vibración.
- d) Generación y transmisión de ruido.
- e) Exposición a maltrato, condiciones climatológicas extremas.
- f) Soportación.

Además se debe tomar en cuenta las presiones diferenciales a través de los ductos de mampostería, perdidas por fricción, velocidad del aire, infiltración, como partes integrantes de un Sistema de ductos, también es conveniente considerar el aspecto económico para la mejor selección de las medidas con el objeto de que el diseño de un ducto sea el más adecuado.

Los sistemas de ductos tienen también dos categorías a saber:

a) Ducto sencillo

b) Ducto doble

FIGURAS 1-1 y 1-2 1-3 y 1-4

Los sistemas de ductos individuales pueden contener partes del mismo bajo presión positiva y/o negativa y las velocidades dentro del Sistema pueden variar de punto a punto: En serpentines y filtros la velocidad normalmente anda entre los 500 a 600 p.p.m. (152 a -- 183 m/min.); en la salida de los ventiladores varían entre 1,000 a 3,000 p.p.m. (305 a 914 m/min.) y la velocidad en los ductos principales y ramales pueden estar a niveles variables o constantes ya sea altos o bajos.

Con los diferentes métodos de diseño de ductos (igual fricción, -- recuperación estática, reducción de velocidad, presión total, etc) y los diferentes tipos de sistemas disponibles, la eficiencia no puede ser económicamente optimizada a menos que el calculista correlacione adecuadamente la presión, la velocidad y los detalles constructivos.

En terminos generales la rigidez de un ducto junto con la deflexión y fugas son funciones mas de presión que de velocidad. En sistemas convencionales, el ruido, la vibración y la pérdida de fricción están más relacionadas con la velocidad.

Debido a que la presión total disminuye en la dirección del flujo, la clasificación de la presión de un ducto es igual a la presión de salida del ventilador ó también la presión estática que debe vencer el ventilador y esta no puede aplicarse económicamente a todo el sistema de ductos.

Por eso se recomienda para una clara y correcta interpretación de los requerimientos del sistema que los planos de ductos muestren las dimensiones de cada tramo.

las limitaciones de espacio en los edificios modernos obligan a reducir las dimensiones de los ductos, por lo tanto para conducir los volúmenes necesarios de aire se deben emplear altas velocidades. El incremento de la velocidad trae como consecuencia una más alta pérdida por fricción y para mantener el flujo contra la alta fricción en el ducto, es necesario tener mayor presión en la fuente del aire, por esta razón los términos "alta presión" y "alta velocidad"; generalmente andan juntos.

En acondicionamiento de aire, los ductos de alta presión, se usan juntamente con varios tipos de sistemas de los cuales los más populares son los de doble ducto, inducción y con terminales de recalentamiento. Algunos sistemas de volumen variable necesitan tramos de ductos de alta presión.

Los ductos de alta presión pueden en efecto, ser usados en cualquier sistema de aire acondicionado mientras se hagan las previsiones para controlar el flujo y atenuar el sonido a la salida del aire.

Las instalaciones de inducción y con terminales de recalentamiento, normalmente tienen una condición de flujo constante después del balance inicial, por lo tanto, la velocidad y la presión, en un punto dado del sistema permanecen constantes mientras el sistema está en operación.

Bajo estas condiciones, es posible que las secciones del mismo sistema del ventilador operen a diferente clasificación de presión. Esta clasificación de presión es importante para sistemas de ductos rectangulares. FIG. 1-3

Aquí se representa un sistema típico de ductos con terminales de recalentamiento de inyección en este ejemplo la presión estática total del ventilador es 10" H₂O. Después de ajustar las pérdidas por fricción del equipo, y las ganancias ó pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante al principio de la descarga del ducto debe ser de 8". Si los requerimientos de aire del sistema son esencialmente fijos, es posible definir las pérdidas de fricción en el ducto. Como se muestra en la figura,

el ducto después del punto B opera a menos de 6"; por lo tanto los ductos entre los puntos A a B deben ser clasificados como de alta presión mientras que los ductos después del punto B (arriba del aditamento para reducir la presión) pueden clasificarse como de presión media. Este análisis del sistema puede permitir el uso de 3 ó 4" de presión estática también.

Para una clara interpretación de un sistema de ductos rectangulares de alta presión, es conveniente en los planos correspondientes indicar donde hay cambios de presión.

Por otro lado, en el caso de sistemas de doble ducto, el flujo del aire puede variar grandemente a lo largo de la operación normal del sistema. FIG. 1-4

En esta figura se representa un sistema de doble ducto y en este ejemplo, la presión estática del ventilador es de 8" H₂O, después de ajustar las pérdidas por fricción y las ganancias ó pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante en el pleno de descarga del ventilador debe ser de 6". Durante la operación normal, la presión estática en el punto B podría ser tan baja como 1", debido a las pérdidas de fricción entre los puntos A y B, sin embargo, si todas las cajas mezcladoras requieren dar el 100% de enfriamiento (lo cual puede ocurrir al arrancar el sistema), no habría flujo de aire en el ducto caliente. Y si no hay pérdida de fricción sin flujo, por lo tanto la presión estática en los puntos A y B será la misma y la misma situación puede ocurrir en el ducto frío. Con este tipo de sistema todos los ductos deben ser construidos para resistir la máxima presión estática en el pleno de descarga del ventilador que en este caso es de 6". También para estos sistemas se recomienda en los planos de ductos, determinar y especificar las clasificaciones de presión en el sistema de ductos rectangulares e indicar claramente la diferencia entre la presión estática total del ventilador y la presión estática neta en el pleno de descarga.

TIPOS DE DUCTOS DE ALTA PRESION.- Los ductos de alta presión pueden hacerse redondos, rectangulares u ovalados, pero en todos ellos se debe considerar el menor costo inicial y la facilidad para su instalación.

El ducto ovalado combina las ventajas del ducto redondo y del rectangular y se utiliza en espacios donde no cabe el ducto redondo aunque se emplean las mismas técnicas para su fabricación que las utilizadas en la fabricación del ducto redondo.

El ducto ovalado tiene menor superficie recta la cual es susceptible a la vibración y requiere menores refuerzos que su correspondiente ducto rectangular; en su fabricación puede ser unido usando junta del tipo deslizable aplicando un sellador que garantice una buena junta.

En dimensiones grandes se pueden usar juntas bridadas para su fácil ensamble o para mantener el lado plano lo mas recto posible. Para calcular la medida de un ducto ovalado, de la conversión de otro redondo debe hacerse cuidando de mantener como base una pérdida de presión equivalente y no una superficie transversal igual a la del ducto redondo original FIG. 3-1

La deflexión de la parte plana del ducto ovalado bajo presión es menor que el ancho de un ducto rectangular, y es función tanto de la presión como de la medida del mismo ducto, por otro lado en el ducto ovalado tipo espiral, el reborde de la espiral le da una mayor resistencia y rigidez a la parte plana. La máxima deflexión - permisible es de 3/4", medida en las partes planas del ducto debiendo procurarse no llegar a ella, por lo que deben consultarse las normas establecidas para utilizar los refuerzos necesarios en caso de dudarse de una deflexión mayor a la indicada.

La deflexión máxima permisible para los refuerzos transversales es de 1/4" y en medidas donde se utilicen juntas bridadas, estas pueden considerarse como refuerzos. En cuanto a las conexio-

nes para estos ductos, estas pueden hacerse tanto como las que se utilizan para ducto redondo, aunque todas las juntas y acoplamientos de estas al ducto deben de ser soldadas cuidando de que cuando se queme la capa de zinc durante la soldadura, se pinte esta para evitar corrosión. Las transiciones pueden hacerse de ducto oval a oval y de oval a redondo según se requiera así mismo la reducciones y estas pueden ser exentricas y concentricas. En cuanto a los soportes para estos ductos siguen las mismas reglas que para ductos rectangulares.

Es conveniente hacer hincapié en que los ductos ovalados son para aplicaciones donde la presión del sistema sea POSITIVA.

Los ductos rectangulares para alta presión se utilizan en donde se han analizado los diferentes factores que intervienen en su fabricación e instalación tales como dimensiones de los ductos, relación ancho-peralte, frecuencia de las conexiones, accesibilidad, claros y otras circunstancias del mercado en particular, pero se utilizan indistintamente como los ovalados o los redondos para sistemas con presiones positivas o negativas desde 3 hasta 10" H₂O de presión estática. Las figuras y tablas de las 4-1 a la 4-14 nos ilustran sobre los refuerzos que se requieren en su fabricación, siendo importante señalar que los extremos de los refuerzos, así como los de las partes verticales de las juntas transversales sean sostenidas de manera que no tengan deflexión en las esquinas del ducto.

En cuanto a los selladores utilizados en ductos donde no se utiliza la soldadura continua, todas las juntas y acoplamientos deben sellarse para soldadura continua, todas las juntas y acoplamientos deben sellarse para garantizar su hermeticidad; estos pueden ser en forma líquida ó pastosa las cuales se recomiendan cuando se fabrican ductos que llevan juntas deslizables pues llenan totalmente los espacios entre metal y metal que nos exceden de 1/16", y normalmente se aplican con brocha.

Los selladores llamados mastics se utilizan en ranuras o filetes y se aplican normalmente con una pistola especial para que se introduzca adecuadamente en los espacios del ducto y su junta o acoplamiento, estos selladores deben tener excelente adhesión y elasticidad y no perderla por lo menos en un año. También se usan empaques tales como el neopreno los cuales se colocan con su respectivo adhesivo y por ultimo las cintas selladoras, aunque estas deben usarse conjuntamente con otro sellador líquido y su función principal es la de evitar que el sellador sea despegado de la junta por la presión del aire, pero se debe tener cuidado que la cinta sea compatible con el sellador húmedo y no entren en reacción perdiendo sus propiedades, y son más aplicables estas cintas para sellar ductos redondos que los rectangulares.

Los ductos redondos son lo más usados en sistemas de alta velocidad debido a su alta resistencia y relación de peso y pueden ser fabricados a base de junta sellada, junta soldada longitudinalmente o junta en espiral; de este último se pueden contruir ductos en diámetros desde 3 hasta 84", pero debe tenerse cuidado en que las conexiones de codos, derivaciones, etc., sean manufacturadas con la misma máquina para que el diámetro sea exactamente el mismo de los ductos. FIG. 2-2 Los lineamientos para la construcción de estos ductos están indicados en la figura 2-2. Las conexiones de todas las piezas redondas deben ser unidas al ducto principal mediante soldadura continua y debe prevenirse que si durante este proceso la capa de zinc se quema, la parte afectada debiera pintarse para prevenir la corrosión y también debe tenerse cuidado de que no queden rebabas dentro de los ductos. En cuanto a los codos el óptimo es el liso ó troquelado que tenga un radio de 1 1/2 veces su diámetro y construido sin gajos, desgraciadamente su fabricación está limitada a secciones pequeñas y lo sustituyen los codos fabricados a gajos, los lineamientos para el número de gajos es la siguiente:

<u>CODO DE</u>	<u>No. DE GAJOS.</u>
Hasta 36°	2
de 37° a 72°	3
de 70° a 90°	5

Es muy importante en las derivaciones en forma de tee que estas se hagan cónicas pues son más económicas al reducir la dimensión del ramal que una combinación tee-codo.

En la fig. 2-5 se pueden ver las conexiones más usuales y los lineamientos para su fabricación.

Bien hasta aquí dejaré lo relacionado a los ductos de alta velocidad. En cuanto a los de baja velocidad, son tan conocidos que me limitaré a mencionarlos como parte de la plática, y haciendo mención que los métodos para el diseño de los mismos son también los mencionados anteriormente o sea de reducción de velocidad, igual fricción, recuperación estática, etc. y bien sabido por ustedes -- que existen en el mercado varios calculadores de ductos llamados "ductuladores" los cuales nos dan casi a ojos cerrados las dimensiones óptimas de cualquier sistema, sin embargo me parece interesante presentar la gráfica que nos da las dimensiones más exactas de un ducto considerando el gasto, la velocidad y las pérdidas por fricción FIG. 9MM y 9-00, así como la gráfica para calcular el ducto rectangular equivalente (FIG. 9 PP).

Las figuras siguientes nos daran los lineamientos para la construcción de ductos de baja velocidad así como refuerzos, conexiones y accesorios que es conveniente tener en mente a la hora de proyectar pues ayudan al instalador a realizar debidamente su trabajo. TABLA 1-1, 1-17, 1-18, 1-19, 1-20, 1-21, 1-27, 1-28, 1-29, 1-30, 1-31, 1-33, 1-34, 1-35, 1-36, 1-37, 1-38, 2-5, 2-6, 2-7, 2-8, 2-9, 2-10, 2-13, 2-14, 2-17, 2-18, 2-19, y 2-20.

Por último me permitiré presentarles los símbolos aceptados por ASHRAE y la SMACNA, (ASOCIACION NACIONAL DE CONTRATISTAS EN ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DUCTOS) para que veamos que diferencias encontramos con nuestros proyectos.

Las normas y técnicas que acabamos de ver son aplicables también a la lámina de aluminio con la aclaración de que deben seguirse los lineamientos correspondientes en cuanto a los calibres, refuerzos y soportes.

Esta lámina de aluminio se especifica como sabemos, cuando en el proceso o el lugar de la instalación existen elementos tóxicos, -- inflamables ó corrosivos que nos obliguen por especificación a su utilización.

Hasta aquí lo referente a ductos de lámina, y como el tema a desarrollar indica que se mencionen los "diferentes sistemas y características de conducción de aire", es oportuno referirme a otros materiales usados para la fabricación de ductos para acondicionamiento de aire, dos de ellos son la fibra de vidrio y el poliestireno expandido ambos de tipo autoextinguible.

El primero de ellos se utiliza tanto en refrigeración como en calefacción y con velocidades del aire hasta de 1500 p.p.m. y a 2" -- H₂O de presión estática. Su fabricación es a base de placas rígidas de fibra de vidrio de 1" de espesor aglutinado con una resina especial y traen íntegra su barrera de vapor; sus ventajas principales son:

- a).- Menor probabilidad de fugas.
- b).- Mejor aislamiento térmico.
- c).- Evita la condensación.
- d).- Proporciona aislamiento acústico.
- e).- Elimina vibraciones.
- f).- Ahorro tiempo en su instalación.
- g).- Evita propagación de incendio.

Los fabricantes dan tablas y graficas de sus propiedades que lo hacen confiable para instalaciones donde se desea mantener condiciones de confort. Nosotros en el IMSS lo hemos utilizado de manera experimental en áreas de oficinas y enseñanza, pues por norma no lo usamos para áreas especiales como laboratorios, cocinas, tocorigia, terapia intensiva, etc. Para su fabricación se usan herramientas especiales y se requieren aditamentos y accesorios de lámina galvanizada para la fabricación de codos, derivaciones, reducciones, conexiones a equipos y conexiones a difusores y rejillas y la soportación de los mismos requiere un trato especial para que no sufra deterioro en los bordes, el fabricante proporciona todos --

lineamientos y recomendaciones para ello. En nuestro país únicamente se fabrica para sistemas de ductos rectangulares, pero en Estados Unidos se produce tanto en esta forma como en ductos redondos.

En cuanto a los ductos de poliestireno expandido tipo autoextinguible, propiamente tiene las mismas características técnicas de los de fibra de vidrio, aunque no se ha propagado su uso en virtud de falta de promoción, sus ventajas son similares a las de fibra de vidrio y está en México todavía en el proceso experimental, sobre todo para instalaciones con calefacción. En Monterrey existe un fabricante que lo ha patentado con el nombre de UNIDUCTO y lo ofrece ya en medidas dadas a saber de 8x8", de 8x10", 8x12", 8x14", y de 1" de espesor en ductos interiores y de 1 1/2" de espesor para ductos exteriores, del largo que se requiera.

Señores, espero que las gráficas que acompañaron esta plática hayan sido de interés para ustedes y por su atención les doy las más expresivas gracias.

**RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION DE DUCTOS RECTANGULARES
FABRICADOS EN LAMINA NEGRA, GALVANIZADA y ALUMINIO EN
SISTEMAS DE BAJA PRESION O VELOCIDAD**

DIMENSION DEL DUCTO PULGADAS (CENTIMETROS)	CALIBRE DE LA LAMINA NEGRA O GALVANIZADA		CALIBRE DE LAMINA DE ALUMINIO		TIPO DE JUNTA O REFUERZO RECOMENDABLE
	DUCTO	JUNTA	DUCTO	JUNTA	
DE 4 HASTA 24 (DE 10 HASTA 61)	24	24	22	20	JUNTA DE BOLSA O "ZETA" DE GRAPA SENCILLA O REFORZADA ESPACIADA COMO MAXIMO A 2.40 METROS
DE 24 HASTA 30 (DE 61 HASTA 76) DE 31 HASTA 60 (DE 78 HASTA 152)	24 22	24 22	22 20	20 18	JUNTA DE BOLSA O "ZETA" DE GRAPA ESPACIADA COMO MAXIMO A 1.20 M
DE 61 HASTA 72 (DE 152 HASTA 183)	20	20	18	16	JUNTA DE BOLSA O "ZETA" DE GRAPA REFORZADA (CON SOLERA DE 32 mm x 3.47 mm) ESPACIADA COMO MAXIMO A 1.20 M. SE RECOMIENDA USAR REFUERZOS DE FIERRO ANGULO DE 38 x 38 x 3.47 EN POSICION DIAGONAL AL DUCTO O BIEN PERPENDICULARES AL DUCTO UNIDOS AL DUCTO SOLDADOS, ATORNILLADOS O REMACHADOS.
DE 73 HASTA 90 (DE 183 HASTA 228)	20	20	18	16	LA MISMA RECOMENDACION ANTERIOR PERO DEBERA USARSE SOPORTE A BASE DE SOLERA DE 32 x 3.47 mm A TODO LO ANCHO DEL DUCTO
DE 91 y SUPERIOR (DE 231 y SUPERIOR)	18	20	18	16	LA MISMA RECOMENDACION ANTERIOR PERO DEBERA USARSE SOLERA DE 32 x 3.47 mm COMO SOPORTE HORIZONTAL A TODO LO ANCHO PARA DUCTO DE 231 A 3.05 M DE ANCHO Y PARA DUCTOS DE ANCHOS MAYORES DE 3.05, SE DEBERAN ESPACIAR ESTOS SOPORTES A 1.20 M COMO MAXIMO.

22

RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION
 DE DUCTOS REDONDOS FABRICADOS EN FORMA DE
 ESPIRAL (SPIRO-DUCTO) PARA SISTEMAS DE BAJA y ALTA VELOCIDAD

DIMENSION DEL DUCTO PULGADAS (CENTIMETROS)	CALIBRE DEL MATERIAL	
	LAMINA NEGRA CALVANIZADA	LAMINA de ALUMINIO
4" HASTA 8" (10 HASTA 20)	26	22
8" HASTA 24" (23 HASTA 61)	24	20
28" HASTA 32" (83 HASTA 81)	22	18

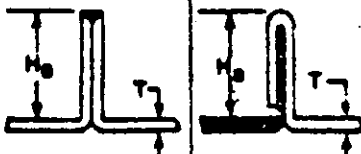
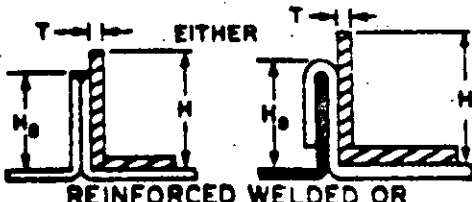

23

RECOMENDACIONES PARA LA CONSTRUCCION
*** DE DUCTOS REDONDOS PARA SISTEMAS**
DE BAJA Y ALTA VELOCIDAD *

DIMENSION DEL DUCTO PULGADAS (CENTIMETROS)	CALIBRE DEL MATERIAL		RECOMENDACIONES DE CONSTRUCCION	
	LAMINA NEGRA GALVANIZADA	LAMINA DE ALUMINIO	REFUERZOS	JUNTAS y GRAPAS
4" HASTA 8" (10 HASTA 20)	24	22		LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO
6" HASTA 24 (15 HASTA 61)	22	20		LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO
20" HASTA 30" (51 HASTA 91)	20	18	FIERRO ANGULO DE : 42 x 38 x 3.47 mm CIRCUN- DANDO EL DUCTO Y ESPACI- ADO A 2.00 M.	LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO
37" HASTA 40" (94 HASTA 122)	20	18	FIERRO ANGULO DE : 32 x 32 x 3.47 mm CIRCUN- DANDO EL DUCTO Y ESPACI- ADO A 1.95 M.	LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO. LAS JUNTAS EN DUCTO REDONDO PUEDEN HACERSE CON SOLDADURA CONTINUA O CON GRAPA INTERIOR LONGITUDINALMENTE.
45" HASTA 72" (114 HASTA 193)	18	16	FIERRO ANGULO DE : 55 x 55 x 3.4 mm CIRCUN- DANDO EL DUCTO Y ESPACIADO A 1.20 M	LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO. LAS JUNTAS EN DUCTO REDONDO PUEDEN HACERSE CON SOLDADURA CONTINUA O CON GRAPA INTERIOR LONGITUDINALMENTE.
DE 75" y MAYORES (DE 193 y MAYORES)	16	14	FIERRO ANGULO DE : 32 x 38 x 3.4 m CIRCUN- DANDO EL DUCTO Y ESPACIADO A 1.20 M	LAS SECCIONES DE DUCTO REDONDO SE UNEN POR SOLDADURA, ACOPLAMIENTO O UN EXTREMO DEL DUCTO. LAS JUNTAS EN DUCTO REDONDO PUEDEN HACERSE CON SOLDADURA CONTINUA O CON GRAPA INTERIOR LONGITUDINALMENTE.


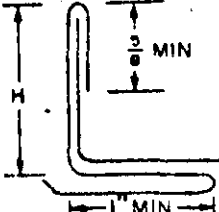
TABLE 4-5

TRANSVERSE JOINT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	EI x 10 ⁻⁵								
		WELDED FLANGE	STANDING SEAM	20 TO 18 GA. DUCT		28 TO 22 GA. DUCT			
		H ₂ x T	H ₂ x T	H ₂	H x H x T	H ₂	H x H x T		H x T
A	0.5	1/2 x 22 GA.	↑		↑		↑		↑
B	1.0	1/2 x 18 GA. 3/4 x 22 GA.	↑		↑		↑		↑
C	2.5	3/4 x 18 GA. 1 x 22 GA.	1 x 24 GA.						↑
D	5	1 x 18 GA. 1 1/4 x 22 GA.	3/4 x 18 GA. 1 x 20 GA.			1	1 x 1 x 18 GA.		
E	10	1 1/4 x 18 GA. 1 1/2 x 22 GA.	1 x 18 GA. 1 1/2 x 24 GA.	1	1 x 1 x 18 GA.	1	1 x 1 x 1/8		TWO 1 x 1/8
F	15	1 1/4 x 18 GA. 1 1/2 x 20 GA.	1 1/2 x 20 GA.	1 1/4	1 1/4 x 1 1/4 x 18 GA.	1 1/2	1 1/2 x 1 1/2 x 18 GA.		↑
G	25	1 1/2 x 18 GA.	1 1/2 x 18 GA.	1 1/2	1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	1 1/2 1 1/2	1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 2 x 2 x 18 GA.		TWO 1 1/4 x 1/8
H	50			1 1/2 1 1/2	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16 2 x 2 x 18 GA.	1 1/2	2 x 2 x 1/8		TWO 1 1/2 x 1/8
I	75			1 1/2	2 x 2 x 1/8		↑		TWO 1 1/2 x 3/16
J	100			1 1/2	2 x 2 x 3/16	1 1/2	2 x 2 x 3/16		TWO 1 1/2 x 1/4
K	150				↑	1 1/2	2 1/2 x 2 1/2 x 3/16		TWO 2 x 3/16
L	200			1 1/2	2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	1 1/2	2 1/2 x 2 1/2 x 1/4		TWO 2 x 1/4

SEE NOTE 4

REINFORCEMENT

 FLANGED		 POCKET LOCK		CLASS
H x T	H	T		
↑		↑		A
				B
1 x 24 GA.				C
1 x 22 GA.	1 1 1/8	22 GA. 22 GA.		D
1 x 16 GA. 1 1/2 x 24 GA.		↑		E
1 1/2 x 22 GA.	1 1/2	22 GA.		F
1 1/2 x 18 GA.				G
2 x 18 GA.	A			H
2 x 16 GA.	A			I
	A			J
	A			K
				L
A = Revision A				

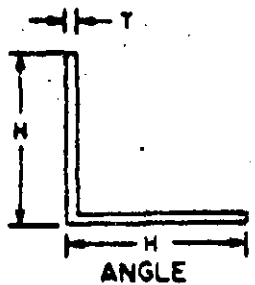
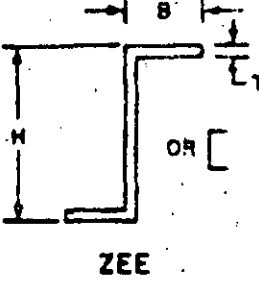
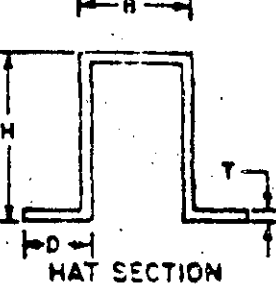
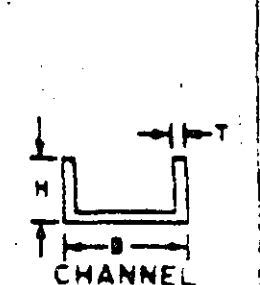
SEE NOTE 4

NOTES FOR TABLE 4-5 AND 4-6:

- SEE TABLES 4-1 THROUGH 4-4 FOR BASIC REQUIREMENTS FOR REINFORCEMENT. SEE FIGURES ON JOINT DETAILS FOR ASSEMBLY.
- CLASS IDENTIFIES RIGIDITY OR STIFFNESS REQUIREMENTS AND IT IS EXPRESSED IN TERMS OF E (MODULUS OF ELASTICITY IN PSI) TIMES I (MOMENT OF INERTIA IN IN⁴). THUS, CLASS D REQUIRES A NOMINAL EI = 500,000 LB-IN². REINFORCEMENT EQUIVALENT IN RIGIDITY, STRENGTH AND FUNCTION MAY BE PROVIDED.
- REINFORCEMENT OF 10 GAGE THICKNESS OR GREATER MAY BE BLACK IRON UNLESS OTHERWISE CONTROLLED BY PROJECT DOCUMENTS. THINNER REINFORCEMENTS SHOULD BE GALVANIZED STEEL.
- POCKET LOCK AND UNREINFORCED WELDED FLANGE JOINTS ARE PERMITTED ON 3" W.G. STATIC PRESSURE CLASS ONLY!
- INSIDE SLIP AND DOUBLE S JOINT CLASSIFICATION: WHEN CLASS A OR LARGER IS REQUIRED BY TABLES 4-1 THROUGH 4-4, USE RATED MEMBER FROM TABLE 4-8 AT THE JOINTS.
- DIMENSIONS NOT GIVEN IN GAGE ARE IN INCHES.
- TABLE ENTRIES ARE MINIMUM. TWO OR MORE EQUIVALENT CONSTRUCTIONS ARE GIVEN IN SEVERAL BLOCKS.
- CLASS M REQUIRES EI = 300 x 10⁵. USE 2 1/2 x 2 1/2 x 5/16 ANGLE OR CLASS J WITH TIE ROD.

TABLE 4-6

INTERMEDIATE REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	EI x 10 ⁻⁶				
		ANGLE	ZEE	HAT SECTION	CHANNEL
		H x T (MIN)	H x B x T (MIN)	H x B x D x T (MIN)	H x B x T (MIN)
A	0.5	↑	↑	↑	↑
B	1.0	3/4 x 20 GA. 3/4 x 18 GA. 3/4 x 16 GA.	3/4 x 1/2 x 20 GA.		↑
C	2.5	1 x 20 GA. ^A 1 x 16 GA. 3/4 x 1/8	3/4 x 1/2 x 18 GA.		3/4 x 3 x 18 GA.
D	5	1 x .090 ^A 1 1/4 x 20 GA. 1 x 1/8	1 x 3/4 x 20 GA.		1 1/8 x 3 1/4 x 18 GA.
E	10	1 1/4 x .090 ^A 1 1/2 x 18 GA.	1 x 3/4 x .090 1 1/2 x 3/4 x 20 GA.	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 20 GA.	1 x 3 x 18 GA. 1 x 2 x 1/8
F	15	1 1/4 x 1/8 1 1/2 x .090	1 x 3/4 x 1/8 1 1/2 x 3/4 x 18 GA.	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 20 GA. 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x 20 GA.	1 1/4 x 3 1/2 x 16 GA.
G	25	1 1/2 x 3/16 2 x 18 GA.	1 1/2 x 3/4 x 1/8 2 x 1 1/8 x 20 GA.	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 16 GA. 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x 18 GA. 2 x 1 x 3/4 x 20 GA.	↑
H	50	1 1/2 x 1/4 2 x 1/8 2 1/2 x 16 GA.	2 x 1 1/8 x 16 GA.	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 1/8 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x .090 2 x 1 x 3/4 x 18 GA.	1 3/8 x 3 x 1/4 ^A
I	75	2 x 3/16 2 1/2 x .090	2 x 1 1/8 x .090	2 x 1 x 3/4 x .050 2 1/2 x 2 x 3/4 x 16 GA.	2 x 2 x 1/8 ^A 1 1/2 x 3 x 5.0 # /FT
J	100	2 x 1/4 2 1/2 x 1/8	2 x 1 1/8 x 1/8 3 x 1 1/8 x 16 GA.	2 x 1 x 3/4 x 1/8 2 1/2 x 2 x 3/4 x .090	1 5/8 x 4 x 5.4 # /FT
K	150	2 1/2 x 3/16	3 x 1 1/8 x .090	2 1/2 x 2 x 3/4 x 1/8 3 x 1 1/2 x 3/4 x 16 GA.	
L	200	2 1/2 x 1/4	3 x 1 1/8 x 1/8	3 x 1 1/2 x 3/4 x .090	

A = Revision A

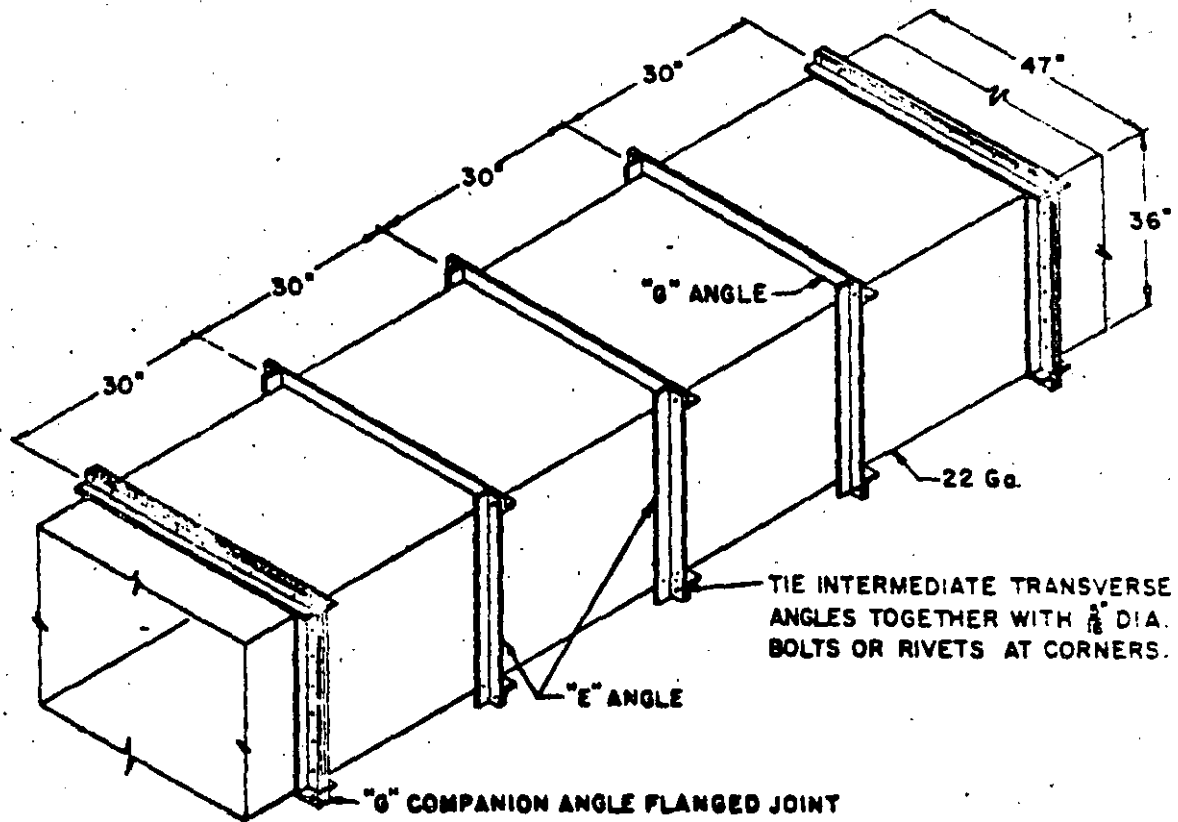


Fig. 4-1
47" x 36" - 8" S.P. CLASS

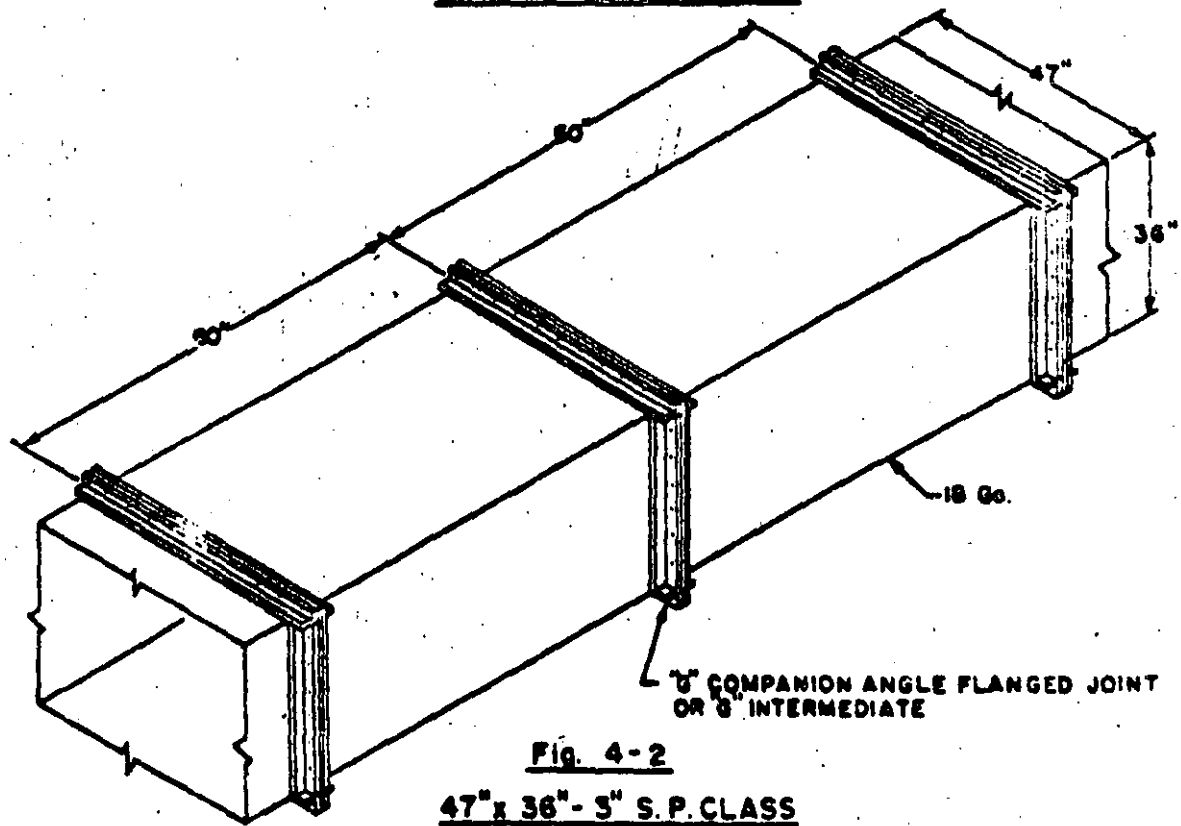
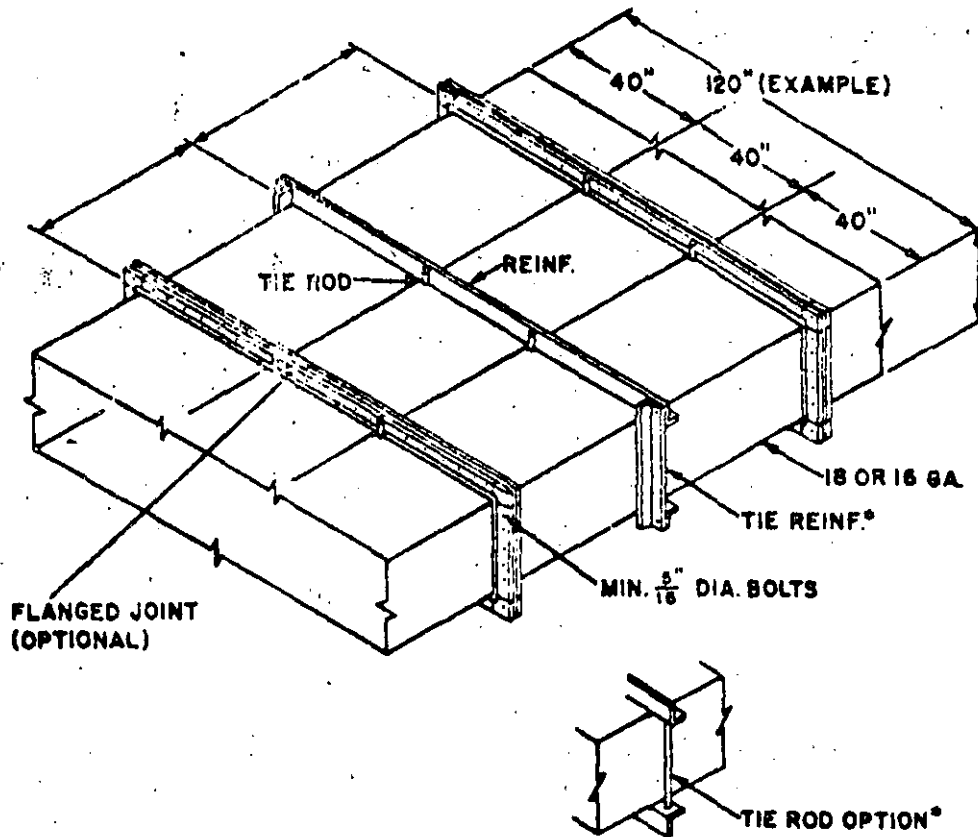


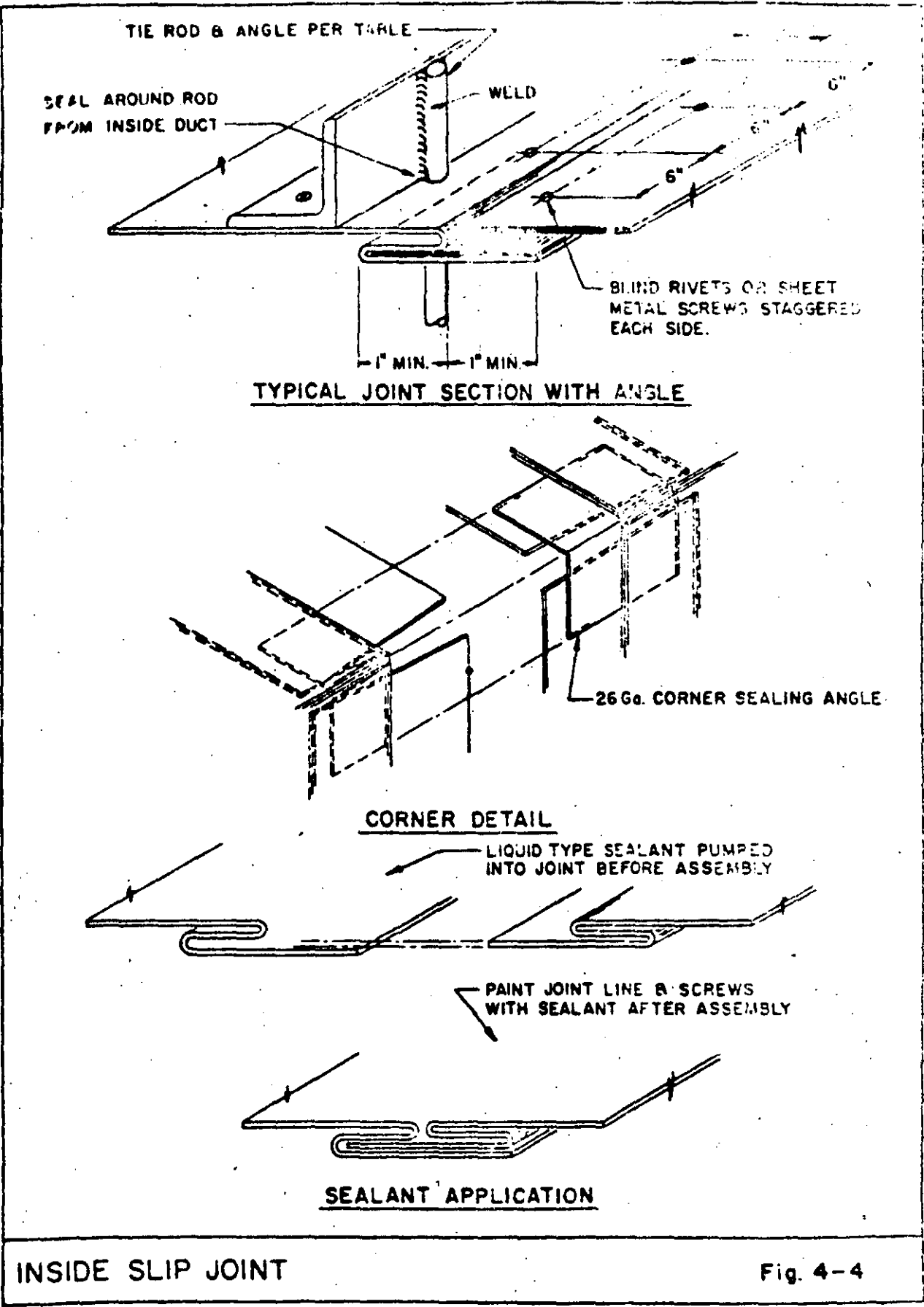
Fig. 4-2
47" x 36" - 3" S.P. CLASS

**NOTES:**

1. CONSTRUCT PER TABLES. SEE ADDITIONAL FASTENING DETAILS FOR TIE RODS ON FIGURES FOR JOINTS.
2. TIE RODS ARE SPACED AT EVEN DIVISIONS ALONG JOINTS AND INTERMEDIATE REINFORCEMENTS; 48" MAXIMUM SPACING.
3. USE 1/4" MINIMUM ROD DIAMETER FOR 36" OR LESS LENGTH; 3/8" DIA. OVER 36" LENGTH.
4. IF TIE RODS ARE USED IN TWO DIRECTIONS WELD RODS TOGETHER AT POINT OF CROSSING.
5. CONSTRUCTION NOT APPLICABLE FOR NEGATIVE PRESSURES.

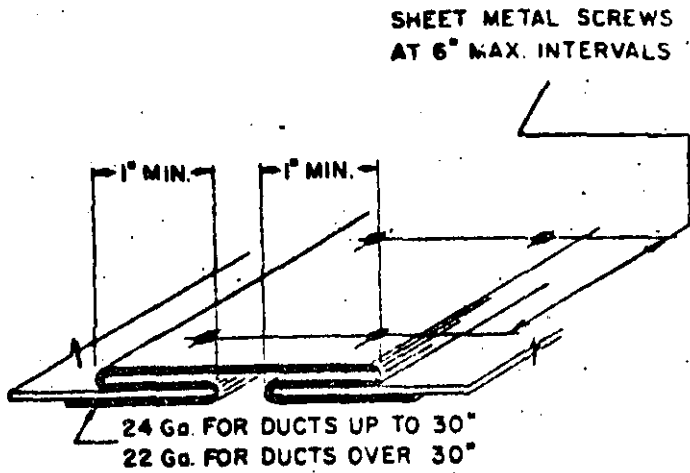
DUCT OVER 96" WIDE

Fig. 4-3

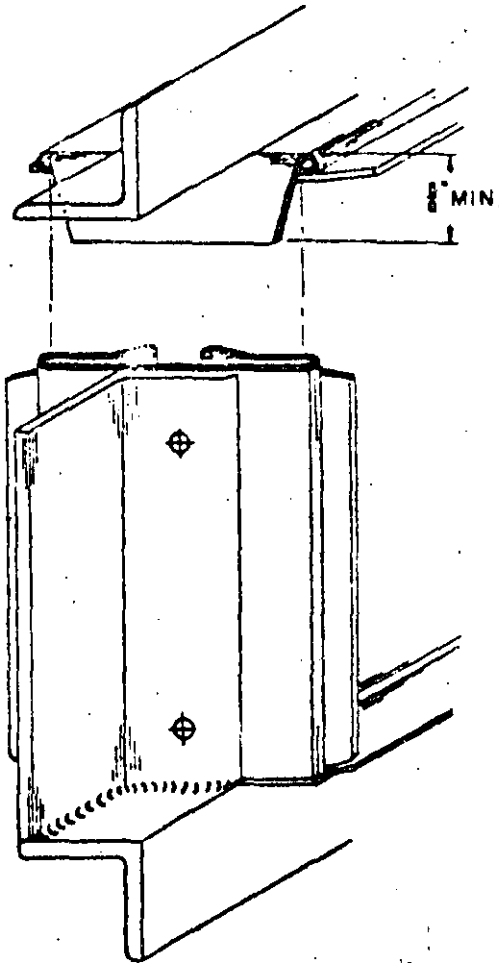


INSIDE SLIP JOINT

Fig. 4-4

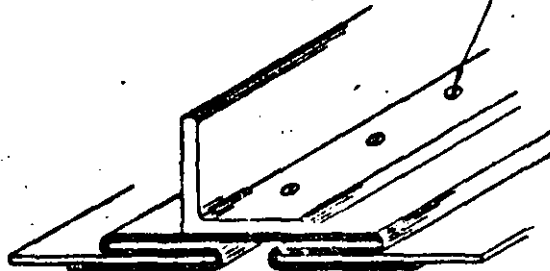


**TYPICAL JOINT SECTION
(WITHOUT ANGLE)**



**CORNER DETAIL
(WITH ANGLE)**

ANGLE TO BE RIVETED OR SCREWED
TO SLIP JOINT AT 12" MAX. INTERVALS



OPTION: BRAZE OR TACK WELD 2" LONG
AT 8" INTERVALS (STAGGERED)

**ALTERNATE JOINT SECTION
(WITH ANGLE)**

LIQUID TYPE SEALANT PUMPED
INTO JOINT BEFORE ASSEMBLY



PAINT JOINT LINES & SCREWS
WITH SEALANT AFTER ASSEMBLY



SEALANT APPLICATION

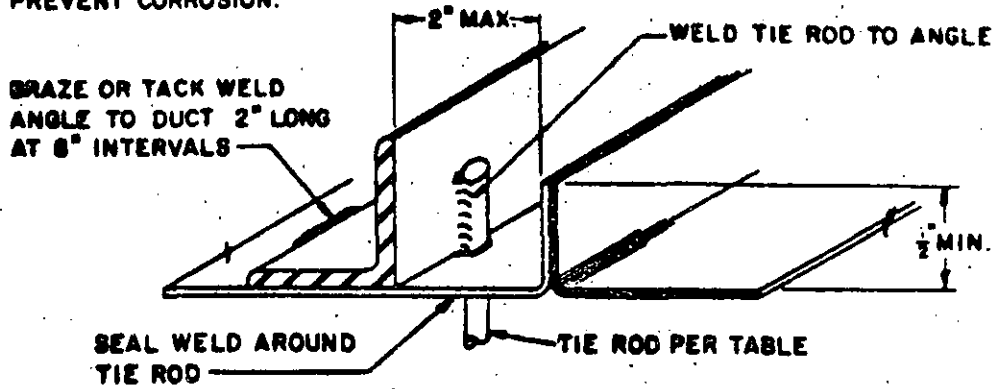
DOUBLE "S" SLIP JOINT

Fig. 4-5

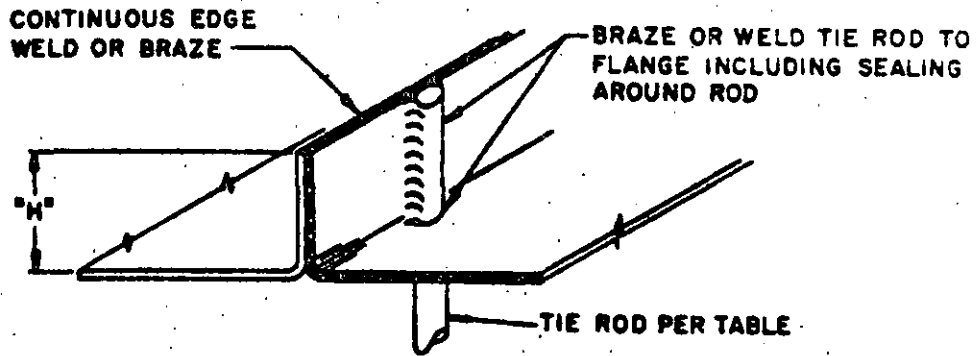
10-

NOTE-

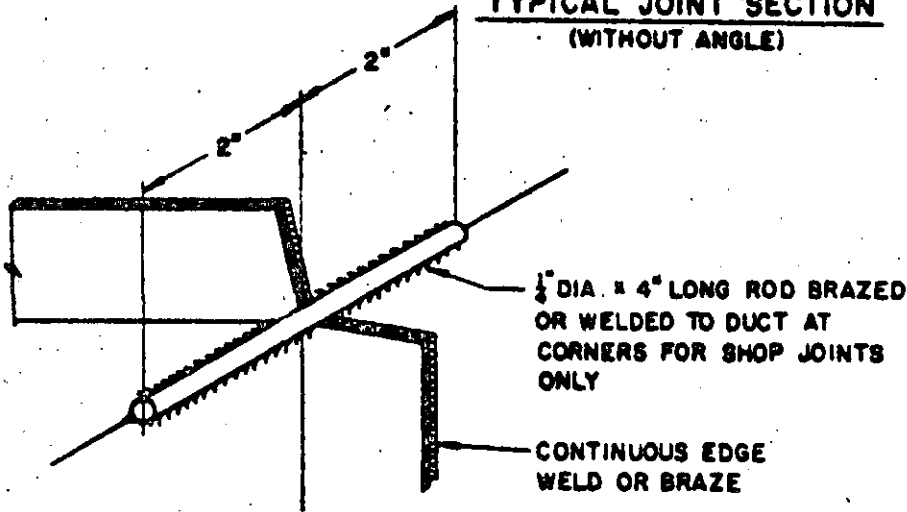
PAINT ALL WELDS WITH ZINC CHROMATE PRIMER TO PREVENT CORROSION.



**TYPICAL JOINT SECTION
(WITH ANGLE)**



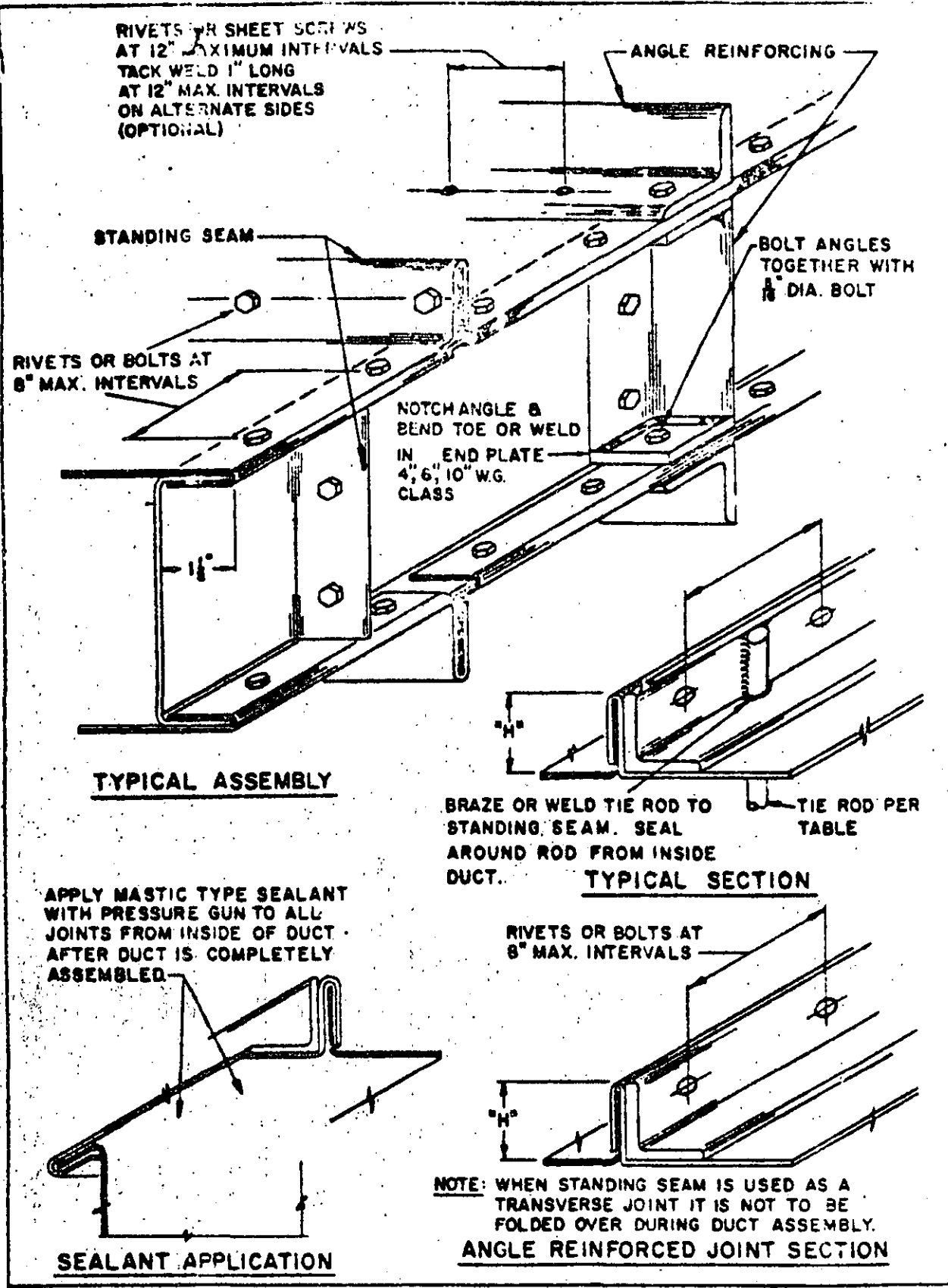
**TYPICAL JOINT SECTION
(WITHOUT ANGLE)**



CORNER DETAIL

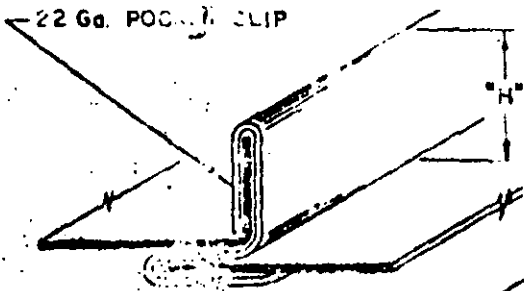
WELDED FLANGE JOINT

Fig. 4-6



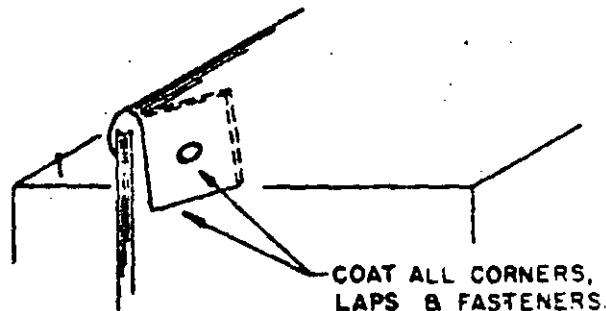
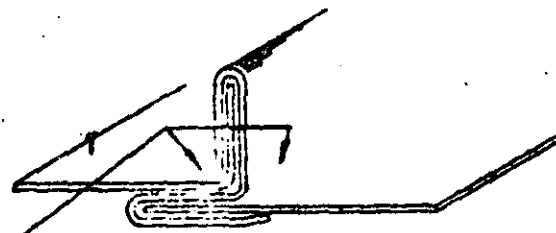
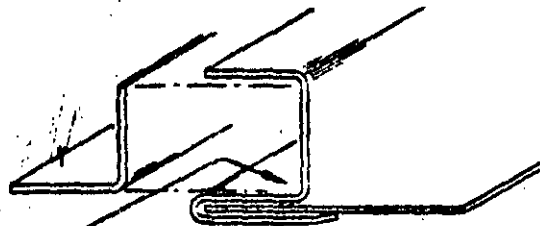
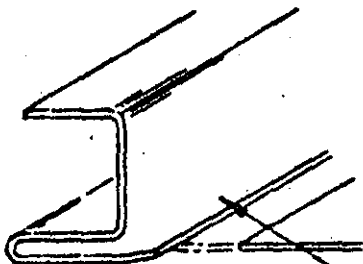
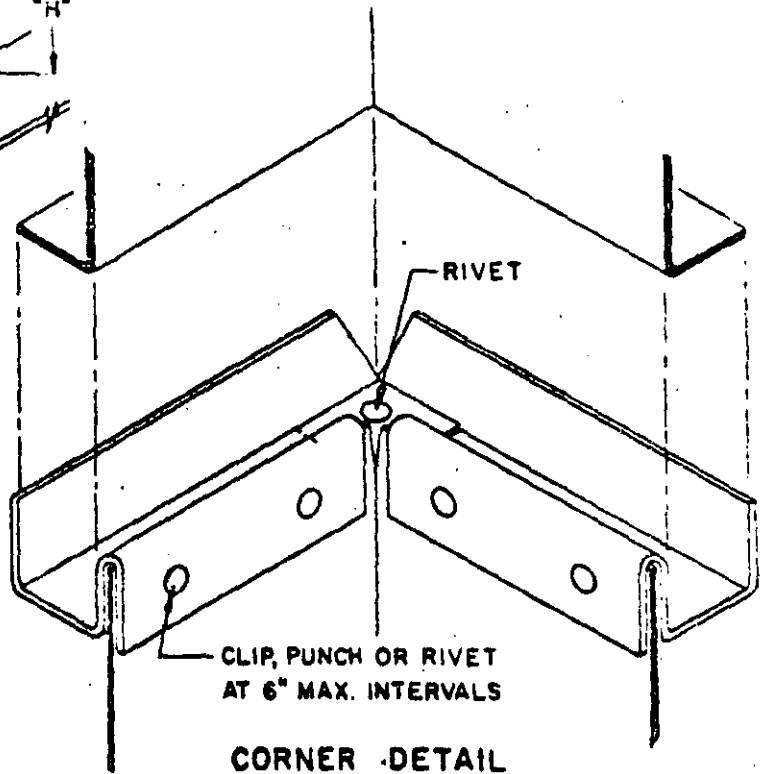
STANDING SEAM CONSTRUCTION

Fig. 4-7



CLIP, PUNCH OR RIVET
AT 6" MAX. INTERVALS

TYPICAL JOINT SECTION



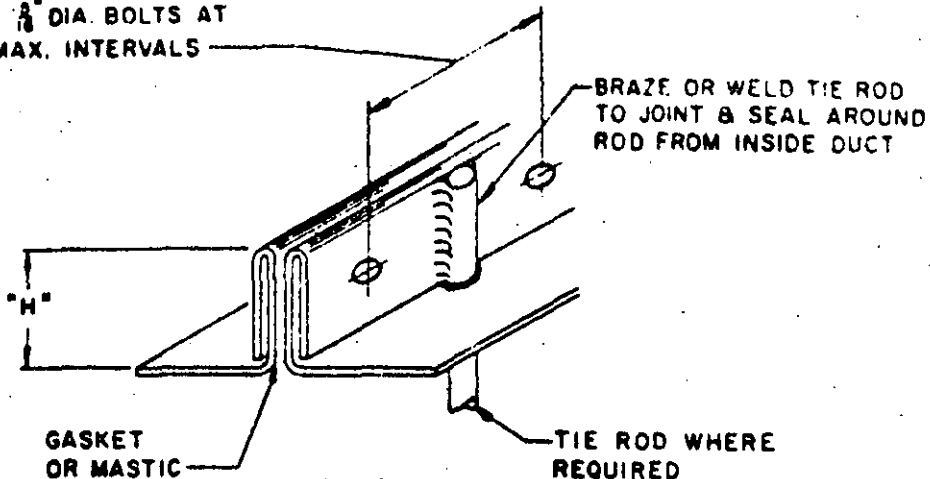
SEALANT APPLICATION

POCKET LOCK JOINT

Fig. 4-8

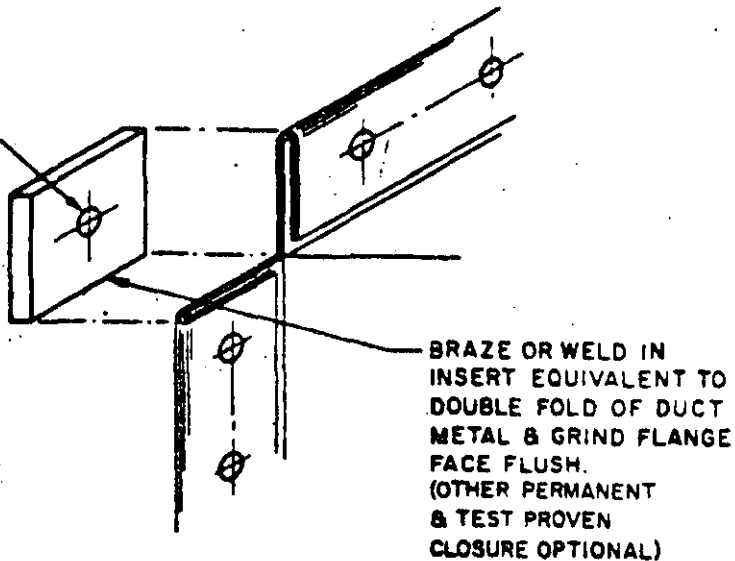
J

MIN $\frac{3}{8}$ " DIA. BOLTS AT
4" MAX. INTERVALS



TYPICAL JOINT SECTION

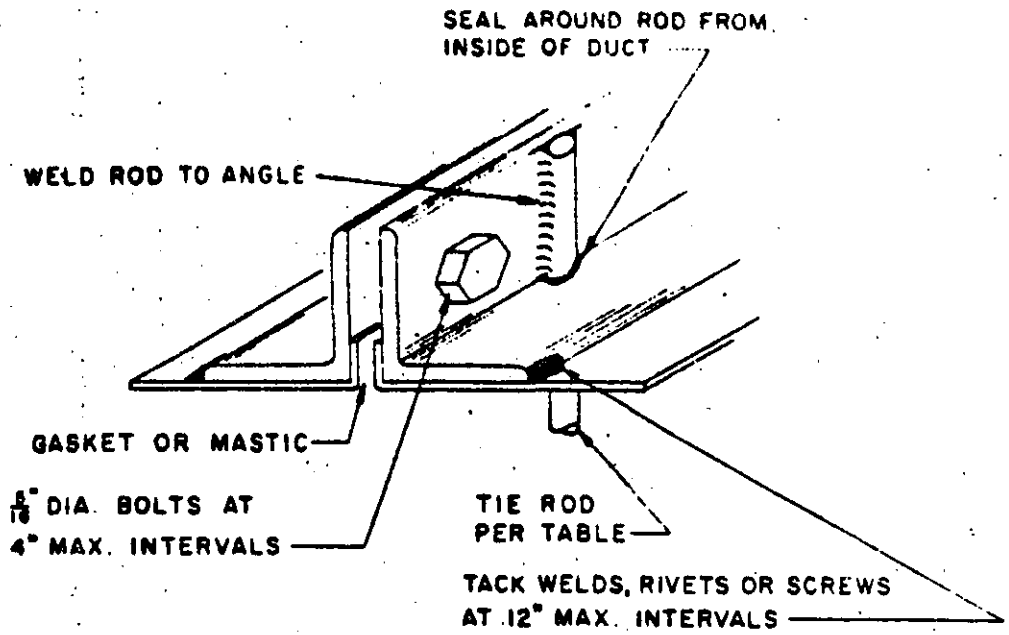
HOLE FOR BOLT
AT CORNERS



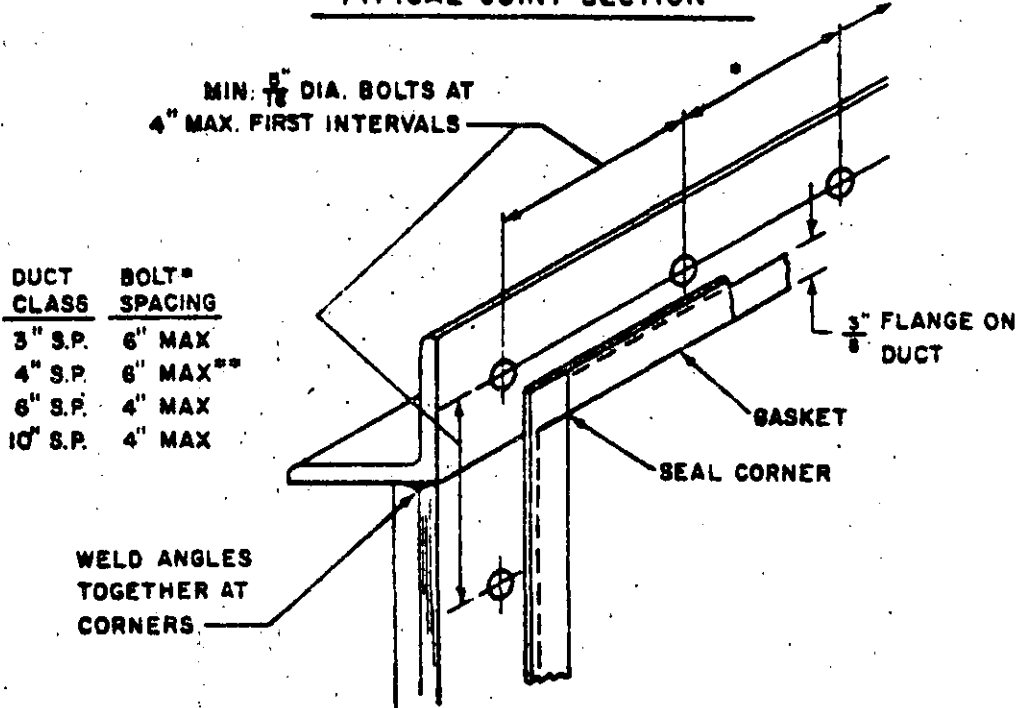
CORNER DETAIL

FLANGED JOINT

Fig. 4-9



TYPICAL JOINT SECTION



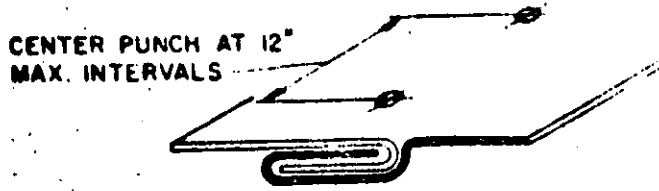
DUCT CLASS	BOLT SPACING
3" S.P.	6" MAX
4" S.P.	6" MAX**
6" S.P.	4" MAX
10" S.P.	4" MAX

**4" MAX. ON 1/8" ANGLES

CORNER DETAIL

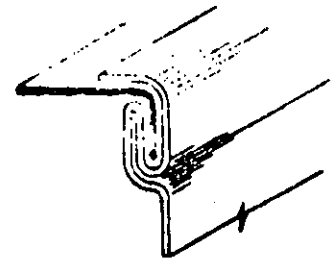
COMPANION ANGLE FLANGED JOINT

Fig. 4-10



ACME OR GROOVED SEAM

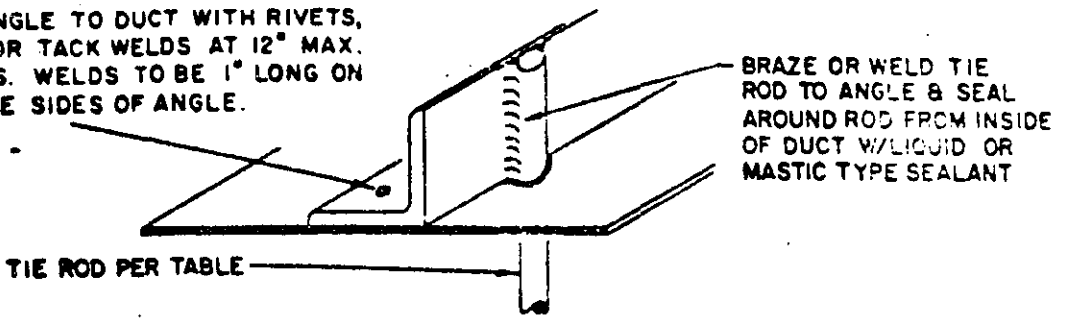
Fig. 4-11



PITTSBURGH LOCK SEAM

Fig. 4-12

FASTEN ANGLE TO DUCT WITH RIVETS, SCREWS, OR TACK WELDS AT 12" MAX. INTERVALS. WELDS TO BE 1" LONG ON ALTERNATE SIDES OF ANGLE.

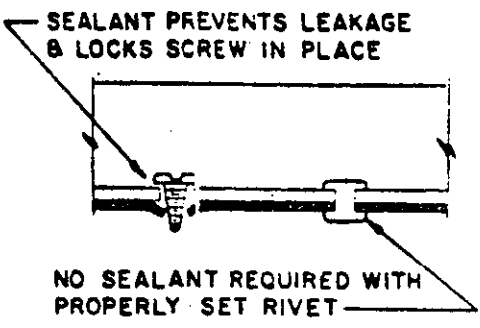
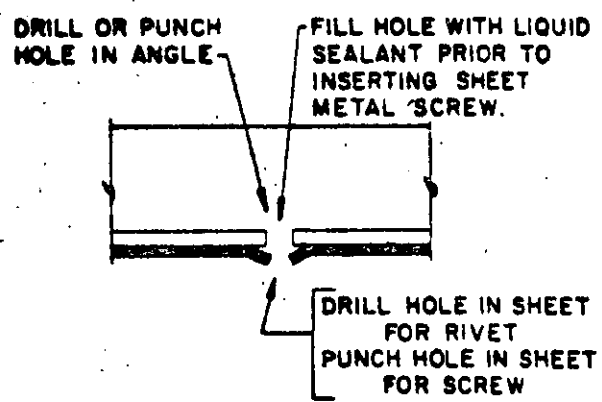


TYPICAL REINFORCING SECTION

Fig. 4-13

NOTE: WHERE TIE RODS ARE USED BOTH ON TOPS & SIDES OF DUCT, WELD RODS TOGETHER WHERE THEY CROSS INSIDE OF THE DUCT.

TIE RODS ARE USED ON LARGE DUCTS ONLY.



FASTENER DETAILS

Fig. 4-14

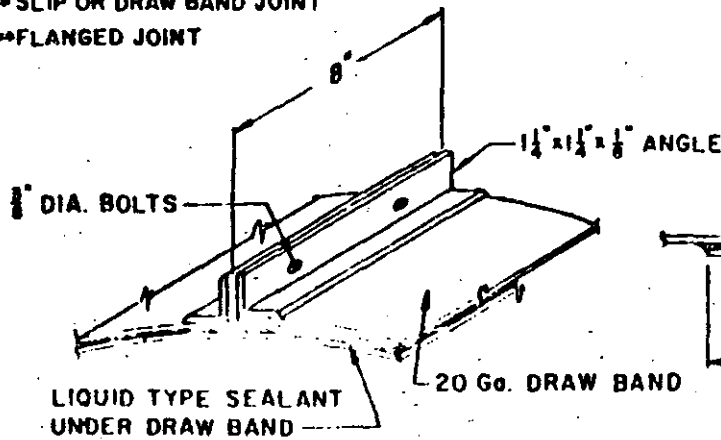
HIGH VELOCITY ROUND DUCT CONSTRUCTION

DUCT DIAMETER	GALVANIZED STEEL SHEET GAUGE			ROUND DUCT FITTINGS	GIRTH REINFORCING BETWEEN JOINT ANGLE SIZE AND MAXIMUM LONGITUDINAL SPACING	GIRTH JOINTS*
	SPIRAL LOCK SEAM DUCT	LONGITUDINAL SEAM DUCT				
UP THRU 8"				22		
9" - 14"	26	24	26	20	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
15" - 26"	24	22	24	20	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
27" - 36"	22	20	22	20	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
37" - 50"	20	20	20	18	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 3/8" ANGLE FLANGED JOINT
51" - 60"	18	18	18	18	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 3/8" ANGLE FLANGED JOINT
61" - 84"			16	16	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 3/8" ANGLE FLANGED JOINT

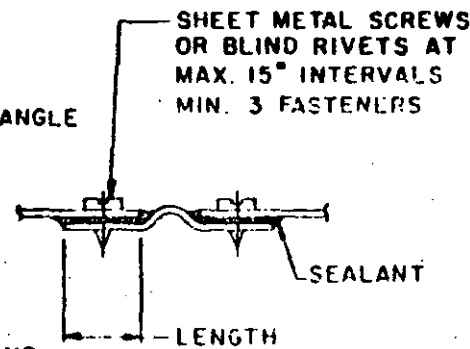
*RECOMMENDED JOINT LISTED; HOWEVER 2" SLIP JOINT OR DRAW BAND IS ACCEPTABLE THRU 60" SIZE.

**SLIP OR DRAW BAND JOINT

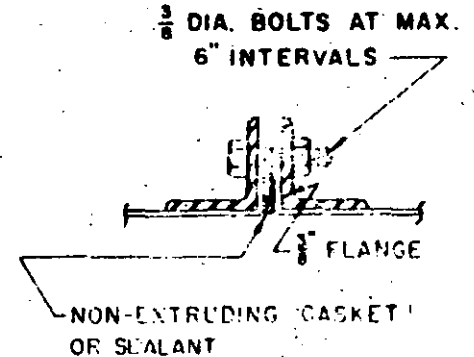
***FLANGED JOINT



DRAW BAND JOINT (NOT USED ON SPIRAL DUCT)

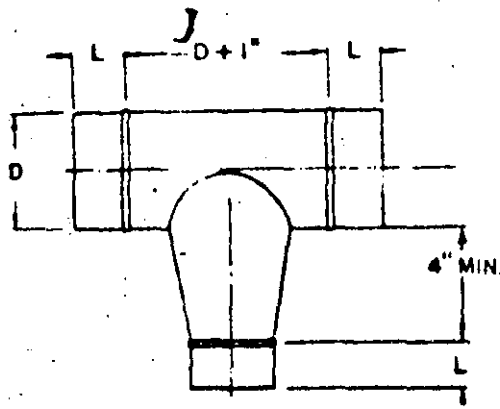


SLIP JOINT

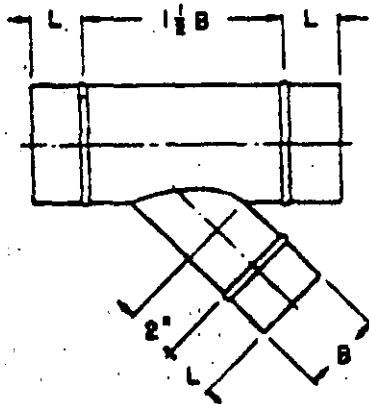


LOOSE FLANGE OR VANSTONE JOINT

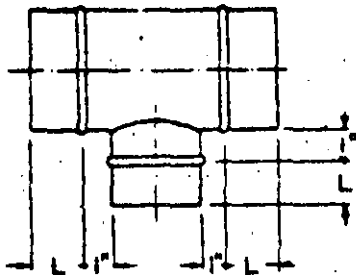
FIG. 2-2



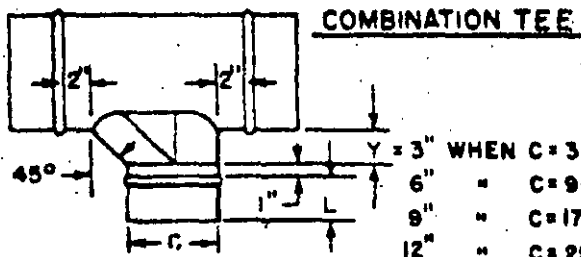
CONICAL TEE



45° LATERAL

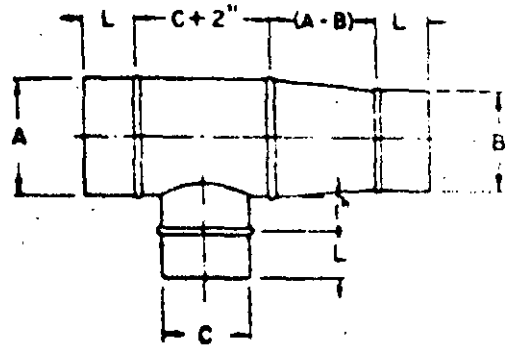


90° TEE

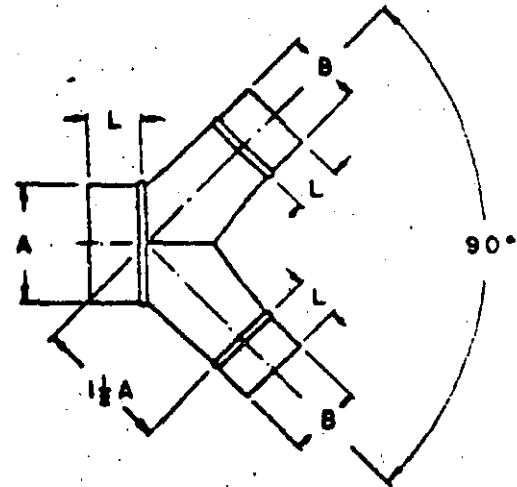


COMBINATION TEE

Y = 3"	WHEN C = 3-8"
6"	" C = 9-16"
9"	" C = 17-24"
12"	" C = 25"-UP

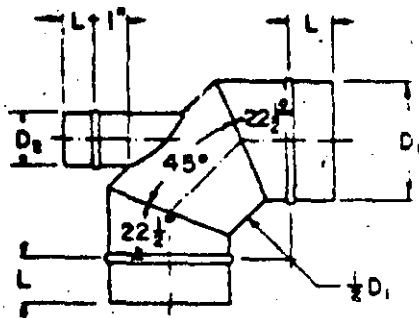


90° REDUCING TEE

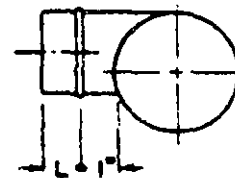


TWO WAY "Y"

NOTE:
L = 2" MIN.
SEE FIG. 2-2



90° ELBOW WITH HEEL TAP



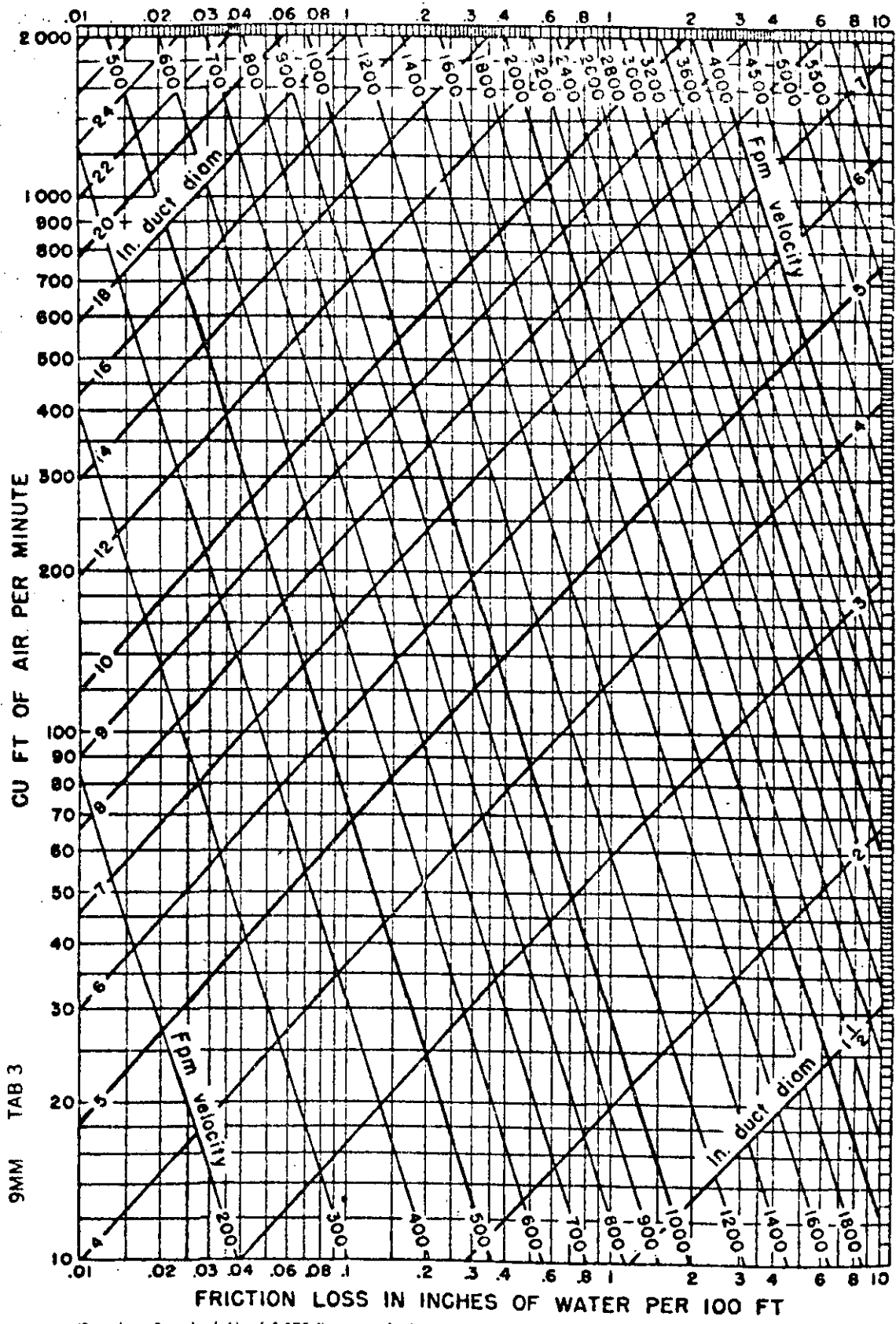
TANGENTIAL TEE

TYPICAL FITTING DIMENSIONS

Fig. 2-5

18-

TRANE AIR CONDITIONING MANUAL



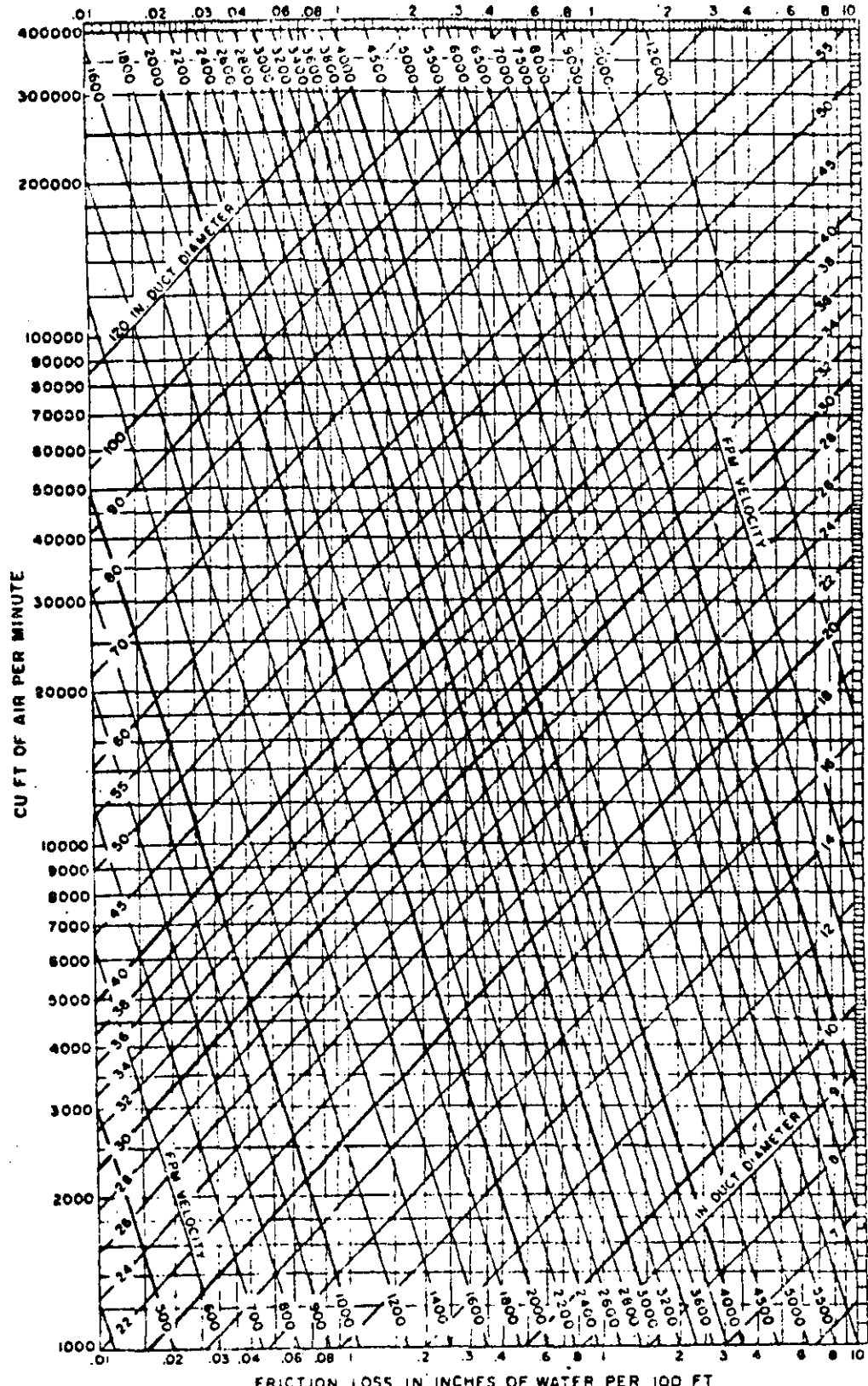
(Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.)

FIGURE 9-MM

FRICTION CHART FOR AIR

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide And Data Book

TRANE AIR CONDITIONING MANUAL



(Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.)

FIGURE 9-00

FRICTION CHART FOR AIR

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide And Data Book

RECTANGULAR EQUIVALENT OF ROUND DUCTS

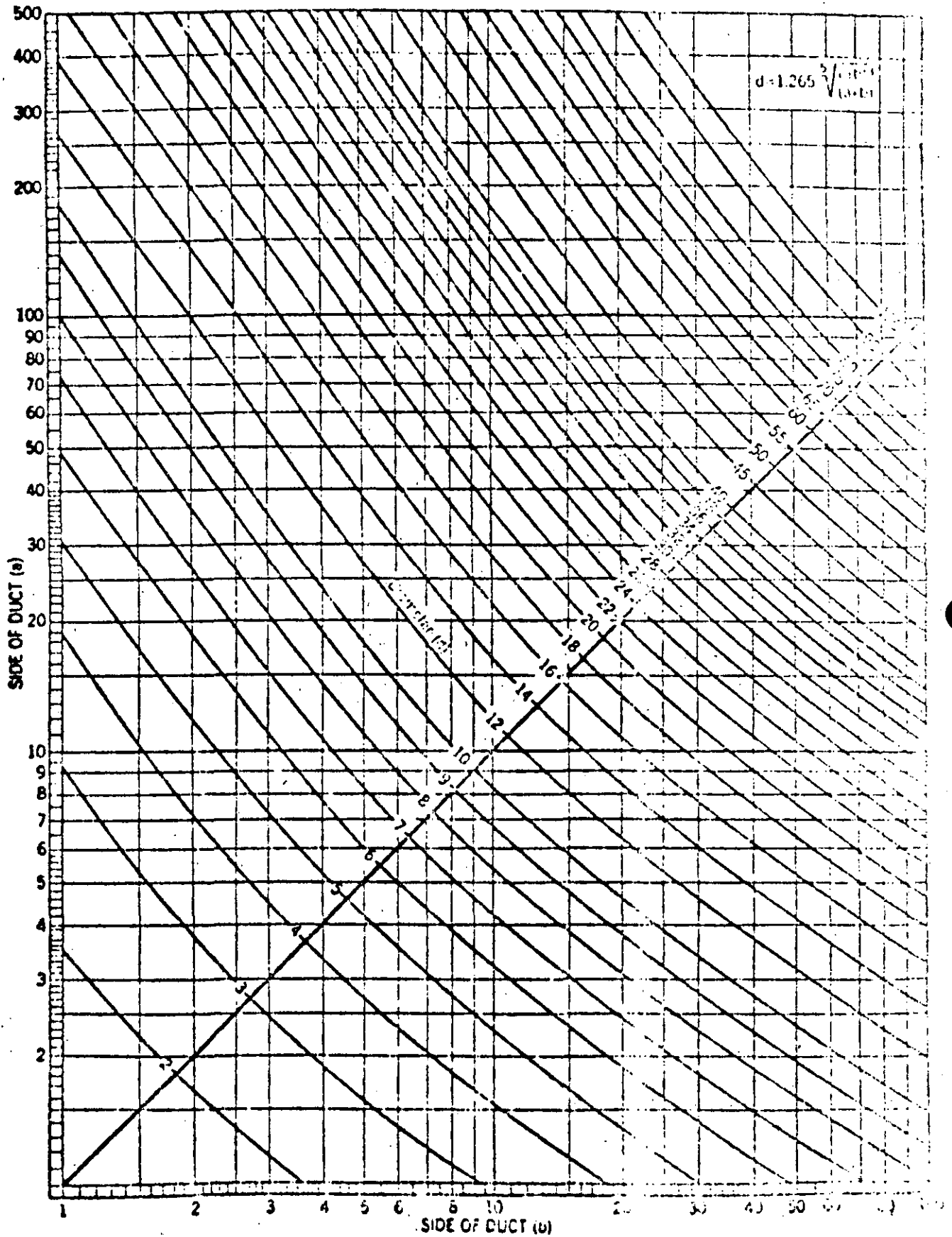


TABLE 1-1
PRESSURE-VELOCITY CLASSIFICATION

	DUCT CLASS	STATIC PRESSURE RATING	PRESSURE	SEAL CLASS**	VELOCITY*
HIGH PRESSURE DUCT STANDARD	HIGH PRESSURE	10"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	6"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	4"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	3"	POS. OR NEG.	A	4000 FPM DN
LOW PRESSURE DUCT STANDARD	LOW PRESSURE	2"	POS. OR NEG.	B	2500 FPM DN
	LOW PRESSURE	1"	POS. OR NEG.	C	2500 FPM DN
	LOW PRESSURE	1/2"	POS. OR NEG.	D	2000 FPM DN

*General maximum velocity level through this pressure rated section of the system. Certain points may have higher or lower velocities, e.g., fan outlet or restricted passage, yet not require a different pressure class. The designer makes the determination of duct class after analyzing velocities and operating pressures. In assigning different pressure classes to various sections of a duct system, the assignment should relate to the highest operating level in the respective portion of the system.

**See text on seal classes and Table 1-2 Page 1-6.

When duct pressure classifications are designated on contract drawings by the designer, the contractor shall be obligated to conform to the seal class requirements of Table 1-1. The appropriate symbols for designating duct pressure class on duct drawings are shown in Figure 1-1, page 1-5, and in the symbol list on page 1-2.

Basic construction for static pressure classes 1/2", 1" and 2" w.g. is provided in the following tables:

- a) *Rectangular steel ducts:* Table 1-3 to 1-9, pages 1-15 to 1-21. Inside standing seam option is Figure 1-11 on page 1-34.
- b) *Rectangular aluminum ducts:* Tables 1-10, 1-11 and 1-12, page 1-24.
- c) *Round Steel Duct:* Table 2-2, page 2-22.
- d) *Boiler Bruching:* Figure 3-18, page 3-22.
- e) *Casings:* Figure 3-9, page 3-12; Figure 3-11, page 3-14.
- f) *Flat Oval Duct:* Not given but may be used. Adapt construction based on data in the SMACNA High Pressure Duct Construction Standards, third edition.

Important Standard Drawing Designation practices. See Symbols on page 1-2.

1. Duct dimensions placed on contract drawings relate to net free area. Metal size must accommodate liner if liner is used.
2. If the flat surface of a duct side is shown (in plan or elevation) the dimension of the side shown is listed first in size notation.
3. In a section cut across the flow path (in plan or elevation mode), two adjacent sides are dimensioned separately or, if axis type notation is used, the first dimension is parallel to the line of the notation.
4. Design drawings are to depict duct pressure classes as in Figure 1-1 on page 1-5.

Important Precaution:

When system design has a serious potential for sudden interruption of air flow and excessive pressure loads will result, designers should designate pressure relief control. Such designation may be in the form of static pressure monitors, fail safe circuitry, resettable pressure relief panels or weak walls which can control the point of collapse, etc.

2" W.G.	TABLE 1-5 RECTANGULAR DUCT REINFORCEMENT							
	STATIC POS. OR NEG.	NONE REQUIRED ON	MINIMUM RIGIDITY CLASS* ON MINIMUM GAGE DUCT					
			REINFORCEMENT SPACING					
DUCT DIMENSION		10'	8'	5'	4'	3'	2 1/2'	2'
7" dn	28 ga.							
8-10"	26 ga.	→	A-28	→				
11, 12"	24 ga.	→	A-20	A-28	→			
13, 14"	22 ga.	→	A-24	A-28	→			
15, 16"	20 ga.	A-22	A-24	A-28	→			
17, 18"	20 ga.	A-22	A-24	A-28	→			
19, 20"	18 ga.	B-20	B-22	A-26	A-28	→		
21, 22"	16 ga.	B-20	B-22	A-26	A-28	→		
23, 24"	16 ga.	C-20	C-22	B-26	B-28	→		
25, 26"		C-20	C-22	B-26	B-28	→		
27, 28"		C-18	C-20	C-24	B-26	→		
29, 30"		D-18	D-20	C-24	C-28	→		
31-36"		E-16	E-18	D-22	D-24	→		
37-42"			E-16	E-22	E-24	→		
43-48"			G-16	F-20	E-22	E-24	→	
49-54"				G-18	F-20	F-24	→	
55-60"				H-18	G-20	G-22	→	
61-72"	NOT ALLOWED			I-16	H-18	H-22	→	
73-84"					J-18	I-20	→	
85-96"					K-16	K-18	J-20	→
97" UP							K-18	→

*See Notes on Page 1-14. Select Rigidity Class A, B, C, etc., from Tables 1-6, 1-7, 1-8 and 1-9.

TABLE 1-6 TRANSVERSE JOINT REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	T-2 STANDING DRIVE SLIP		T-10 STANDING S		T-11 STANDING S		T-12 STANDING S		STANDING S ANGLE REINFORCED T-13		STANDING S ANGLE REINFORCED T-14	
	EI*	H x T	WT / LF	H x T	WT / LF	H x T	WT / LF	H x T	WT / LF	H x T + HR	WT / LF	
A	0.5	↑		↑		1/2 x 26 ga.	.5	↑		↑		
B	1.0	1 1/8 x 26 ga.	.5	↑		1/2 x 22 ga.	.7	↑				
C	2.5	1 1/8 x 22 ga.	.8	1 x 26 ga.	.6	1 x 26 ga.	.6	↑				
D	5	NOT GIVEN		1 x 24 ga.	.7	1 x 24 ga.	.7	1 1/8 x 26 ga.	.7			
E	10			1 1/8 x 20 ga. w = 3/16"	.9	NOT GIVEN		1 1/8 x 18 ga.	1.4			
F	15			1 5/8 x 22 ga. w = 3/16"	1.0			1 1/2 x 24 ga.	1.0	1 1/2 x 24 ga.	1 1/2 x 1/8 Bar	1.5
G	25			1 5/8 x 18 ga. w = 3/16"	1.5			1 1/2 x 18 ga.	1.7	1 1/2 x 22 ga.	1 1/2 x 1/8 Bar	1.6
H	50			NOT GIVEN				NOT GIVEN		1 1/2 x 20 ga.	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	2.9
I	75									2 x 20 ga.	2 x 2 x 1/8 ga.	2.9
J	100									2 x 20 ga.	2 x 2 x 3/16 ga.	3.7
K	150									NOT GIVEN		
L	200	↓		↓		↓		↓				

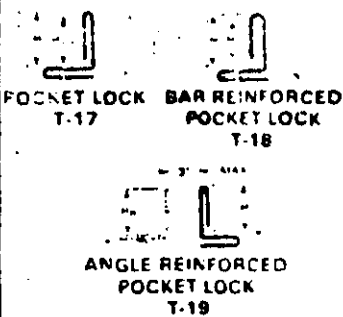

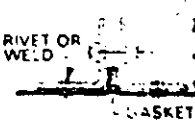
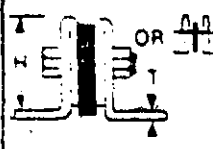
See Notes on Page 1-14. See Note 2B for ratings of flat type joints. *Nominal EI equals number listed times 10⁵

TABLE 1-7 INTERMEDIATE REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	EI*	ANGLE		ZEE		HAT SECTION		CHANNEL	
		H x T (MIN)	WT/LF	H x B x T (MIN)	WT/LF	H x B x D x T (MIN)	WT/LF	H x B x T (MIN)	WT/LF
A	0.5	▲		▲		▲		▲	
B	1.0	3/4 x 20 ga. 3/4 x 18 ga. 3/4 x 16 ga.	.21 .27 .33	3/4 x 1/2 x 20 ga.	.28				
C	2.5	1 x 20 ga. 1 x 16 ga. 3/4 x 1/8	.28 .44 .59	3/4 x 1/2 x 18 ga.	.36			3/4 x 3 x 18 ga.	.3
D	5	1 x .090 1 1/4 x 20 ga. 1 x 1/8	.63 .35 .80	1 x 3/4 x 20 ga.	.35			1 1/8 x 3/4 x 18 ga.	1.0
E	10	1 1/4 x .090 1 1/2 x 18 ga.	.80 .54	1 x 3/4 x .090 1 1/2 x 3/4 x 20 ga.	.78 .41		.7	1 x 3 x 18 ga. 1 x 2 x 1/8	1.5
F	15	1 1/4 x 1/8 1 1/2 x .090	1.0 .93	1 x 3/4 x 1/8 1 1/2 x 3/4 x 18 ga.	1.03 .54	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 20 ga. 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x 20 ga.	.7 1.1	1 1/2 x 3 1/2 x 16 ga.	1.02
G	25	1 1/2 x 3/16 2 x 18 ga.	.96 .72	1 1/2 x 3/4 x 1/8 2 x 1 1/8 x 20 ga.	1.23 .6	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 16 ga. 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x 18 ga. 2 x 1 x 3/4 x 20 ga.	.82 1.1 .90	1 1/8 x 3 x 1/8	2.1
H	50	1 1/2 x 1/4 2 x 1/8 2 1/2 x 16 ga.	2.34 1.65 1.11	2 x 1 1/8 x 16 ga.	.94	1 1/2 x 3/4 x 5/8 x 1/8 1 1/2 x 1 1/2 x 3/4 x .090 2 x 1 x 3/4 x 18 ga.	2.1 1.9 1.2	1.4 x 3	4.1
I	75	2 x 3/16 2 1/2 x .090	2.44 1.6	2 x 1 1/8 x .090	1.33	2 x 1 x 3/4 x .090 2 1/2 x 2 x 3/4 x 16 ga.	2.03 1.88	2 x 2 x 1/8 1.5 x 3	2.4 5.0
J	100	2 x 1/4 2 1/2 x 1/8	3.2 2.1	2 x 1 1/8 x 1/8 3 x 1 1/8 x 16 ga.	1.74 1.2	2 x 1 x 3/4 x 1/8 2 1/2 x 2 x 3/4 x .090	2.63 2.67	1.6 x 4	5.4
K	150	2 1/2 x 3/16	3.1	3 x 1 1/8 x .090	1.64	2 1/2 x 2 x 3/4 x 1/8 3 x 1 1/2 x 3/4 x 16 ga.	3.57 2.0		
L	200	2 1/2 x 1/4	4.1	3 x 1 1/8 x 1/8	2.15	3 x 1 1/2 x 3/4 x .090	2.82		NOT GIVEN

See Notes on Page 1-14. *Nominal EI is number listed times 10⁵

TABLE 1-8 TRANSVERSE JOINT REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	EI*	 POCKET LOCK T-17 BAR REINFORCED POCKET LOCK T-18 ANGLE REINFORCED POCKET LOCK T-19			 T-20 CAPPED FLANGE			 T-22 COMPANION ANGLES		 T-23 FLANGED	
		H	LOCK T, DUCT T, HR	WT/LF	H x T	U	WT/LF	H x T	WT/LF	H x T	WT/LF
A	0.5										
B	1.0				3/4 x 26 ga.	24 ga.	.4				
C	2.5	T-17 1"	26 ga. Lock on 28 ga.	.6	1 x 24 ga.	24 ga.	.5			1 x 24 ga. 1.0	
D	5	T-17 1"	24 ga. Lock on 24 ga.	.7	1 x 22 ga.	22 ga.	.6			1 x 22 ga. 1.0	
E	10	T-18 1"	22 ga. Lock 1 x 1/8 Bar	1.4	1 1/2 x 24 ga.	22 ga.	.8	TWO 1 x 1/8	1.7	1 x 16 ga. 1 1/2 x 24 ga. 1.0	
F	15	T-17 1 1/2"	22 ga. Lock	1.0	1 1/2 x 20 ga.	20 ga.	1.0			1 1/2 x 22 ga. 1 1/2 x 20 ga. 1.0	
G	25	T-18 1 1/2"	22 ga. Lock 1 1/2 x 1/8 Bar	1.6				TWO 1 1/4 x 1/8	2.1	1 1/2 x 18 ga. 1.5	
H	50	T-19 1 1/2"	20 ga. Lock 1 1/2 x 3/16 Angle	2.9	2 x 16 ga.	20 ga.	1.5	TWO 1 1/2 x 1/8	2.6	2 x 18 ga. 1.5	
I	75	T-19 1 1/2"	20 ga. Lock 2 x 1/8 Angle	2.8	NOT GIVEN			TWO 1 1/2 x 3/16	3.7	2 x 16 ga. 2.0	
J	100	T-19 1 1/2"	20 ga. Lock 2 x 3/16 Angle	3.5				TWO 1 1/2 x 1/4	4.7	NOT GIVEN	
K	150	T-19 1 1/2"	20 ga. Lock 2 1/2 x 3/16 Angle	4.2				TWO 2 x 3/16	4.9		
L	200		NOT GIVEN					TWO 2 x 1/4	6.5		

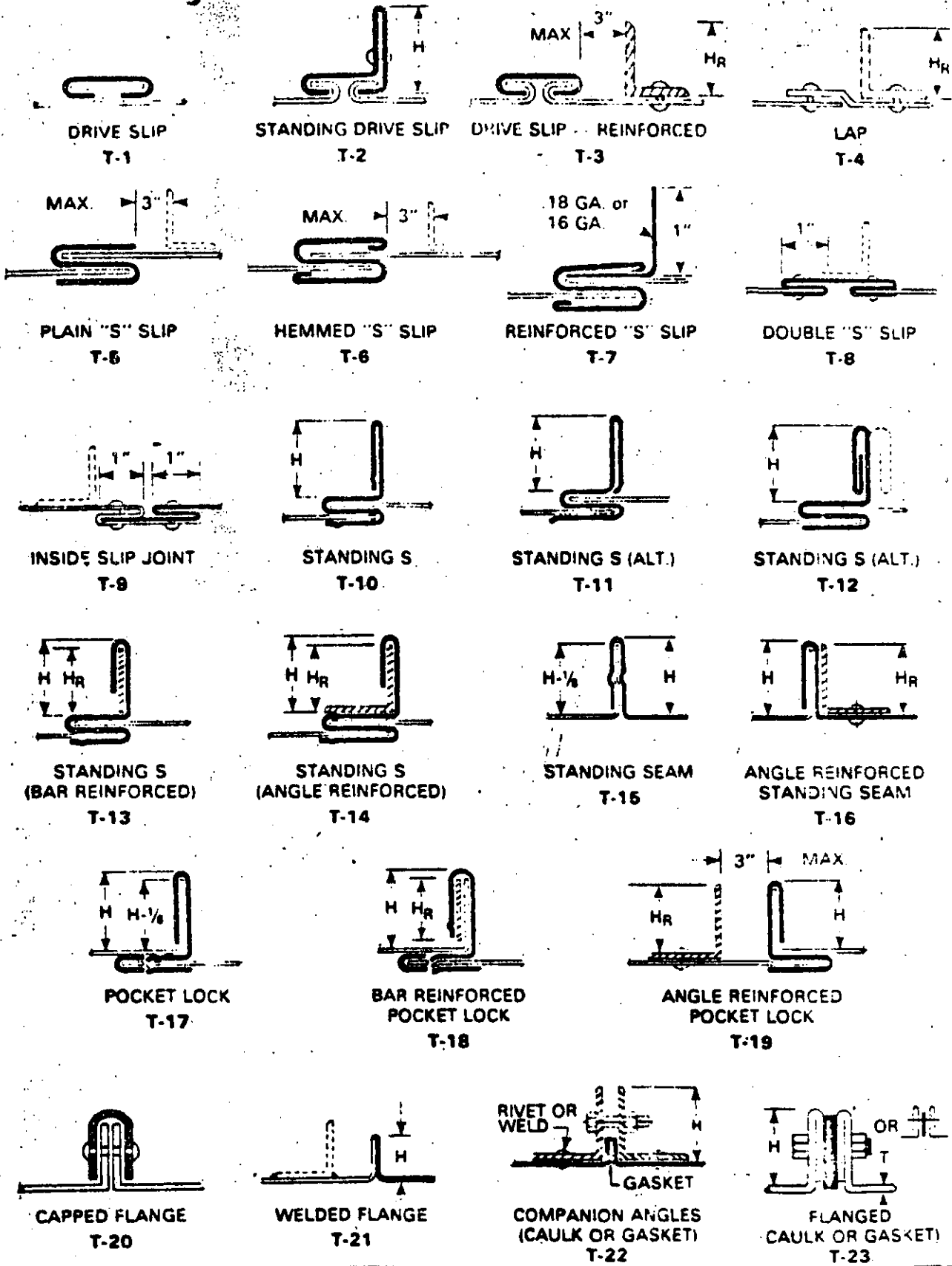
See Notes on Page 1-14. *Nominal EI is number listed times 10⁵.

TABLE 1-9 TRANSVERSE JOINT REINFORCEMENT

MINIMUM RIGIDITY CLASS	EI*	T-15 STANDING SEAM		STANDING SEAM OR WELDED FLANGE REINFORCED						T-21 WELDED FLANGE			
		T-16		26 TO 22 GA. DUCT			20 TO 16 GA. DUCT			T-21			
		H _S x T		H _S	H x H x T		WT/LF	H _S	H x H x T		WT/LF	H _S x T	WT/LF
A	0.5	1/2 x 24 ga.			↑			↑			1/2 x 22 ga.		
B	1.0	3/4 x 24 ga.			↑			↑			1/2 x 16 ga. 3/4 x 22 ga.		
C	2.5	1 x 24 ga.			↑			↑			3/4 x 18 ga. 1 x 22 ga.		
D	5	3/4 x 16 ga. 1 x 20 ga.		1"	1 x 1 x 16 ga.		1.0					1 x 18 ga. 1.1/4 x 22 ga.	
E	10	1 x 16 ga. 1 1/2 x 24 ga.		1"	1 x 1 x 1/8		1.4	1"	1 x 1 x 16 ga.		1.0	1.1/4 x 18 ga. 1.1/2 x 22 ga.	
F	15	1 1/2 x 20 ga.		1 1/2"	1 1/2 x 1 1/2 x 16 ga.		1.8	1 1/2"	1 1/2 x 1 1/2 x 16 ga.		1.7	1.1/4 x 16 ga. 1.1/2 x 20 ga.	
G	25	1 1/2 x 18 ga.		1 1/2" 1 1/2"	1 1/2 x 1 1/2 x 1/8 2 x 2 x 16 ga.		2.0	1 1/2"	1 1/2 x 1 1/2 x 1/8		2.4	1.1/2 x 16 ga.	
H	50	NOT GIVEN		1 1/2"	2 x 2 x 1/8		2.7	1 1/2" 1 1/2"	1 1/2 x 1 1/2 x 3/16 ga. 2 x 2 x 16 ga.		2.8 2.0	NOT GIVEN	
I	75				↑			1 1/2"	2 x 2 x 1/8 ga.		2.7		
J	100			1 1/2"	2 x 2 x 3/16		3.5	1 1/2"	2 x 2 x 3/16 ga.		3.5		
K	150			1 1/2"	2 1/2 x 2 1/2 x 3/16		4.1		↑				
L	200	↓		1 1/2"	2 1/2 x 2 1/2 x 1/4		5.3	1 1/2"	2 1/2 x 2 1/2 x 3/16 ga.		4.1	↓	

See Notes on Page 1-14. *Nominal EI is number listed times 10⁵

SEE NOTES FOR FIG. 1-5 AND FOR TABLES 1-3 THROUGH 1-9, PAGE 1-14



TRANSVERSE (GIRTH) JOINTS

FIG. 1-5

ON 2" W/G STATIC DUCT CLASS, WHERE ACCESSIBLE, INSERT SCREW IN TAB AT A STANDING CONNECTOR

USE MAXIMUM LENGTH OF CONNECTORS

NOTCH CORRECTLY

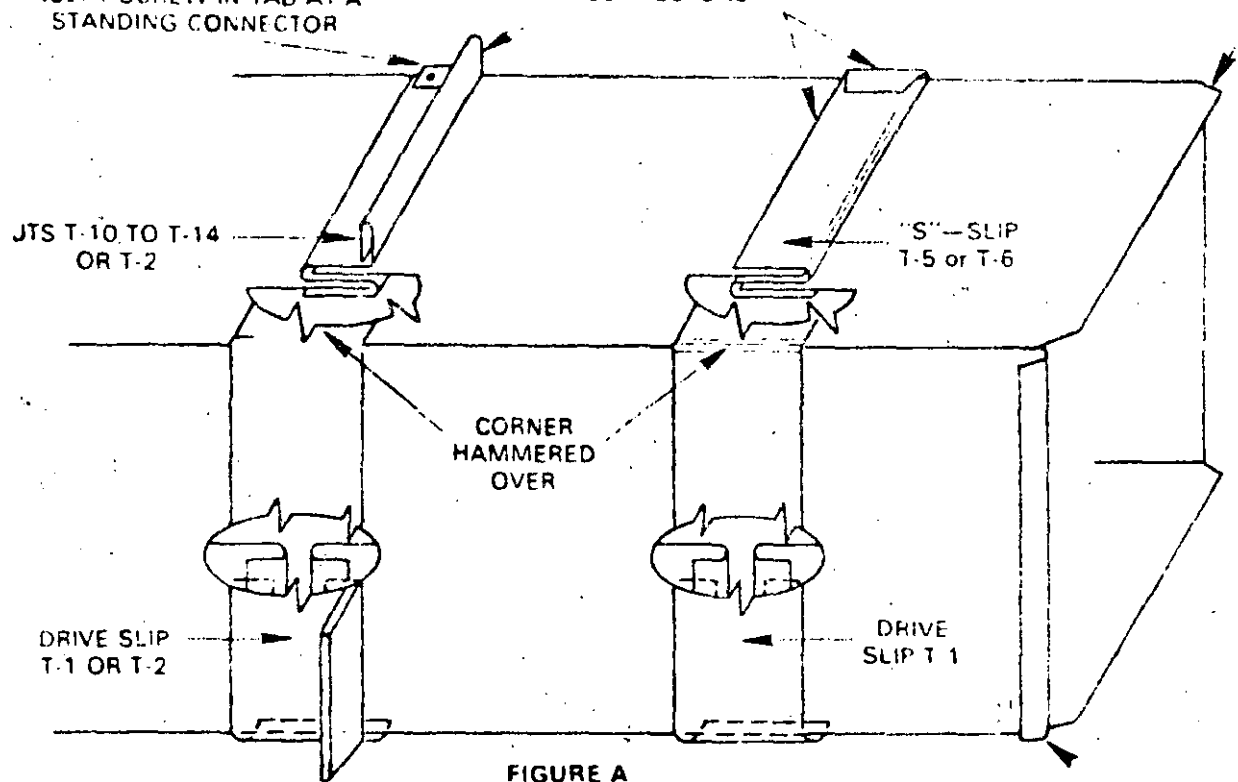
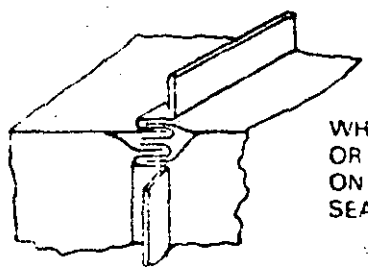


FIGURE A

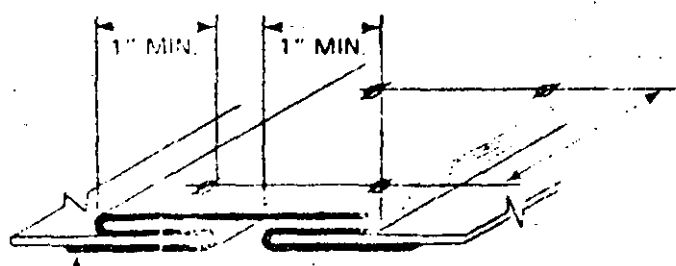
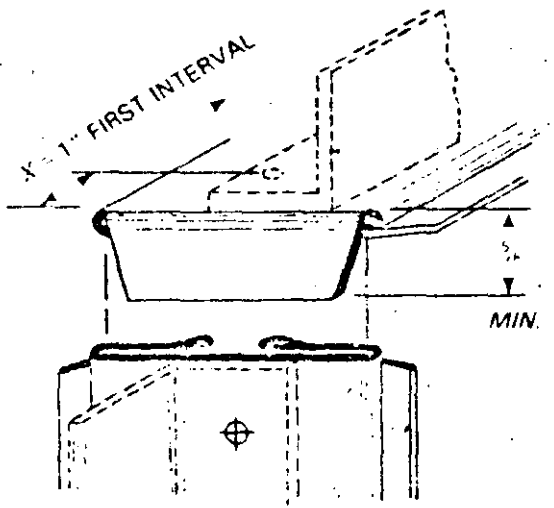


BUTT OF STANDING S TYPE CONNECTORS
FIGURE B

WHEN USING FLAT OR STANDING S SLIPS ON ALL FOUR SIDES SEAL CORNERS

SEE FIG 1-13 FOR CROSS BREAKING OR BEADING REQUIREMENTS PAGE 1-36

SHEET METAL SCREWS AT 6" MAX. INTERVALS

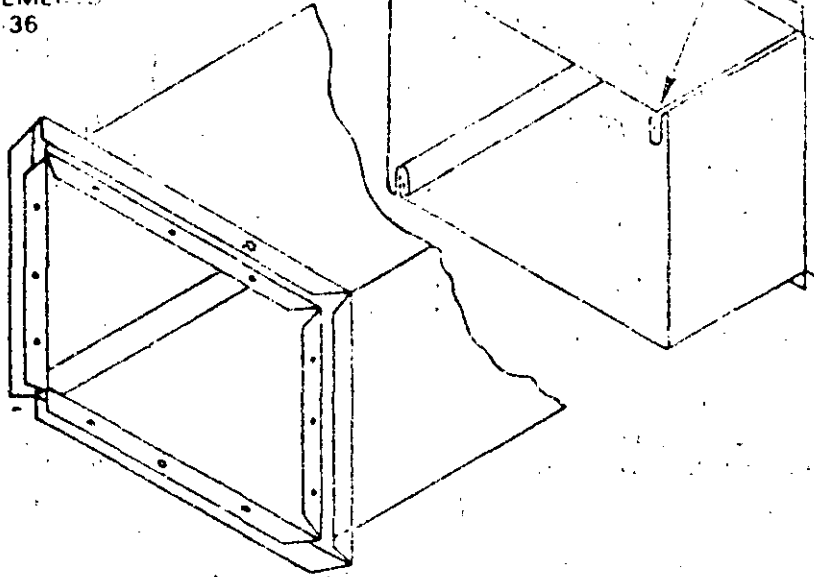


DOUBLE S T-8
FIGURE C

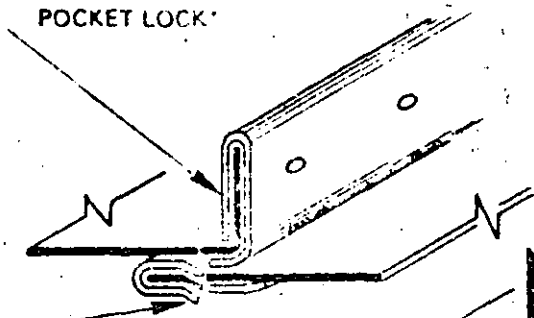
CORNER CLOSURES — SLIPS AND DRIVES FIG. 1-6

SEE FIG. 1-13 FOR READING
OR CROSS BEARING
REQUIREMENTS
PAGE 1-36

CORNER SEAM E-2
TYPE AND LOCATION
OPTIONAL

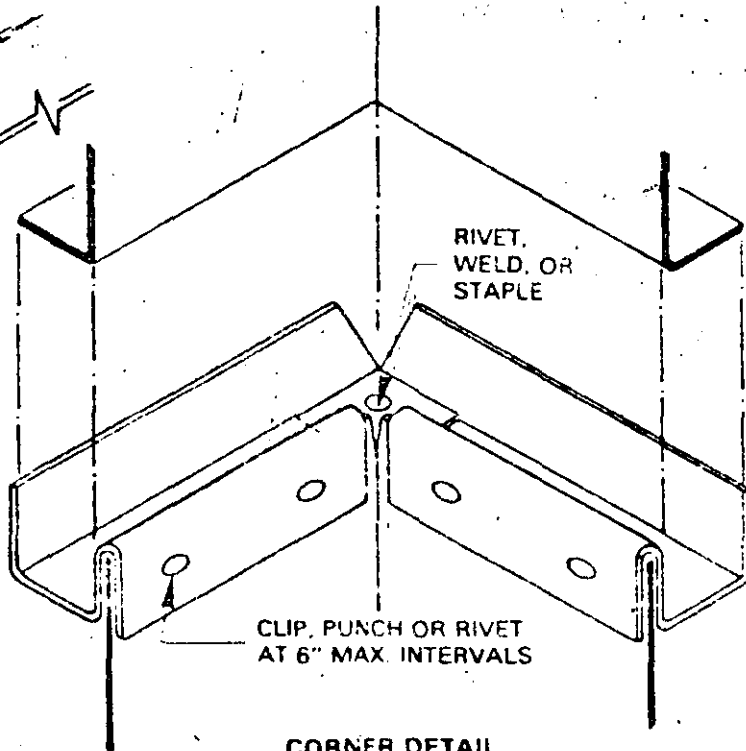


POCKET LOCK*



CLIP, PUNCH OR RIVET
AT 6" MAX. INTERVALS

TYPICAL JOINT SECTION
SEE T-17, T-18, T-19



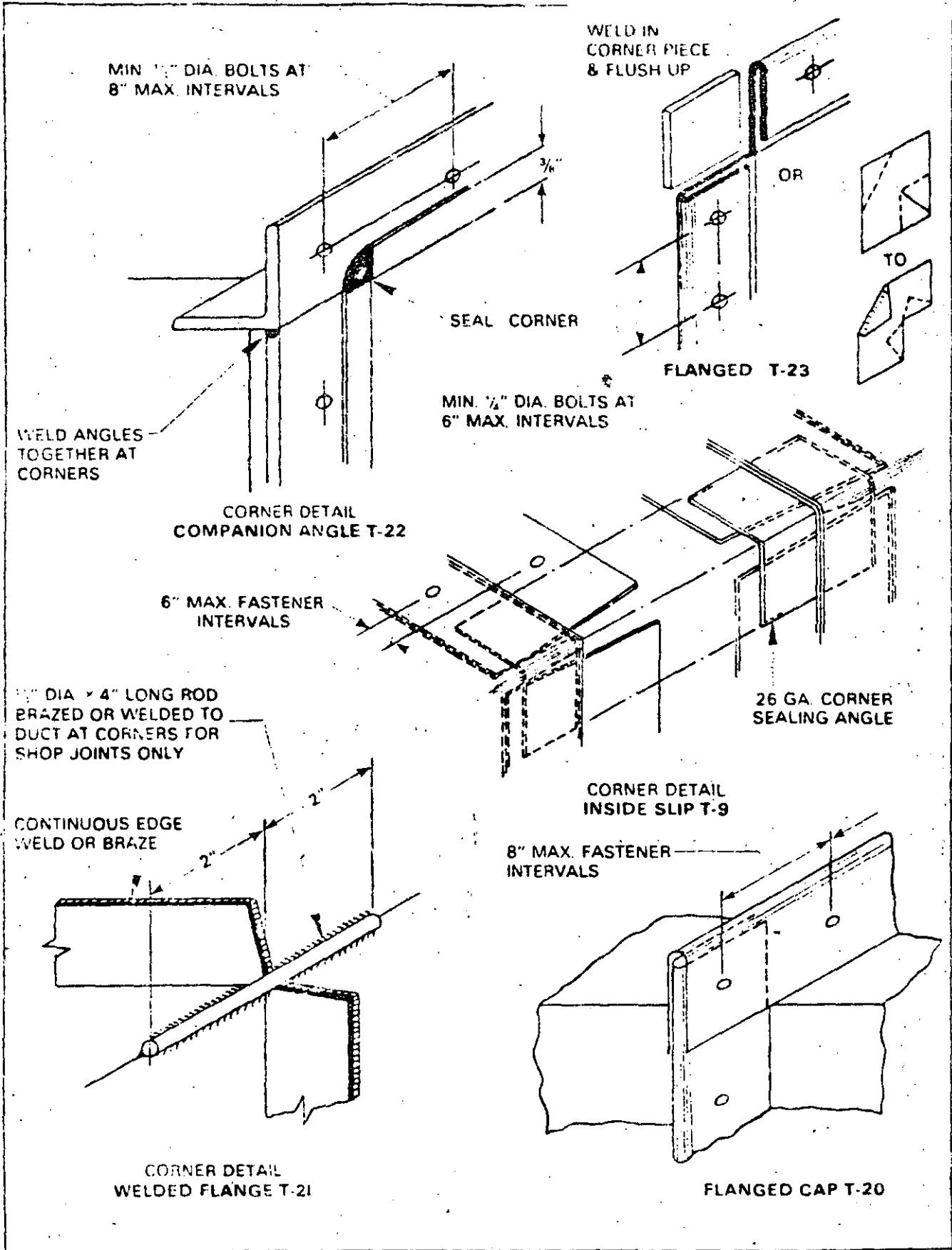
RIVET,
WELD, OR
STAPLE

CLIP, PUNCH OR RIVET
AT 6" MAX. INTERVALS

CORNER DETAIL

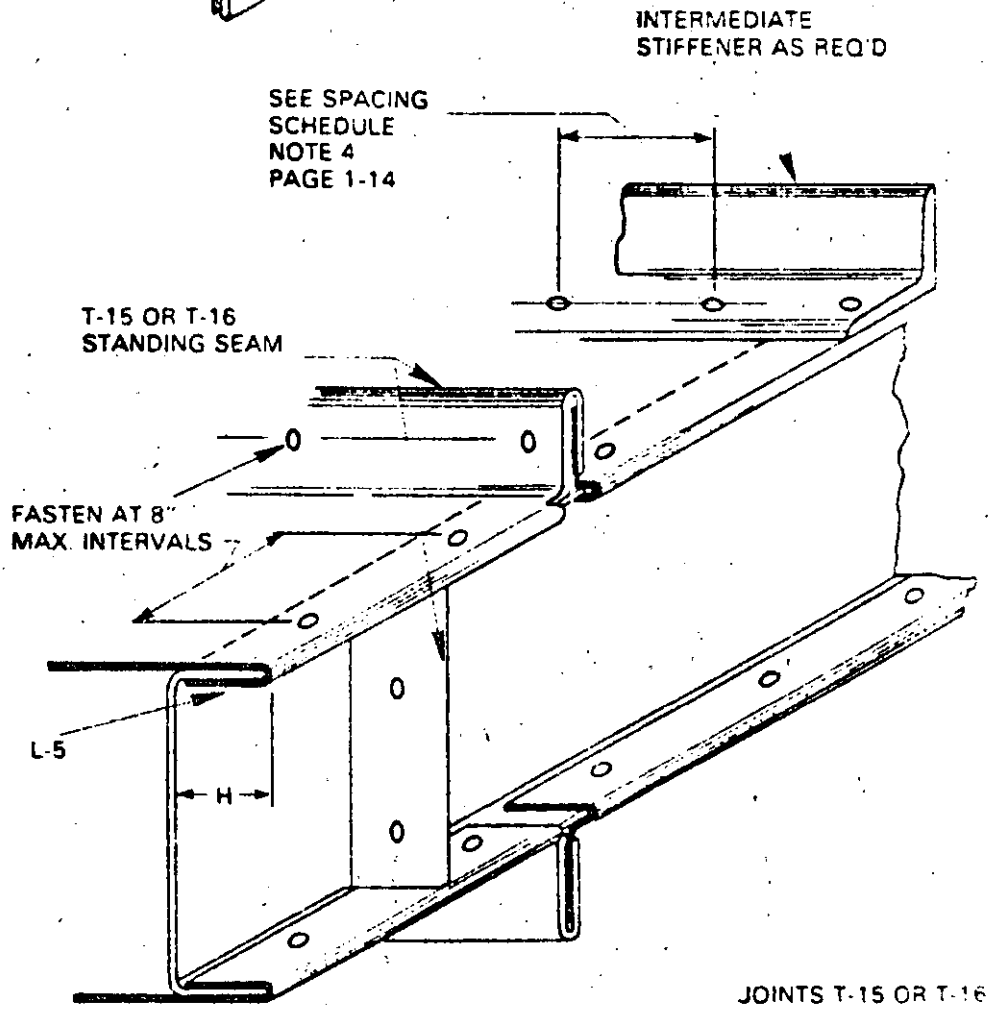
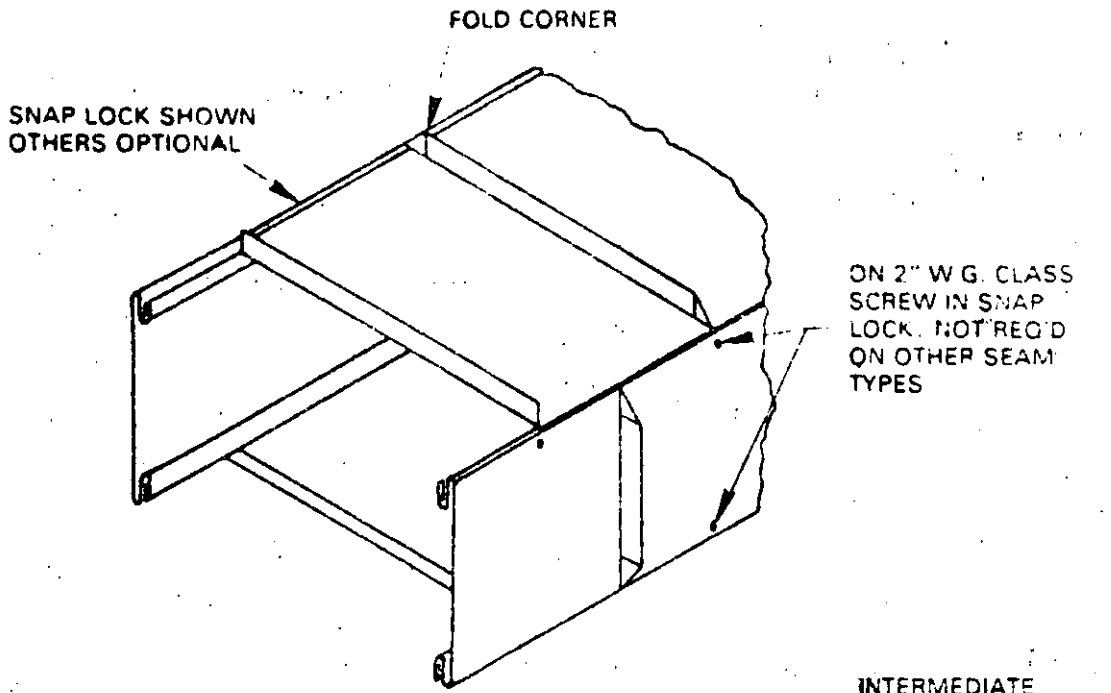
*POCKET LOCK IS ALSO
CALLED BOX LOCK &
GOVERNMENT LOCK (OR CLIP)

CORNER CLOSURES — POCKET LOCKS FIG. 1-7

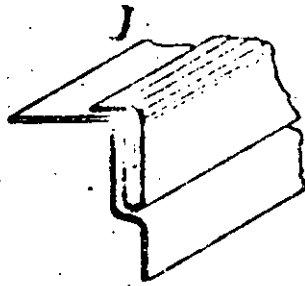


CORNER CLOSURES—FLANGES

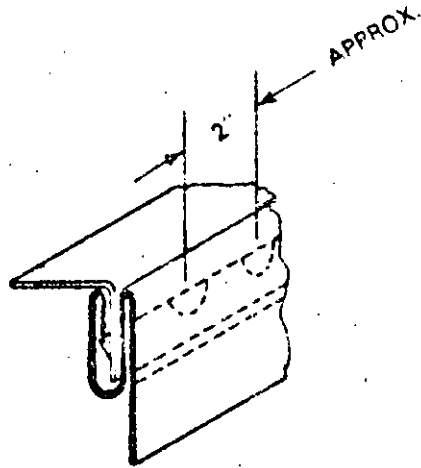
FIG. 1-8



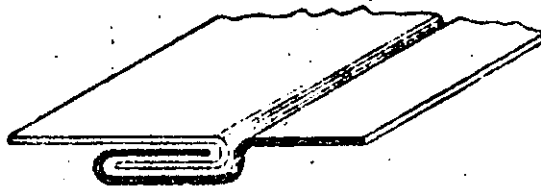
CORNER CLOSURES — STANDING SEAMS FIG. 1-9



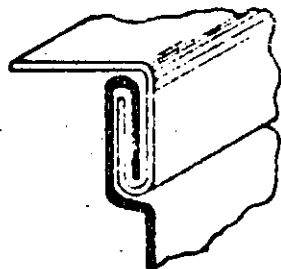
L-1
PITTSBURGH LOCK



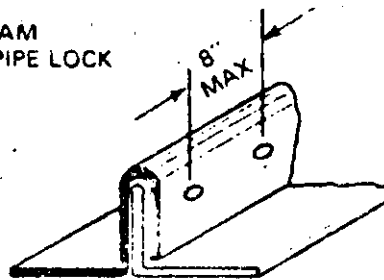
L-2
BUTTON PUNCH SNAP LOCK
ADD SCREWS WHEN USED ON
3 OR 4 CORNERS ON 2" W.G.
CLASS.



L-3
ACME OR GROOVED SEAM
ALSO CALLED FLAT LOCK AND PIPE LOCK

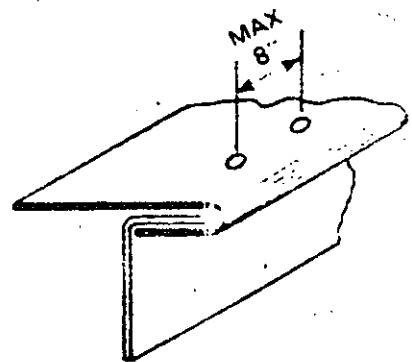


L-6
DOUBLE CORNER SEAM



SEE FIG 1-11.
PAGE 1-34. ALSO

L-4
STANDING SEAM

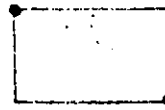


L-5
SINGLE CORNER SEAM

SEAM LOCATIONS



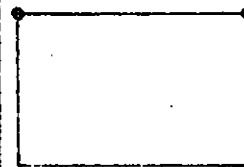
(e)



(b)



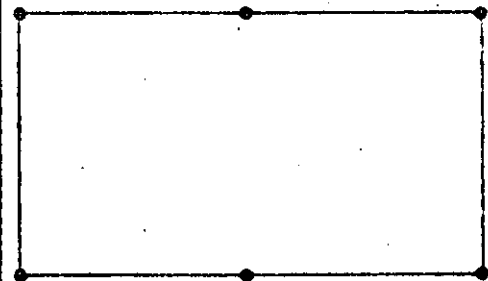
(c)



(d)



(e)



(f)

NUMBER OF SEAMS AND LOCATION VARIES
WITH JOINT TYPE, SHEET STOCK AND
ASSEMBLY PLANS. TYPES L-3 and L-4
MAY FACE INSIDE OR OUTSIDE

LONGITUDINAL SEAMS

FIG. 1-10

INSIDE STANDING SEAM-
LONGITUDINAL

- NOTES
1. SIZE JOINTS AND INTERMEDIATES FROM TABLES 1-3, 1-4 AND 1-5 FOR W_1 AND W_2 AT 5' SPACING IF THEY ARE SEAMED
 2. SELECT STIFFENER SIZE AND SPACING FROM TABLES 1-3, 1-4 AND 1-5 FOR ANY UNSEAMED SIDE.
 3. USE DUCT GAGE REQUIRED BY GREATEST SUBDIVISION OF W AND THE SELECTED SPACING (5' MAX.) OR FOR THE UNSEAMED SIDE, WHICHEVER IS GREATER THICKNESS.
 4. MINIMUM STANDING SEAM SIZES ARE: 1" FOR DUCTS 42" AND LESS, 1-1/2" FOR 43" OVERALL WIDTH AND UP.

SEE NOTES ON PAGE 1-32 ALSO

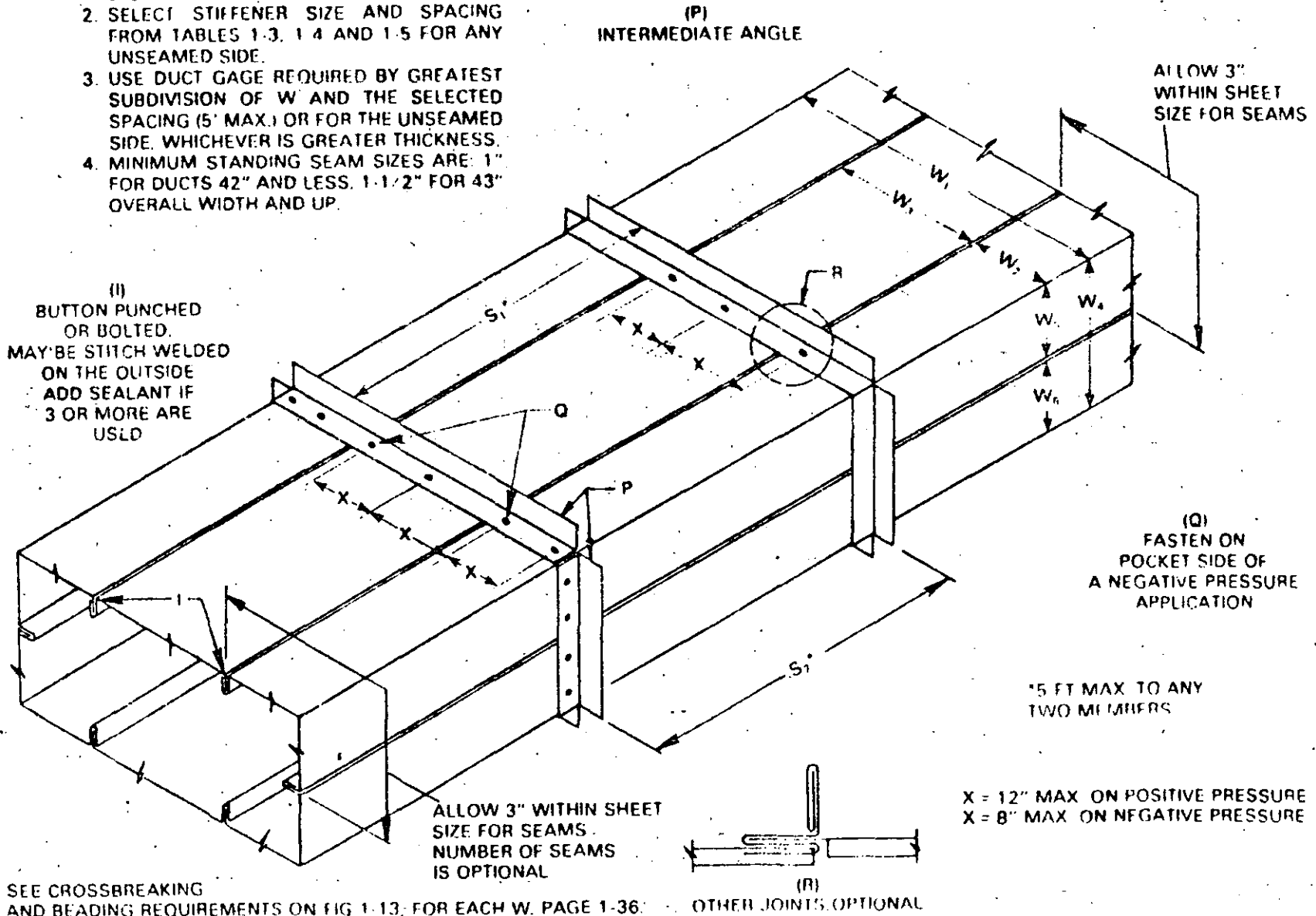


FIG. 1-11

UNREINFORCED DUCT

**DUCTS WITH FLAT SLIP CONNECTORS
AND NO REINFORCEMENT**

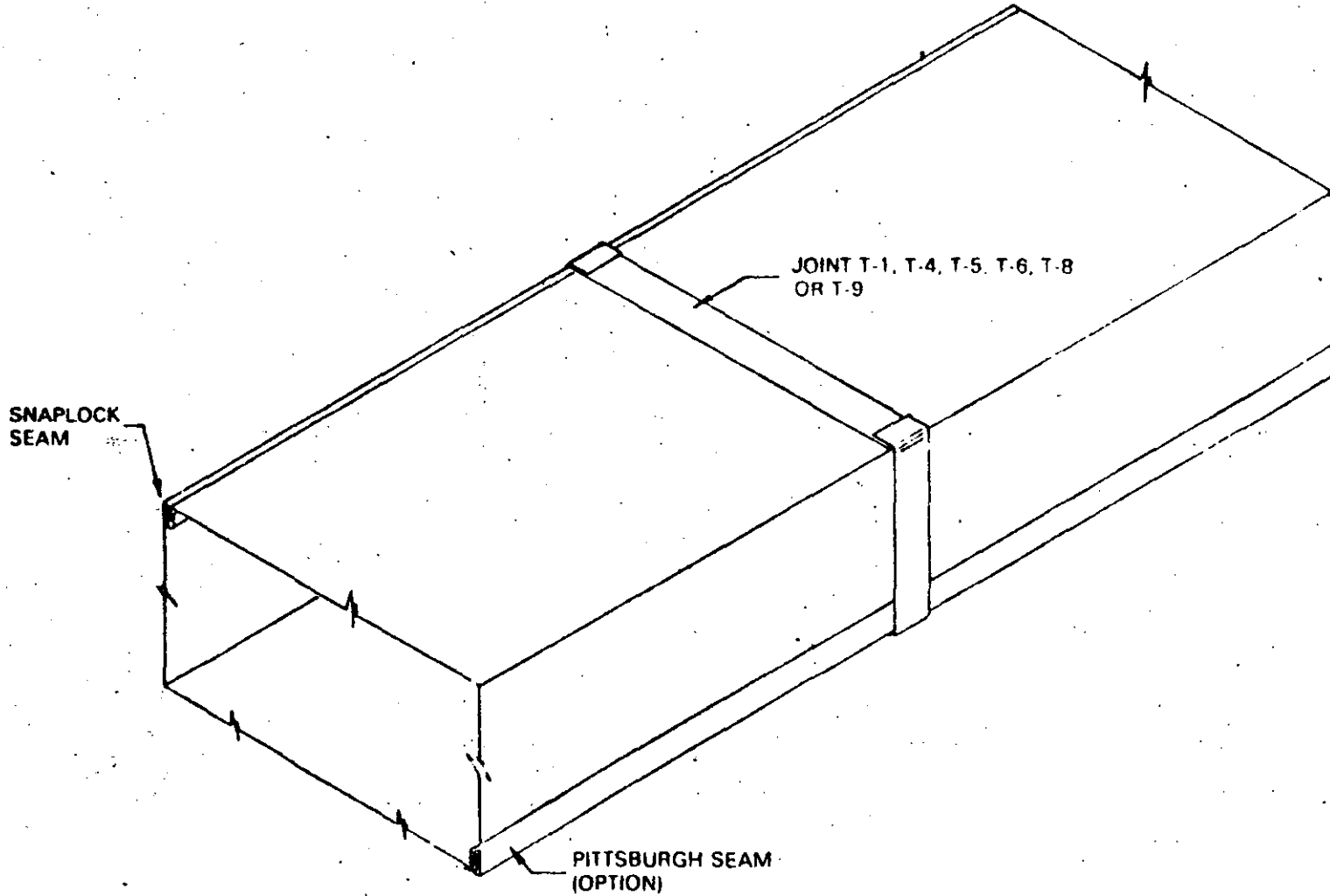


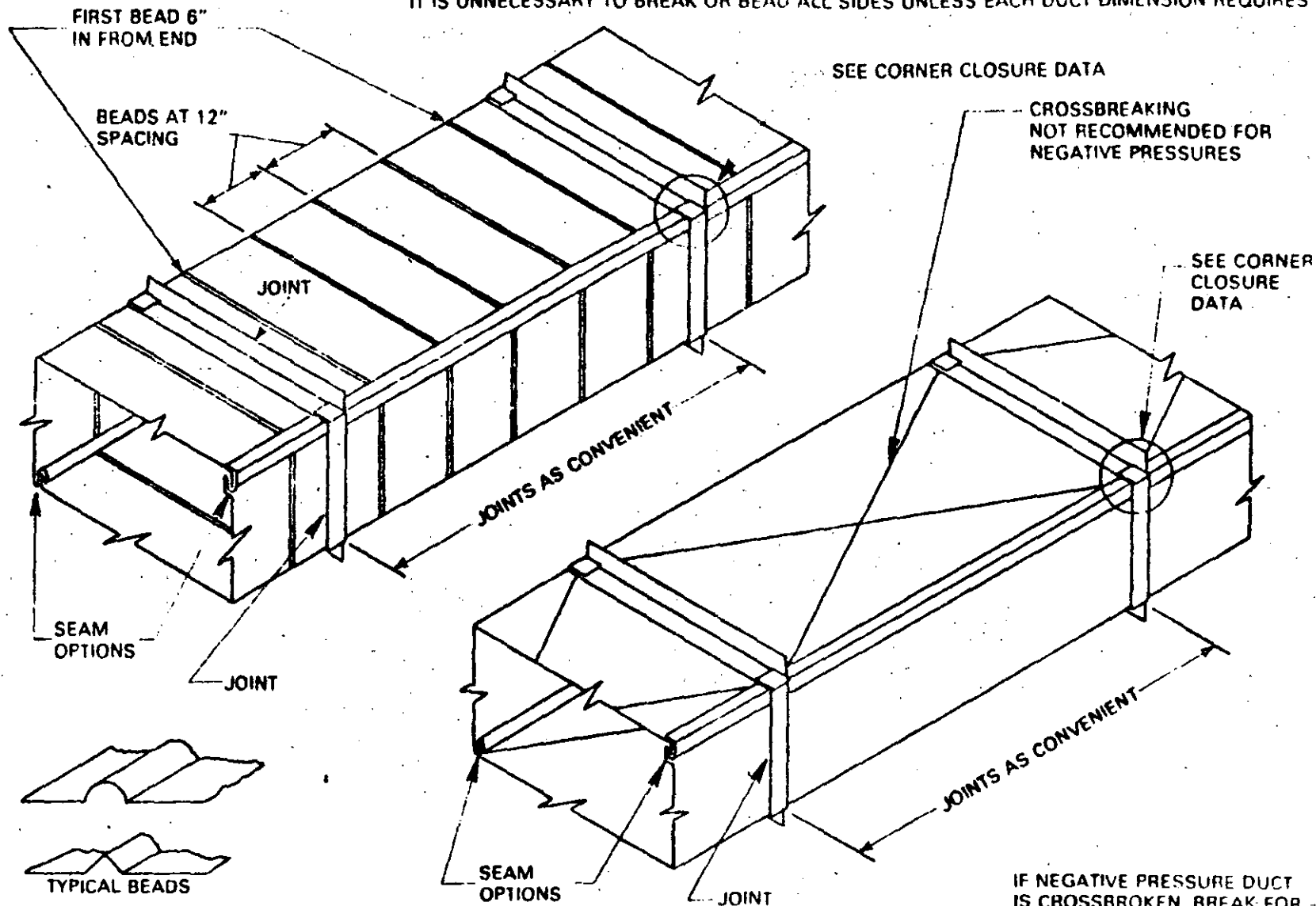
FIG. 1-12

**SEE CROSSBREAK OR BEADING REQUIREMENTS
ON FIG. 1-13 IT IS NOT REQUIRED FOR WIDTHS
LESS THAN 19" PAGE 1-36**

CROSSBROKEN AND BEADED DUCT FIG. 1-13

DUCT SIZES 19" ID 60" WIDE AND LARGER WHICH HAVE MORE THAN 10 SQUARE FEET OF UNBRACED PANEL SHALL BE BEADED OR CROSS BROKEN UNLESS DUCTS WILL HAVE NON CONDUCTIVE COVERING OR ACOUSTICAL LINER

IT IS UNNECESSARY TO BREAK OR BEAD ALL SIDES UNLESS EACH DUCT DIMENSION REQUIRES IT



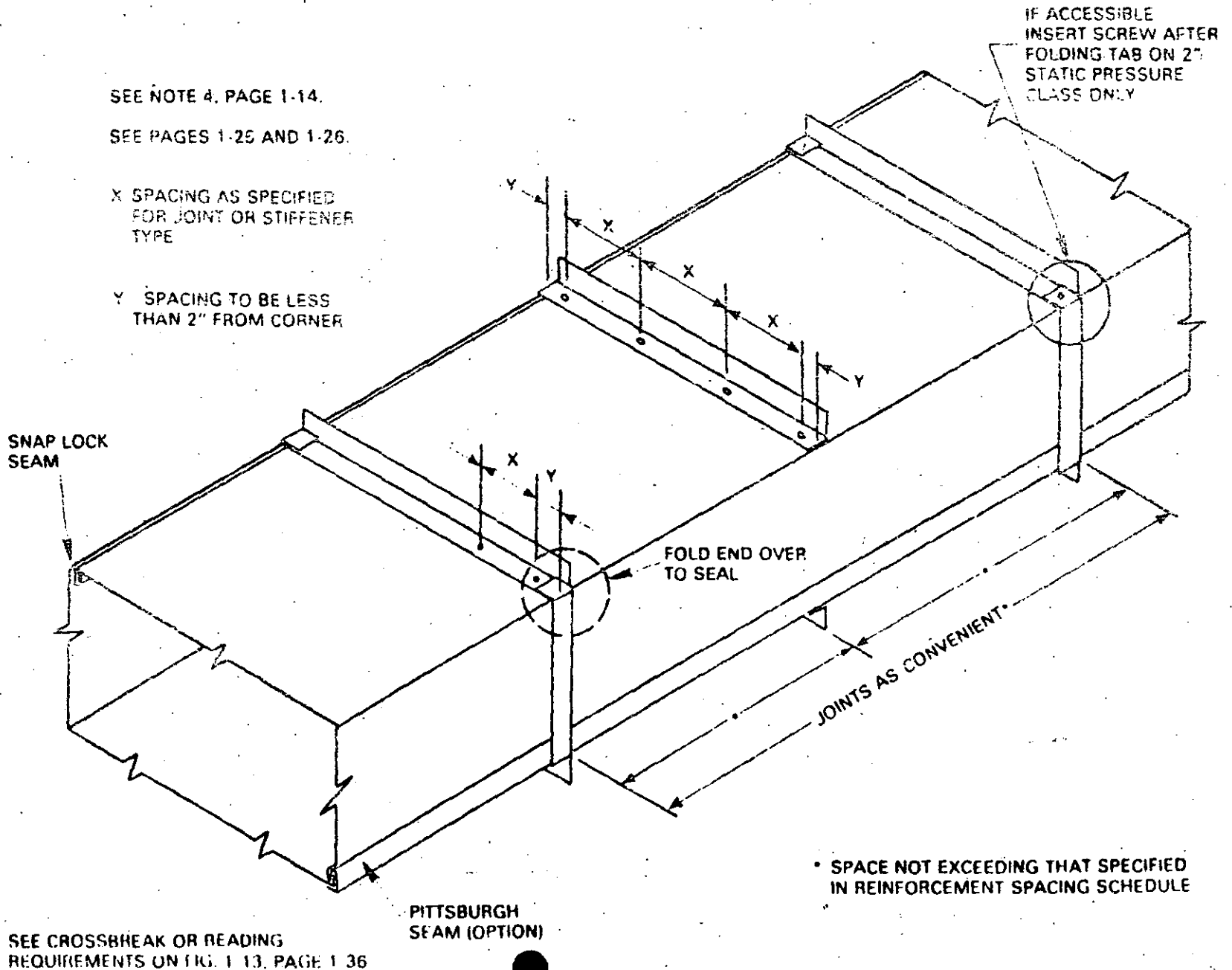
NOTICE: NEITHER BEADS NOR CROSSBREAKS AFFECT REINFORCEMENT SPACING SCHEDULE

IF NEGATIVE PRESSURE DUCT IS CROSSBROKEN, BREAK FOR INWARD DEFECTION

DUCT REINFORCED ON TWO SIDES

FIG. 1-14

SEE NOTE 4, PAGE 1-14.
SEE PAGES 1-25 AND 1-26.
X SPACING AS SPECIFIED
FOR JOINT OR STIFFENER
TYPE
Y SPACING TO BE LESS
THAN 2" FROM CORNER

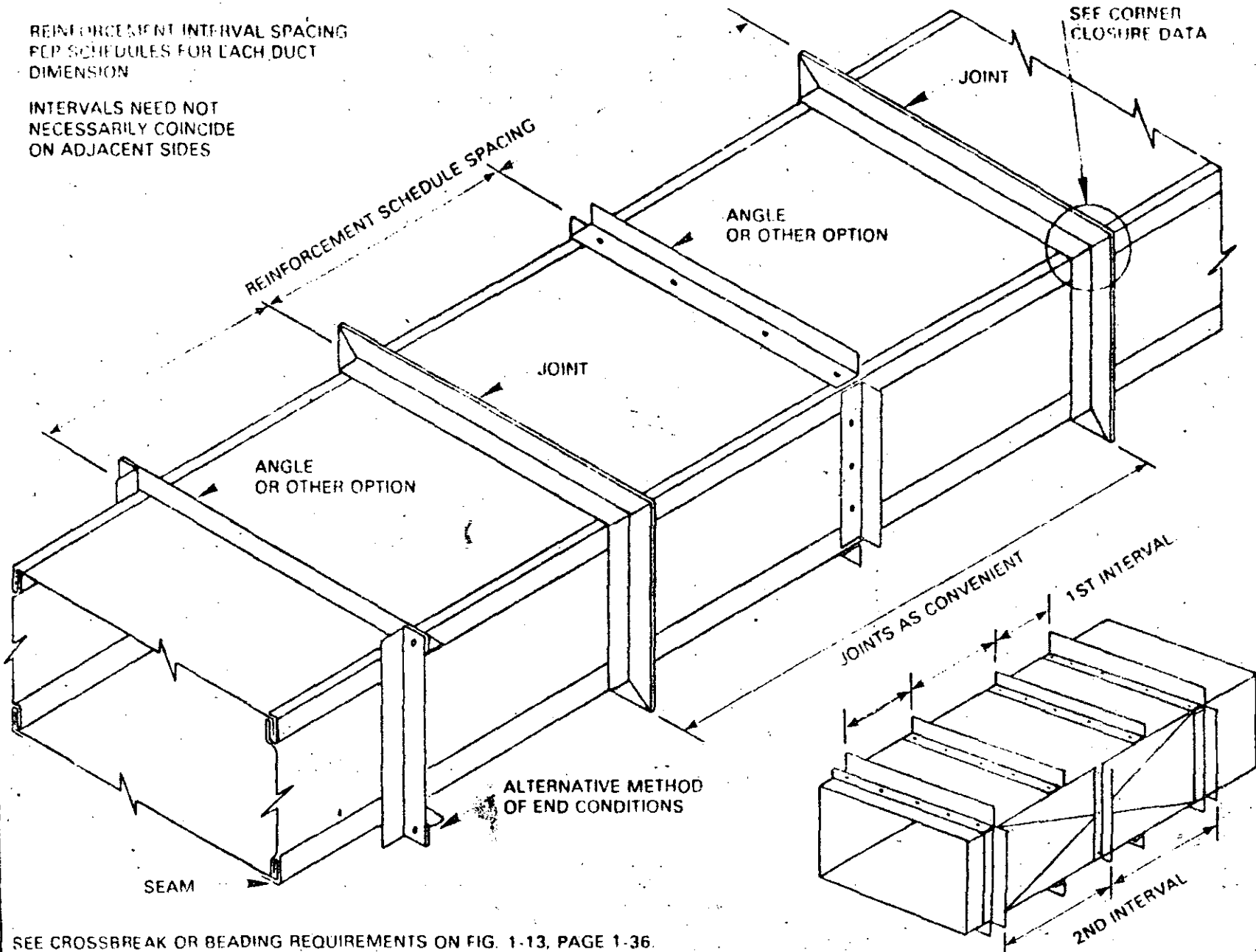


DUCT REINFORCED ON ALL SIDES

FIG. 1-15

REINFORCEMENT INTERVAL SPACING PER SCHEDULES FOR EACH DUCT DIMENSION

INTERVALS NEED NOT NECESSARILY COINCIDE ON ADJACENT SIDES



SEE CROSSBREAK OR BEADING REQUIREMENTS ON FIG. 1-13, PAGE 1-36.

1 DAMPERS
SEE FIG. 2-11 AND 2-12
PAGES 2-13, 2-14

WHEN CFM IS NOT LISTED, TRUNK MAY
BE DIVIDED AS FOLLOWS:

2 TRANSITION ELBOW
SEE FIG 2-1
PAGE 2-2 ALSO

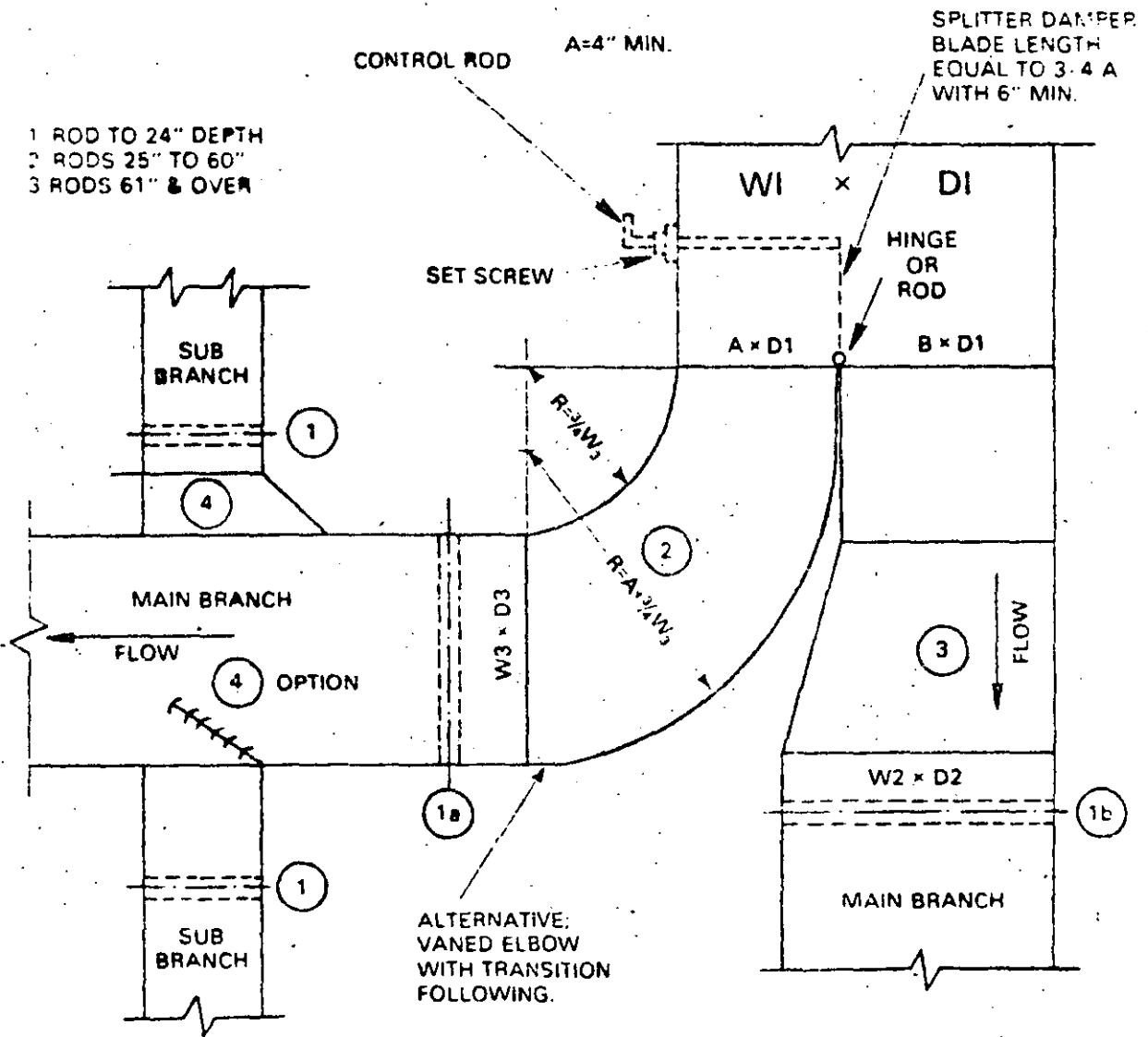
$$A = \left[\frac{(W3)(D3)}{(W2)(D2) + (W3)(D3)} \right] WI$$

3 TRANSITION SEE
FIG. 2-7
PAGE 2-11

$$B = \left[\frac{(W2)(D2)}{(W2)(D2) + (W3)(D3)} \right] WI$$

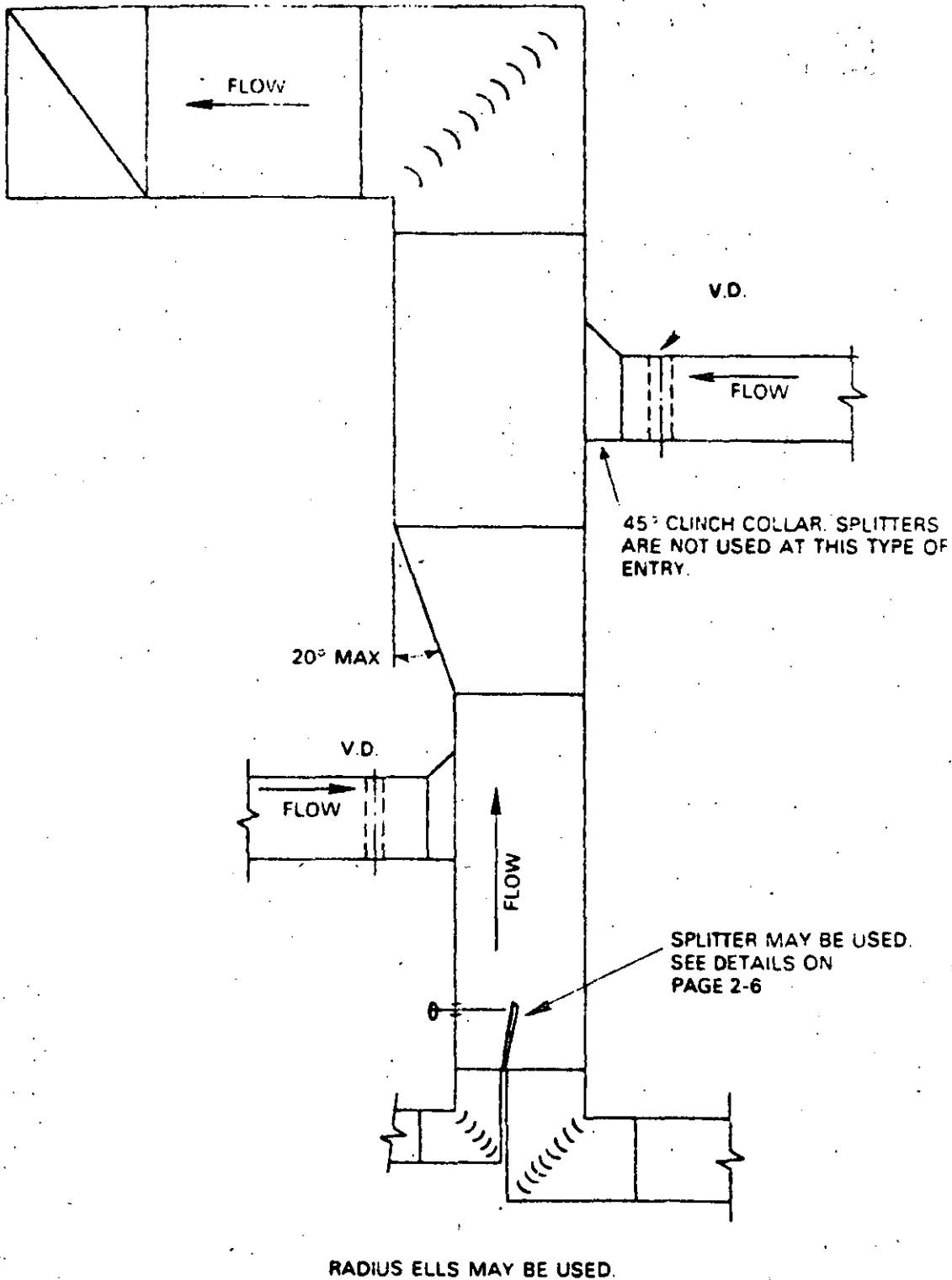
4 TAKE-OFF. SEE
FIG. 2-10

SPLITTER DAMPER MAY BE USED IN LIEU OF DAMPERS
1a AND 1b, BUT NOT DAMPERS 1



TYPICAL SUPPLY DUCT

FIG. 2-5



TYPICAL EXHAUST OR RETURN DUCT FIG. 2-6

LARGEST DIMENSION GOVERNS CONSTRUCTION

CROSS BREAK OR BEAD AS FOR DUCT PAGE 1-36

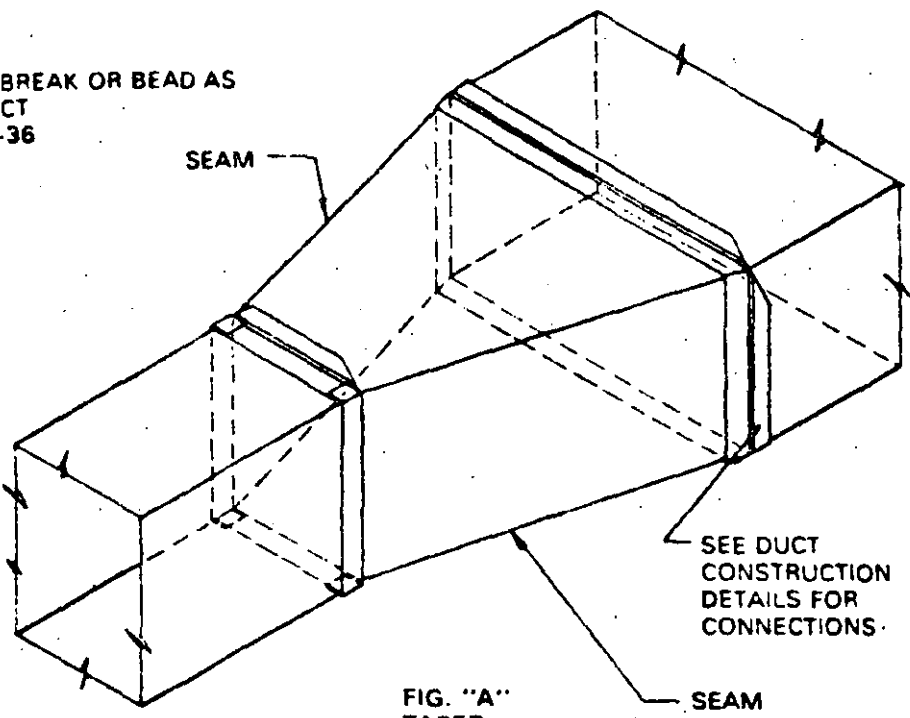


FIG. "A" TAPER

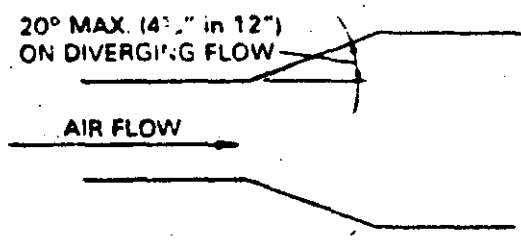


FIG. "B"

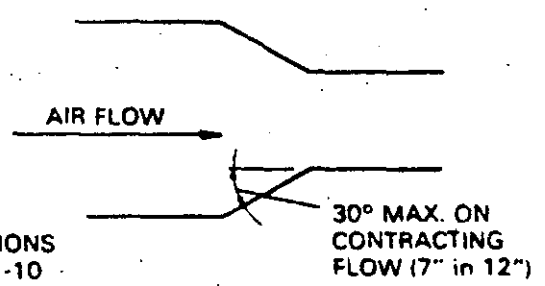


FIG. "C"

SEE EXCEPTIONS ON PAGE 2-10

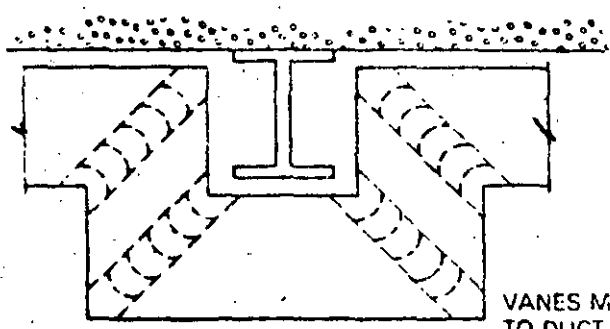


FIG. "D" SEE VANED ELBOW CONSTRUCTION DETAILS PAGES 2-4 AND 2-5

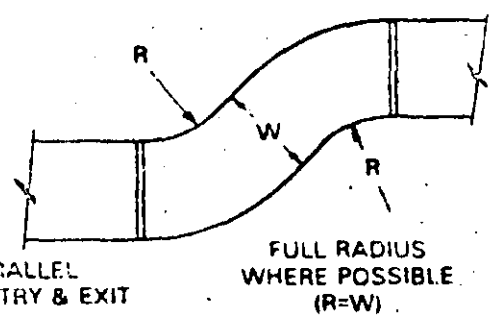


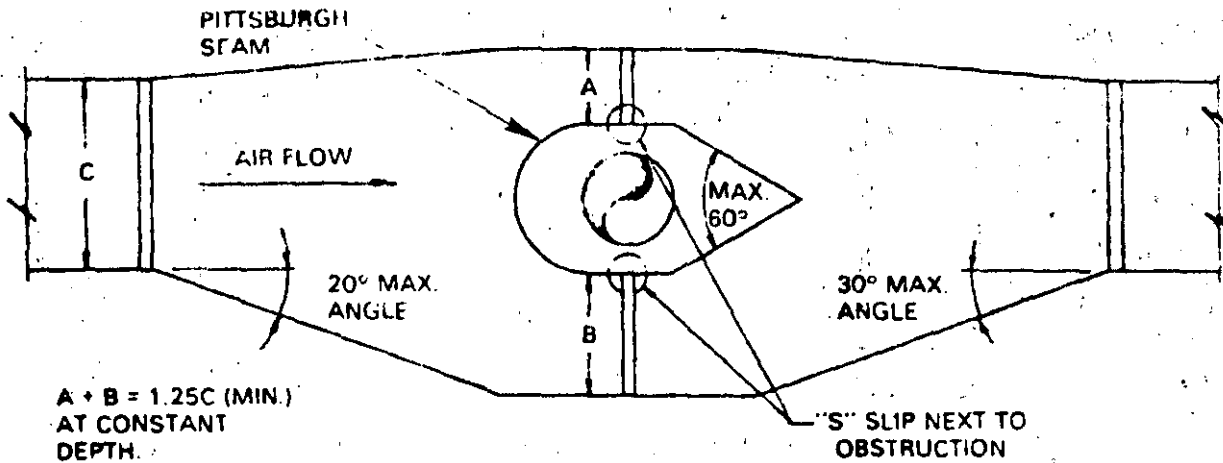
FIG. "E"

TRANSITIONS AND OFFSETS

FIG. 2-7

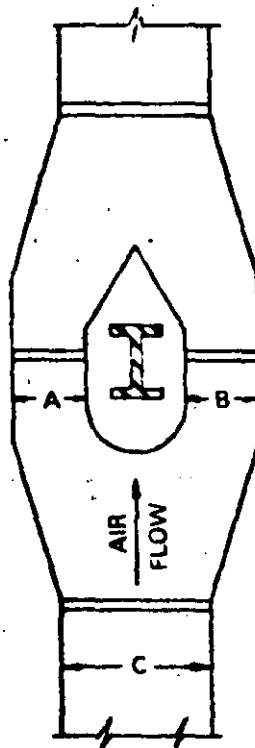
SEE DUCT CONSTRUCTION DETAILS
FOR CONNECTIONS AND BRACING

(USED WHEN OBSTRUCTION
EXCEEDS 10% OF SECTION AREA AND
OFFSETS AROUND ARE NOT POSSIBLE)



$A + B = 1.25C$ (MIN.)
AT CONSTANT
DEPTH.
OTHERWISE,
STUDY FRICTION
CHART AND ENLARGE
AREAS AT A & B
DUCT AREA MUST
NOT BE DECREASED

FIG. "A"
NON SYMMETRICAL



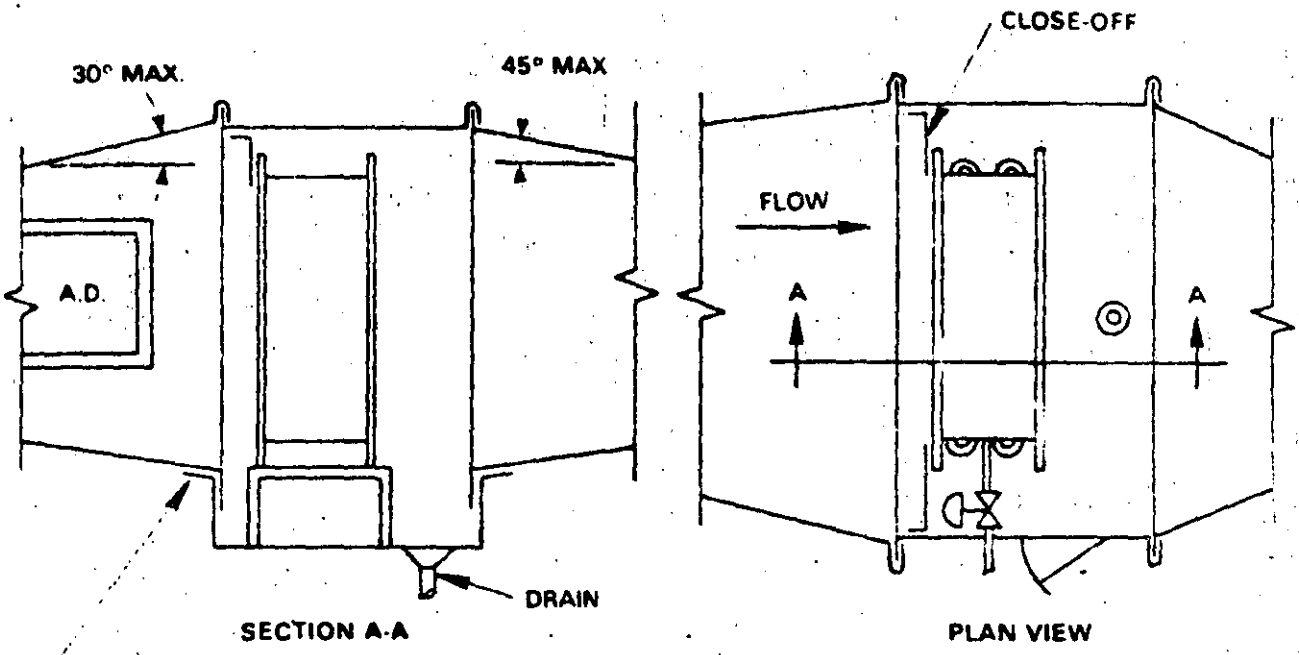
$A = B$
 $A + B = 1.25C$ (MIN.)

FIG. "B"
SYMMETRICAL

TWO PIECE STREAMLINER

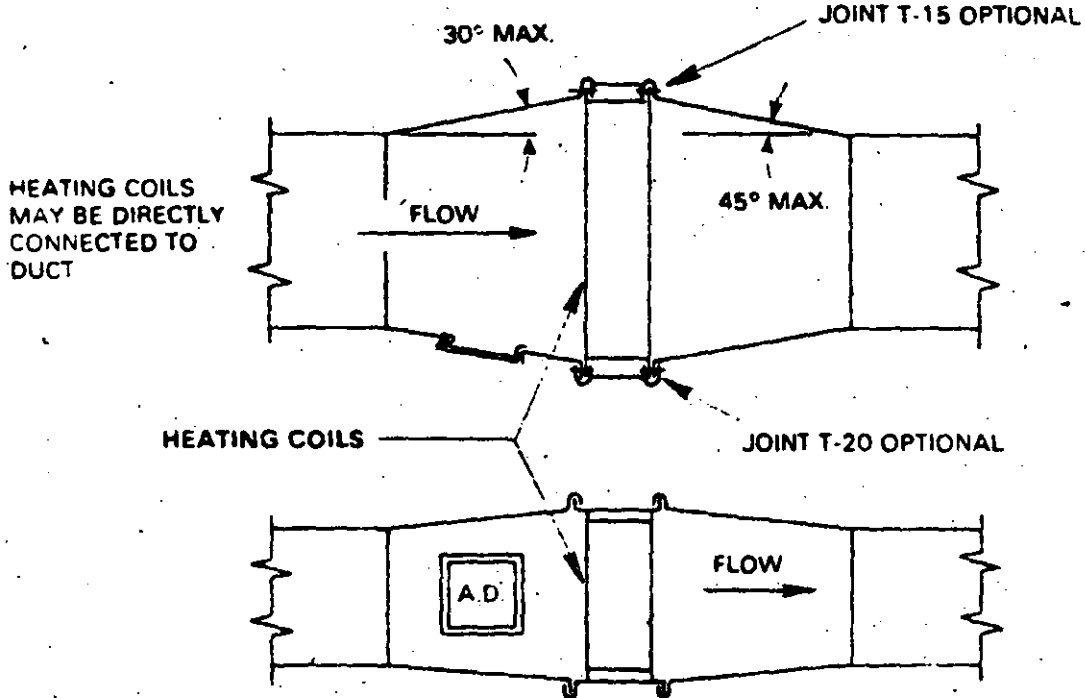
FIG. 2-8

PREFERABLY DIRECT EXPANSION COILS SHOULD HAVE THE CONTROL VALVE INSIDE THE DUCT, AS SHOWN WITH WATER COILS. VALVE LOCATION IS OPTIONAL BUT RETURN BENDS AND HEADERS SHOULD BE INSIDE THE DUCT AS FOR DX COILS



COOLING COILS

WATERTIGHT SEAL



CONSULT THE SMACNA DUCTED ELECTRIC HEAT GUIDE FOR INFORMATION ON ELECTRIC HEATERS.

REMOTE HEATING AND COOLING COIL CONNECTIONS

FIG. 2-9

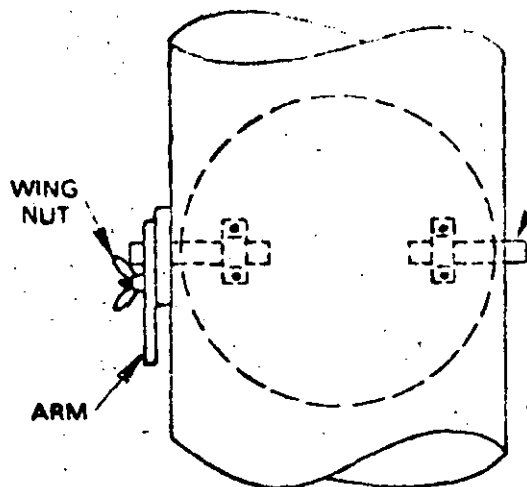
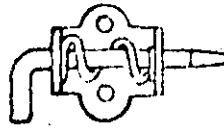


FIG C
ROUND DAMPER



BEARING OPTION

— ROD CONTINUOUS
ON 2" W.G. CLASS
AND ON ALL
DAMPERS OVER
12" DIA.

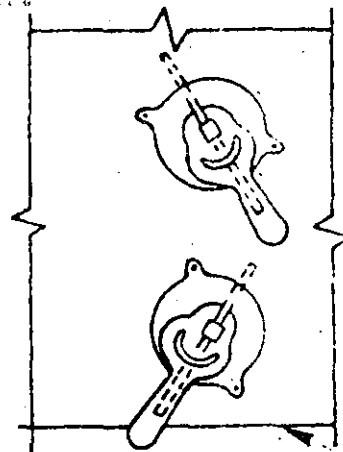


FIG D
ELEVATION
TWO BLADE ARRANGEMENT

DUCT

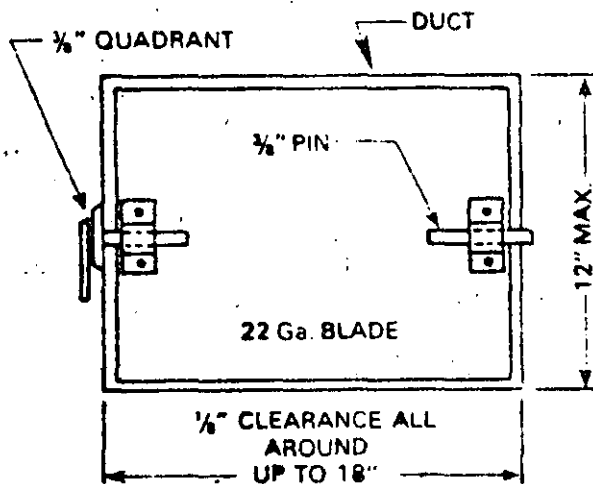


FIG A

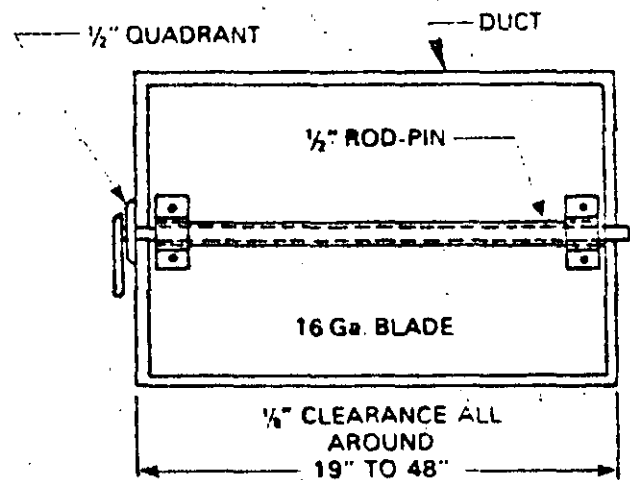


FIG B

NOTE: OVER 12" HIGH USE MULTIPLE
BLADES. SEE FIG 2-12 PAGE 2-14

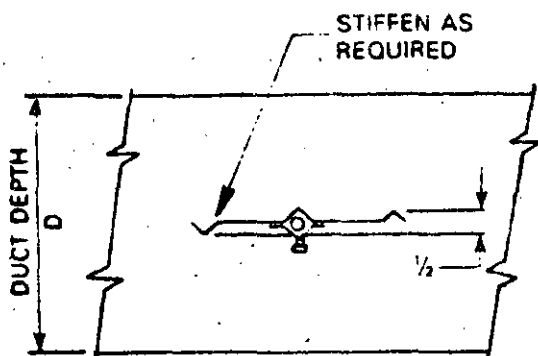
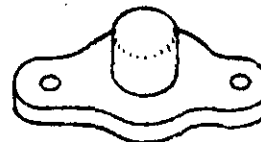
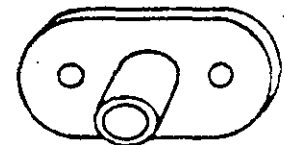


FIG A OR B
SIDE ELEVATION



OUTSIDE
END BEARING



INSIDE
END BEARING

REQUIRED ON 2" W.G.
CLASS DUCT. OPTIONAL
ON OTHERS.

SEE TEXT ON
VOLUME DAMPERS

VOLUME DAMPERS—SINGLE BLADE TYPE FIG. 2-11

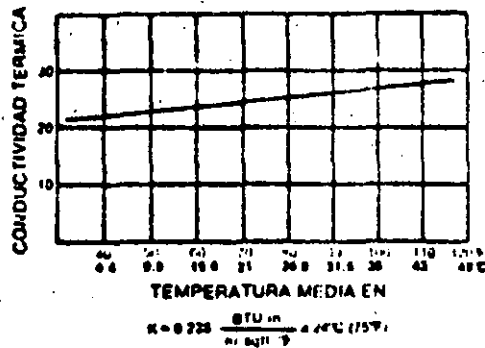
SYMBOL MEANING	SYMBOL	SYMBOL MEANING	SYMBOL
POINT OF CHANGE IN DUCT CONSTRUCTION (BY STATIC PRESSURE CLASS)		SUPPLY GRILLE (SG)	
DUCT (1ST FIGURE, SIDE SHOWN 2ND FIGURE, SIDE NOT SHOWN)		RETURN (RG) OR EXHAUST (EG) GRILLE (NOTE AT FLR OR GLG)	
ACOUSTICAL LINING DUCT DIMENSIONS FOR NET FREE AREA		SUPPLY REGISTER (SR) (A GRILLE + INTEGRAL VOL CONTROL)	
DIRECTION OF FLOW		EXHAUST OR RETURN AIR INLET CEILING (INDICATE TYPE)	
DUCT SECTION (SUPPLY)		SUPPLY OUTLET, CEILING ROUND (TYPE AS SPECIFIED) INDICATE FLOW DIRECTION	
DUCT SECTION (EXHAUST OR RETURN)		SUPPLY OUTLET, CEILING SQUARE (TYPE AS SPECIFIED) INDICATE FLOW DIRECTION	
INCLINED RISE (R) OR DROP (D). ARROW IN DIRECTION OF AIR FLOW		TERMINAL UNIT. (GIVE TYPE AND/OR SCHEDULE)	
TRANSITIONS GIVE SIZES. NOTE F.O.T. FLAT ON TOP OR F.O.B. FLAT ON BOTTOM IF APPLICABLE		COMBINATION DIFFUSER AND LIGHT FIXTURE	
STANDARD BRANCH FOR SUPPLY & RETURN (NO SPLITTER)		DOOR GRILLE	
SPLITTER DAMPER		SOUND TRAP	
VOLUME DAMPER MANUAL OPERATION		FAN & MOTOR WITH BELT GUARD & FLEXIBLE CONNECTIONS	
AUTOMATIC DAMPERS MOTOR OPERATED		VENTILATING UNIT (TYPE AS SPECIFIED)	
ACCESS DOOR (AD) ACCESS PANEL (AP)		UNIT HEATER (DOWNBLAST)	
FIRE DAMPER. SHOW VERTICAL POS. SHOW HORIZ POS.		UNIT HEATER (HORIZONTAL)	
SMOKE DAMPER		UNIT HEATER (CENTRIFUGAL FAN) PLAN	
CEILING DAMPER OR ALTERNATE PROTECTION FOR FIRE RATED CLG		THERMOSTAT	
TURNING VANES		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR-EXHAUST (ERV)	
FLEXIBLE DUCT FLEXIBLE CONNECTION		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR-INTAKE (SRV)	
GOOSENECK HOOD (COWL)		POWER OR GRAVITY ROOF VENTILATOR-LOUVERED	
BACK DRAFT DAMPER		LOUVERS & SCREEN	

SYMBOLS FOR VENTILATION & AIR CONDITIONING SMACNA

propiedades físicas

Conductividad térmica

La conductividad térmica excepcionalmente baja de los ductos de fibra de vidrio contribuye a bajar los costos de operación. Debido a que el espesor del aislamiento es constante la eficiencia será uniforme. El aire es entregado a la temperatura de diseño.



Velocidad máxima

La velocidad máxima permisible es de 1500 pies por minuto. Puesto que en la mayoría de los casos se requieren velocidades inferiores, los ductos de fibra de vidrio son adecuados para satisfacer casi todas las necesidades. Están probados a 6000 f.p.m. sin que se presenten problemas.

Coefficiente de fricción del aire

El factor de corrección del coeficiente de fricción es

1.3 a 1500 f.p.m. La resistencia al flujo del aire es la misma que en los ductos metálicos con recubrimiento interior.

Absorción de vapor de agua

Menos del 2% en peso a 120 F con 95% de humedad relativa. Las fibras no se ven afectadas por el vapor ni favorecen la proliferación de hongos y bacterias.

Olores

Las fibras de vidrio son inodoras y no retienen los olores del aire que circula por los ductos.

Temperatura límite

La temperatura máxima que soportan los ductos es 232°C (450°F).

Transmisión de vapor

La transmisión de vapor es de 0.02 perms.

Absorción de ruido

Es un absorbente de alta eficiencia. Los ruidos del equipo y el ventilador se eliminan casi completamente y no se producen tamborileos ni vibraciones. Su N.R.C. oscila entre 0.70 y 0.80.

MEDIDAS MAXIMAS Y PRESIONES ESTATICAS

El "VITRODUCTO" es un ducto de fibra de vidrio perfectamente compatible con el de lámina de metal. Esta es usada como refuerzo en los deflectores de los codos, salidas, compuertas para control de volu-

men, etc. Las dimensiones máximas de los ductos se muestran en la siguiente tabla para ductos de 1" de espesor.

DIMENSIONES MAXIMAS PERMISIBLES EN EL INTERIOR DE DUCTOS

Presión estática en pulgadas de columna de agua	Sin refuerzo		Con refuerzo metálico cada 48"		Con refuerzo metálico cada 24"	
	Inyección	Retorno	Inyección	Retorno	Inyección	Retorno
0.50	60"	44"	82"	62"	120"	90"
0.75	48"	40"	53"	45"	107"	88"
1.00	36"	32"	48"	43"	93"	86"
1.25	30"	30"	41"	41"	83"	83"
1.50	26"	26"	28"	28"	78"	76"
2.00	22"	22"	23"	23"	42"	42"

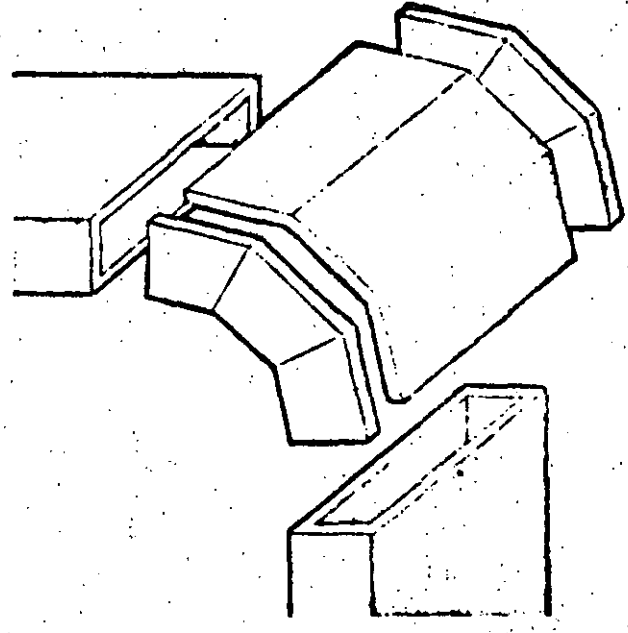
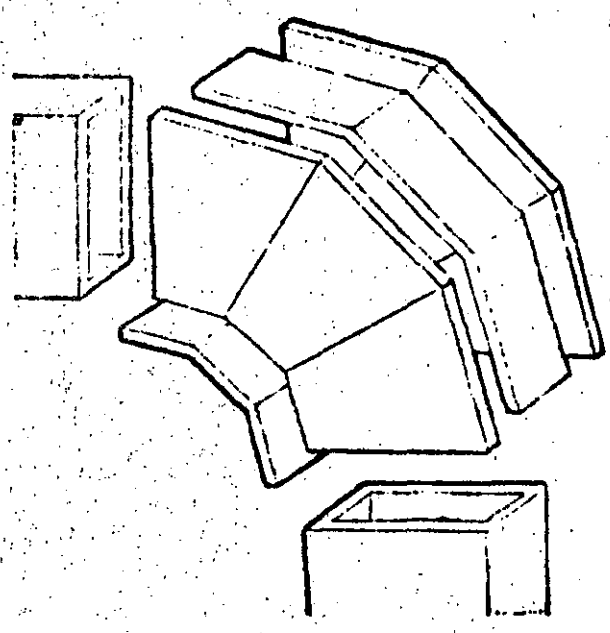
Nota: Los refuerzos de lámina galvanizada se hacen de acuerdo a las normas de la "ASHRAE".

MEDIDAS EN QUE SE SURTEN LAS PLACAS PARA VITRODUCTO

Dimensiones Placa	Empaque
2.54 cm. x 1.22 m. x 3.05 m. (1" x 48" x 120")	6 placas por paquete

La longitud de las placas que se surten puede variarse previa consulta con nuestro departamento de ventas.

Para cada tamaño de ducto se suministran los codos con los que se pueden hacer curvas hasta de 90°.



CARACTERISTICAS DEL UNIDUCTO

DEL MATERIAL AISLANTE	
REVESTIMIENTO AUTO EXTINGUIBLE	
COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA	0.027 K CAL/MH/IN/°C
RESISTENCIA TERMICA	0.218 BTU/IN/IN/HR/°F
PESO ESPECIFICO	1.1 A 30 KG/CM ³
ABSORCION DE AGUA	5% A 24 HRS
RESISTENCIA A LA COMPRESION	0.33 LB/IN ² /24 HRS
RESISTENCIA A LA FLEXION	25.0 LB/IN ² /IN
RESISTENCIA AL DESLIZAMIENTO	25.0 LB/IN ² /IN
PERMEABILIDAD AL VAPOR DE AGUA EN PLACA	0.0001 PERM
DE 3 CMS DE ESPESOR A 20°C	1.0 gr/m ² /hr
DEL REFORZAMIENTO PAPEL KRAFT RESISTENCIA	30 Kgr
FOIL DE ALUMINIO	7 MILESIMAS

DIAMETRO INTERIOR DEL DUCTO	VELOCIDAD EN PIES POR MINUTO					VOLUMEN P.C.M PIES CUBICOS POR MINUTO
	600	800	1000	1200	1400	
8x8	267	356	444	533	622	
8x10	333	444	556	667	778	
8x12	400	533	667	800	933	
8x14	467	622	778	933	1089	

VOLUMEN NOMINAL POR TONELADA DE REFRIGERACION 400 P.C.M



SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

SELECCION Y CALCULO DE DUCTOS

NOVIEMBRE, 1984

ESPEORES DE LAMINA GALVANIZADA RECOMENDABLES PARA LA
FABRICACION DE DUCTOS REDONDOS (ESPEORES EN mm)

	B A J A P R E S I O N				M E D I A Y A L T A P R E S I O N			
	N E G A T I V A		P O S I T I V A		JUNTA ESPIRAL	JUNTA LONG.	CONEXIONES SOLDADAS	
	JUNTA ESPIRAL	JUNTA LONG.	JUNTA ESPIRAL	JUNTA LONG.				
HASTA								
200	0.5	0.7	0.5	0.5	0.6	0.7 ²⁾	0.6 ³⁾	0.9
350	0.6	0.7	0.5	0.6	0.6	0.7 ²⁾	0.6 ³⁾	1.1
650	0.7	0.9	0.6	0.7	0.7	0.9 ²⁾	0.7 ³⁾	1.1
900	0.9	1.1	0.7	0.9	0.9	1.1 ²⁾	0.9 ³⁾	1.1
1200	1.1	1.3	0.9	1.1	1.1	1.1 ²⁾	1.1 ³⁾	1.3
1500	1.3	1.7 ¹⁾	1.1	1.3	1.3	1.3 ²⁾	1.3 ³⁾	1.3
2000	---	1.7 ¹⁾	---	1.7	---	---	1.7 ³⁾	1.7

N O T A S :

- 1) MAXIMA PRESION NEGATIVA : 1" H₂O = 250 Pa
- 2) JUNTA DESLIZABLE
- 3) JUNTA BRIDADA

ESPEORES RECOMENDABLES DE LAMINA GALVANIZADA PARA
GAJOS O PARA DUCTOS OVALADOS

DIMENSIONES DEL EJE MAYOR EN mm	DUCTO CON JUNTA SELLADA EN ESPIRAL	DUCTO CON JUNTA LONGITUDINAL	CONEXIONES SOLDADAS
HASTA 600	0.7	1.1	1.1
DE 600 A 900	0.9	1.1	1.1
DE 900 A 1200	0.9	1.3	1.3
DE 1200 A 1250	1.1	1.3	1.3
DE 1250 A 1800	1.1	1.7	1.7
DE 1800 Y MAYORES	1.3	1.7	1.7

NOTAS :

1) LOS REFUERZOS DEBEN LIMITARSE A DEFORMACIONES MAXIMAS EN LADO PLANO A:

10 mm PARA EL LADO PLANO HASTA 300 mm DE ANCHO

13 mm PARA EL LADO PLANO HASTA 450 mm DE ANCHO

16 mm PARA EL LADO PLANO HASTA 600 mm DE ANCHO

2) LA DEFLEXION DEL REFUERZO DEBE LIMITARSE A 6 mm

FACTOR DE CONVERSION: 1 PULG. = mm/25.4

ESPEORES. Y PESOS DE LAMINA DE ACERO Y ALUMINIO

CALIBRE	L A M I N A GALVANIZAD		L A M I N A N E G R A		L. ACERO INOXIDABLE		L A M I N A DE ALUMINIO	
	mm	kg/m2	mm	kg/m2	mm	kg/m2	mm	kg/m2
28	0.50	4.02	0.40	3.22	0.40	3.23	0.50	1.36
26	0.60	4.83	0.50	4.02	0.50	4.04	0.60	1.64
24	0.79	5.63	0.60	4.83	0.60	4.85	0.80	2.18
22	0.90	7.24	0.80	6.44	0.80	6.46	1.00	2.73
20	1.1	8.85	1.0	8.05	1.0	8.08	1.4	3.82
18	1.3	10.46	1.2	9.66	1.2	9.70	1.8	4.91
16	1.7	13.68	1.6	12.87	1.6	12.93	2.0	5.46
14	2.1	16.90	2.0	16.09	2.0	16.16	---	---
12	2.6	20.92	2.5	20.12	2.5	20.20	---	---
11	3.1	24.94	3.0	24.14	3.0	24.24	---	---
10	3.6	28.97	3.5	28.16	3.5	28.28	---	---

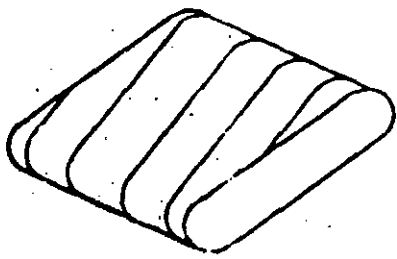
N O T A S :

- 1) LOS PESOS SON PARA LOS ESPEORES DADOS.
- 2) SE HA AGREGADO 0.1mm. PARA LAMINA GALVANIZADA
- 3) LOS ESPEORES SON NOMINALES; LA TOLERANCIA DEPENDE DEL ANCHO Y FABRICANTE.
- 4) LOS CALIBRES MOSTRADOS SON OBSOLETOS, LA LAMINA DEBERA ESPECIFICARSE por espesor.

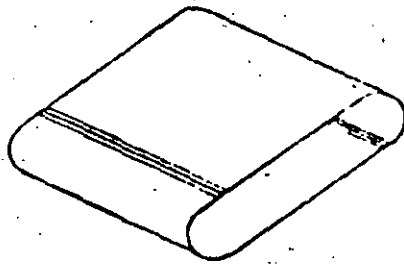
- 5) LOS ESPESORES DE LAMINA DE ALUMINIO TIENE EQUIVALENCIAS APROXIMADAMENTE IGUALES A LAS DE LA GALVANIZADA EN EL MISMO RENDIMIENTO. PARA OBTENER EL ESPESOR DE LA LAMINA DE ALUMINIO EQUIVALENTE A LA GALVANIZADA, MULTIPLIQUE LA DE ESTA ULTIMA POR $2.9^{0.33} - 1.43$
- 6) POR NORMA SE HA ESTABLECIDO EL PESO DE LA LAMINA NEGRA EN 7850 kg/m³

LA INDUSTRIA DEL ACERO HA AGREGADO 2.5% AL PESO DE LA HOJA PARA PERMITIR VARIACIONES EN DIMENSIONES. ESTA TOLERANCIA INCLUYE A LA LAMINA NEGRA.

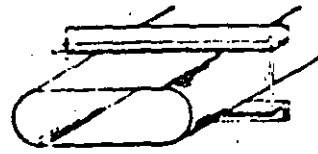
- 7) TABLA DE CONVERSIONES:
- | | | | |
|---------------------|---|-------------------|----------|
| PULGADAS | - | mm | /2.54 |
| LB/PIE ² | - | kg/m ² | : 4.8820 |



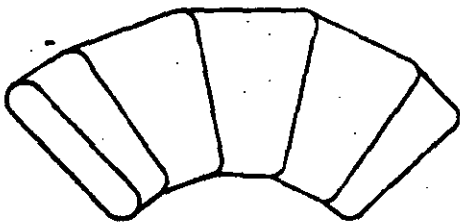
SPIRAL SEAM



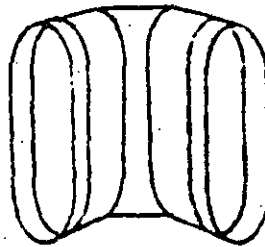
LONGITUDINAL SEAM



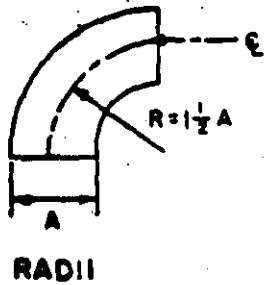
REINFORCEMENT



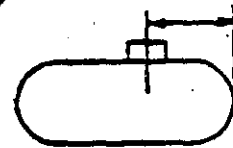
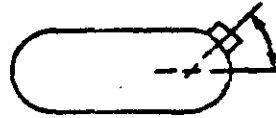
HARD BEND



EASY BEND



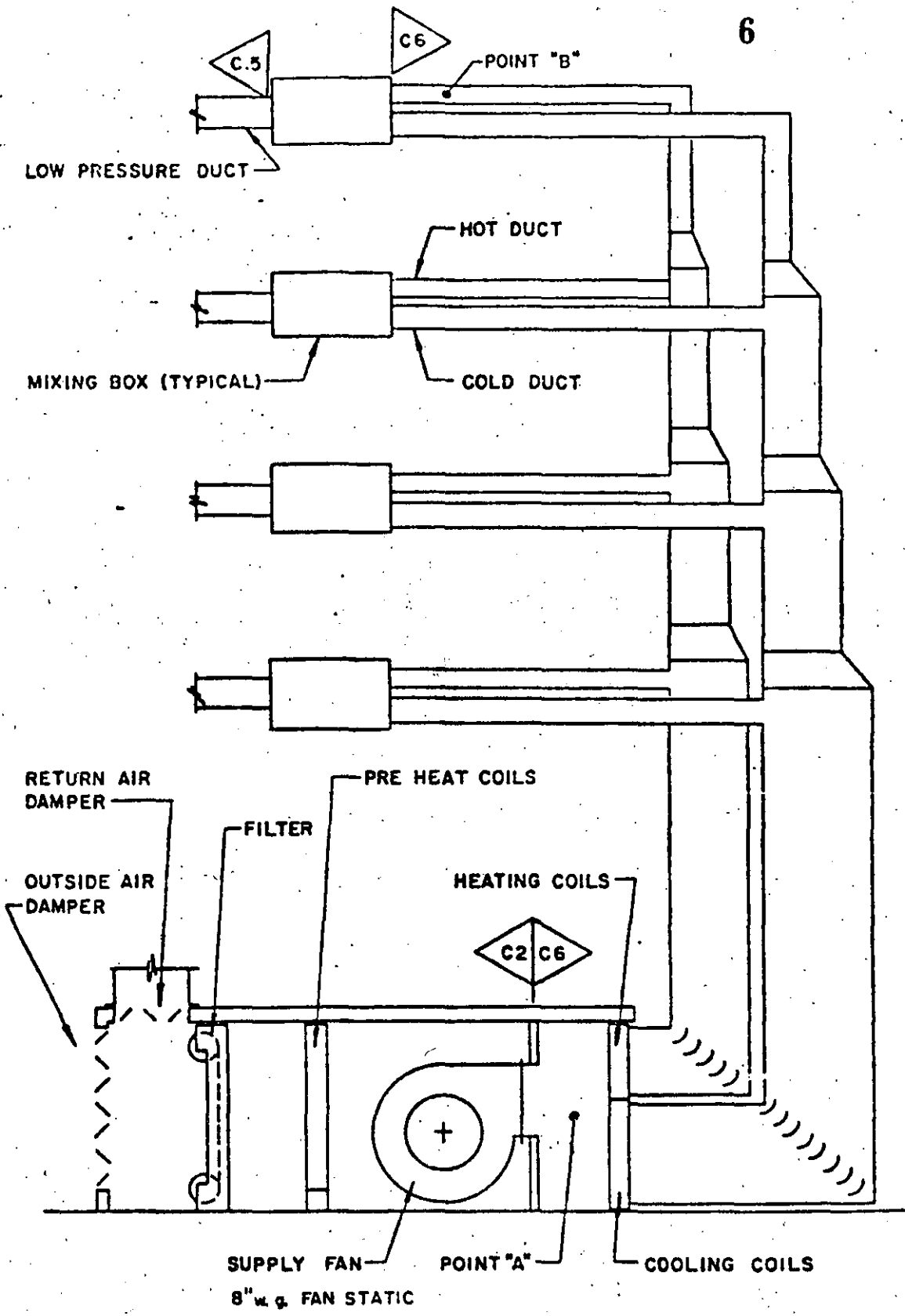
**BRANCH
TAKE
OFF**



CONICAL TAKE OFF

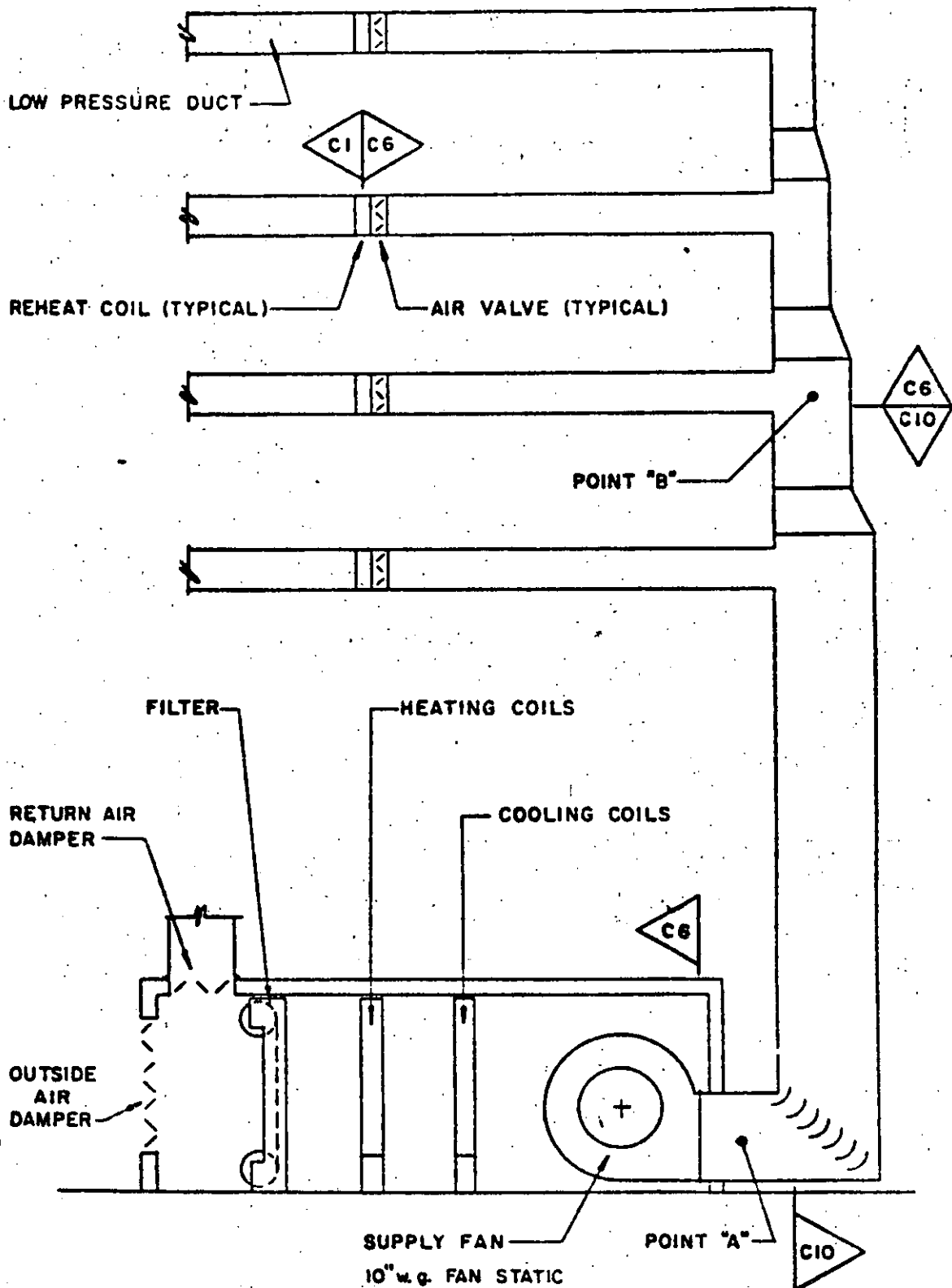
FLAT OVAL DUCTS

Fig. 3-1



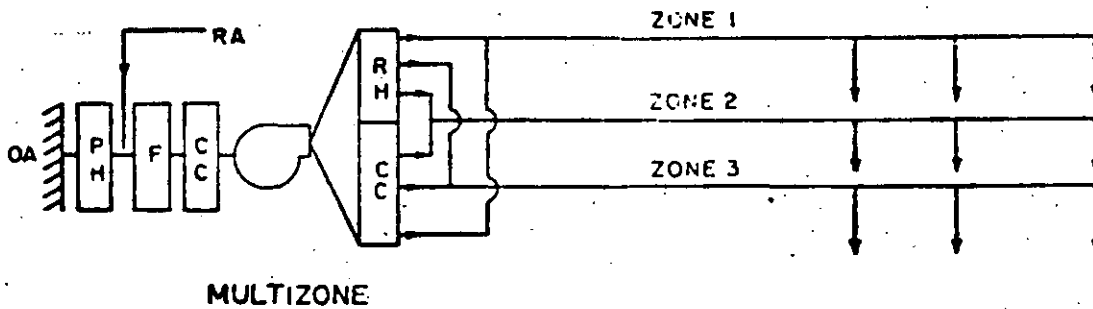
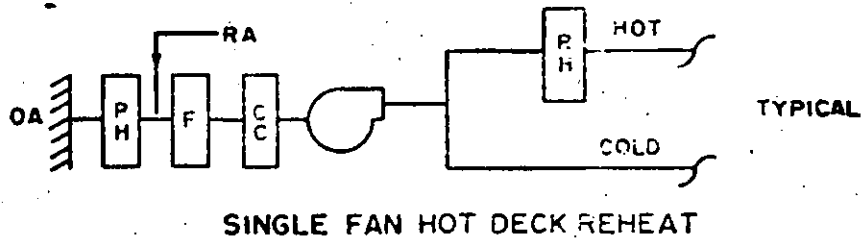
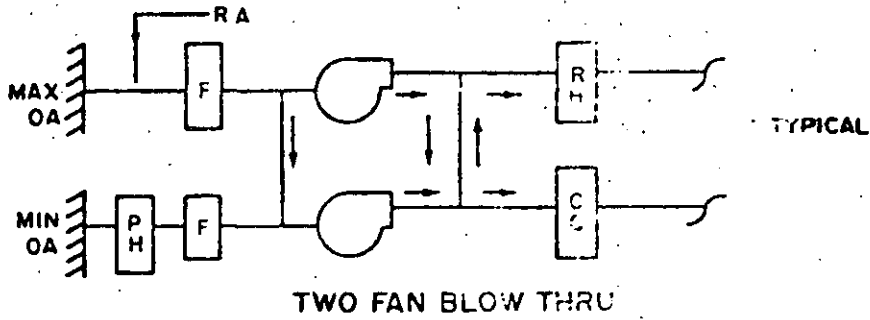
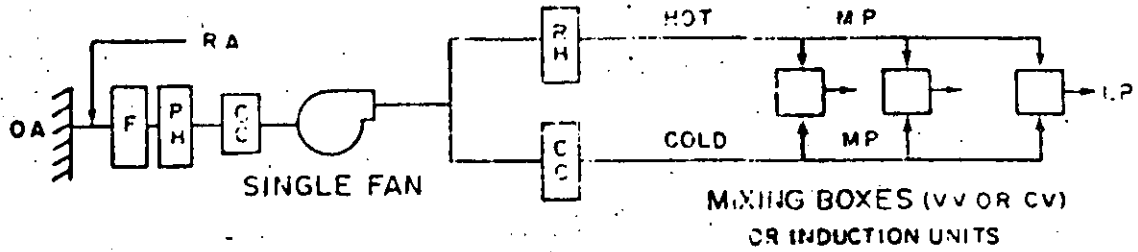
TYPICAL DUAL DUCT SUPPLY SYSTEM

Fig. 1-4



TYPICAL TERMINAL REHEAT SUPPLY SYSTEM

Fig. 1-3



F = FILTER

CC= COOLING COIL

PH= PREHEAT COIL

OA= OUTSIDE AIR

RH= REHEAT COIL

VV = VARIABLE VOLUME

CV = CONSTANT VOLUME

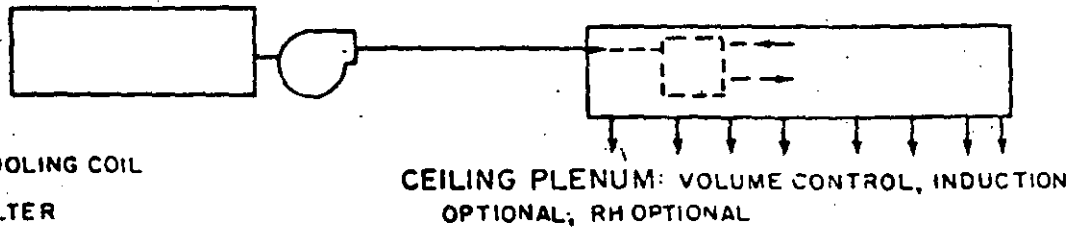
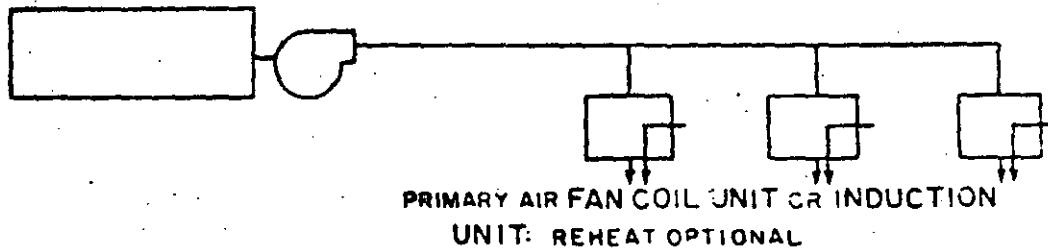
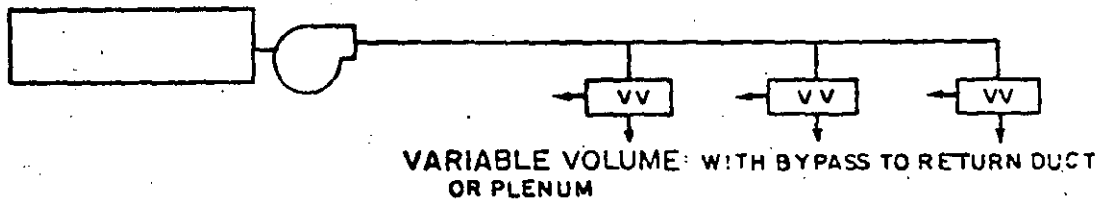
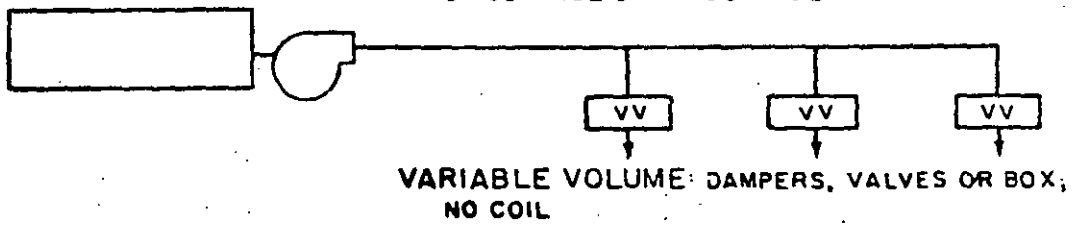
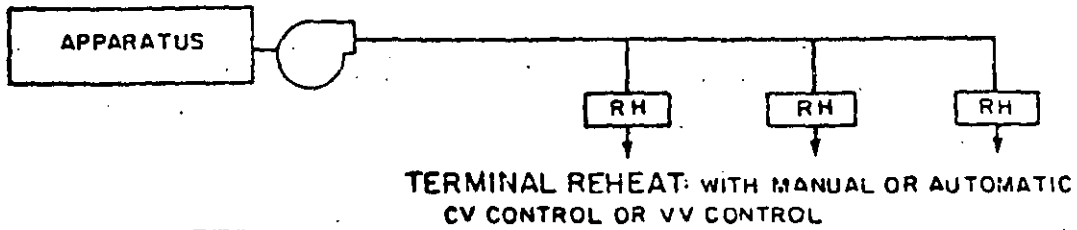
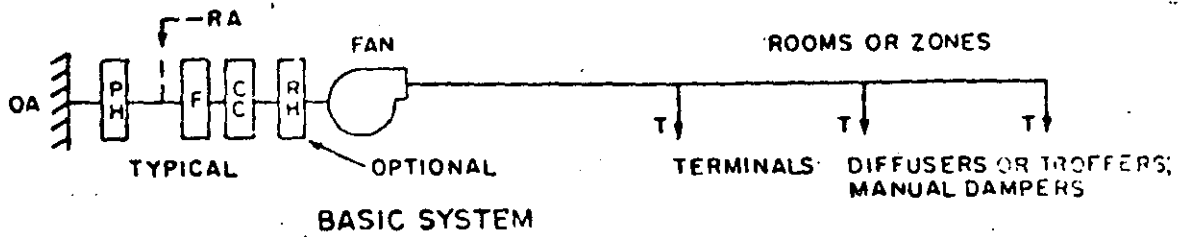
LP = LOW PRESSURE DUCT

MP = MEDIUM PRESSURE OR
HIGH PRESSURE DUCT

RA = RETURN AIR

DUAL PATH AIR SYSTEMS

Fig. 1-2



CC= COOLING COIL
 F = FILTER
 PH= PREHEAT COIL
 CV= CONSTANT VOLUME RA=RETURN AIR
 VV= VARIABLE VOLUME, RH= REHEAT

SINGLE PATH AIR SYSTEMS

Fig. 1-1



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

FILTROS Y PUREZA DEL AIRE

NOVIEMBRE, 1984

EL AIRE QUE NOS RODEA

" EL AIRE QUE NOS RODEA " se escribió sin perder de vista los problemas a que se enfrentan día a día tanto los ingenieros - proyectistas como los usuarios de filtros. No está encaminado hacia la preferencia de algún filtro o método de limpieza del aire, sino que más bien contiene la información requerida para auxiliar a dichas personas a definir qué tipo de limpieza de aire - desean conforme a sus necesidades, así como los pasos necesarios a seguir para alcanzar dicha limpieza.

CLIMATRON, S. A.

¿ ES REALMENTE TAN MALO COMO PARECE ?



Gran parte de la contaminación en el aire consiste de partículas demasiado pequeñas para poderse ver a simple vista. En una ciudad cada km. cúbico de aire contiene cerca de una tonelada de suciedad. Aún - en áreas rurales la calidad del aire es - solamente 50% mejor. Y cuando consideremos que un edificio localizado en una área típica metropolitana acumulará más de mil kilogramos de suciedad en un período de - tres meses, podemos comenzar a apreciar - el valor de los filtros de aire.

PODEMOS AFIRMAR QUE AUN ES PEOR !



LOS FILTROS DE AIRE PUEDEN AYUDAR PERO
COMO PODEMOS SELECCIONAR LOS CORRECTOS ?

PRIMERO DEBEMOS COMENZAR POR CONOCER UNOS
HECHOS BASICOS.

Cualquier filtro retiene parte del polvo del aire pero, los fabricantes están en libertad de reportar cuánto polvo retendrán sus filtros en cualquiera de las - tres siguientes pruebas:

1. POR PESO.- Esto es, el peso total del polvo retenido del aire.
2. POR CONTEO.- O sea el número actual - de partículas retenidas del aire.
3. POR AREA.- Este método de prueba es muy poco tomado en cuenta, pero es muy útil para la gente de mantenimiento en los edificios. Es la medición de la - habilidad de un filtro para reducir - las manchas causadas por la suciedad - que retiene del aire.



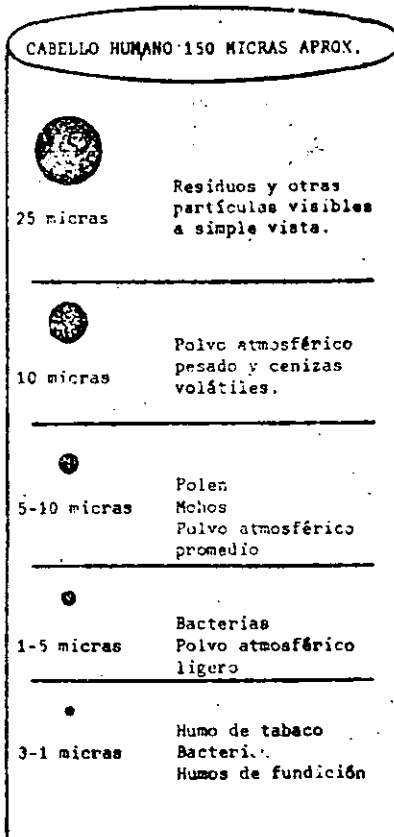


¿ CUAL METODO DE PRUEBA SE DEBE USAR ?

ES MUY FACIL DETERMINARLO,
UNA VEZ QUE CONOCEMOS QUE
PARTICULAS QUEREMOS FILTRAR



El aire contiene partículas de diferentes tamaños. La mayoría de esas partículas son tan pequeñas que es imposible observarlas a simple vista, y aún la otra parte no llega a ser mayor en diámetro que un cabello humano. Si pensamos en la relación que existe entre las partículas menores con respecto a las mayores, observamos que es de un millón a uno, en cambio las partículas mayores representan casi la totalidad del peso del polvo en el aire. Debido a que las partículas pequeñas son tan ligeras, es imposible pesarlas, sin embargo, se puede medir su efecto manchador o se pueden contar.



Ahora ya podemos ver que hablando de partículas de polvo en base a su peso o en base a su número, nos darán dos puntos de vista totalmente diferentes. Esta distribución de partículas por peso y tamaño tiene un gran significado cuando se aplica a pruebas de eficiencia de filtros.

P E S O

Recordando que las partículas mayores son responsables de la mayoría del peso en el aire es fácil ver porqué la prueba de peso (llamada también de arrestancia) es la medida de la habilidad de un filtro para retener partículas grandes. De igual manera es fácil ver el porque una persona interesada en remover cenizas volátiles o polvo atmosférico pesado deberá buscar un filtro probado mediante el método de peso.

A R E A

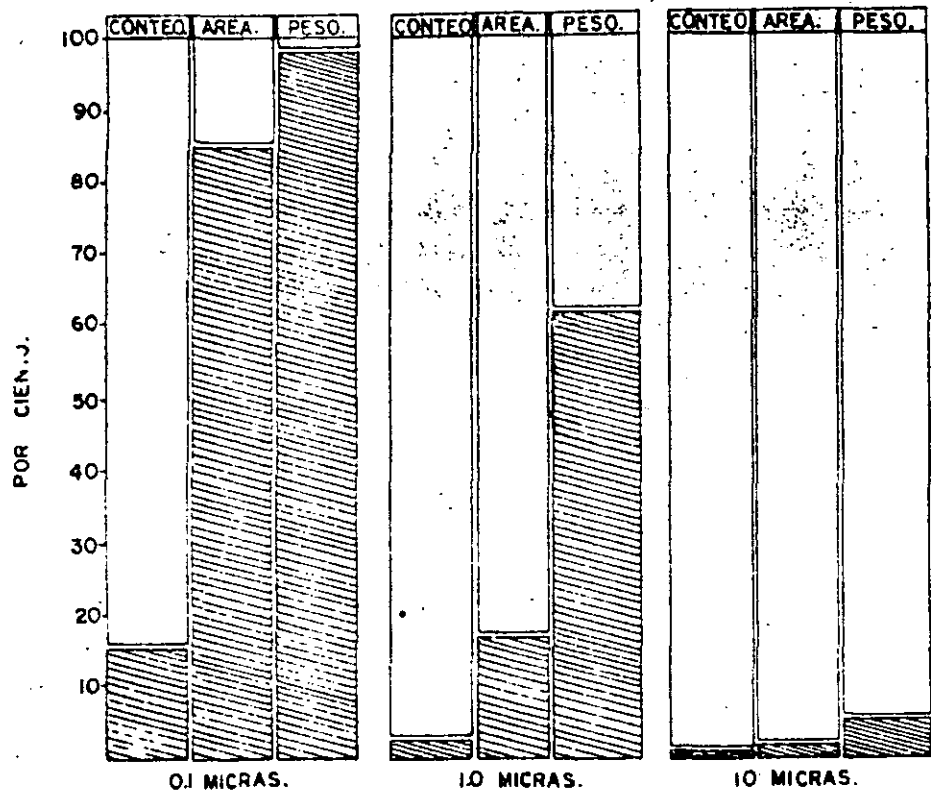
El método de prueba llamado de área consiste en remover en cualquier tamaño de partícula que la manche. Es particularmente relevante para el mantenimiento de edificios debido a que las manchas afectan directamente el volumen de trabajo para limpieza y mantenimiento. La prueba del " área " nos indica la capacidad del filtro para reducir la habilidad del aire para manchar.

C O N T E O

Debido a que una vasta mayoría de las partículas de polvo son de una variedad pequeña y ligera, un conteo de partículas nos dará una imagen más realista de la efectividad de un filtro para remover este tipo de partículas pequeñas de aire.

En aplicaciones tales como cuartos limpios y cuartos de operación en hospitales (donde las condiciones sanitarias son críticas) debemos aplicar este método de prueba.

DISTRIBUCION TIPICA DE PARTICULAS EN LA ATMOSFERA.



PARTICULAS MAYORES.

PARTICULAS IGUALES O MENORES.



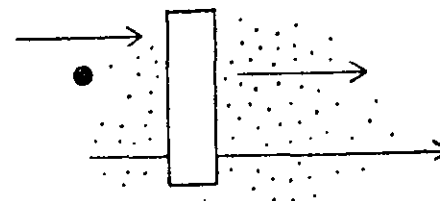
Muy bien, para partículas grandes y pesadas efectuamos la prueba de peso. Para partículas pequeñas y ligeras, efectuamos la prueba de conteo. Para reducir la capacidad de manchado, usamos la prueba de Área... Ahora.

¿ PODEMOS EXAMINAR UN EJEMPLO ?

VEAMOS :



Arrojamos que tenemos un filtro de aire y 101 partículas esféricas de la misma densidad en el aire. - Estas 101 partículas están formadas por una grande de 10 micras y 100 pequeñas de 1 micra. Ahora, supongamos que estas partículas son proyectadas hacia el filtro y que la partícula grande es retenida y - las 100 pequeñas pueden pasar. En forma visual tenemos:



La fórmula básica para determinar la eficiencia es:

$$\frac{\text{Polvo Capturado}}{\text{Polvo Emitido}} \times 100 = \% \text{ Eficiencia}$$

Matemáticamente tendríamos las siguientes eficiencias

Cada partícula pesa su diámetro al cubo. La partícula de 10 micras pesará 1000 unidades mientras que las cien partículas de una micra tendrán un peso total de 100 - unidades, de tal manera que:

$$\frac{1,000}{1,000 + 100} \times 100 = 91\% \text{ APRESTANCIA (Eficiencia por peso)}$$

91%

Conclusión: Como se remueve 91% del peso de las partículas, significa que esta prueba es ideal en el caso de que nos interesa filtrar partículas grandes y pesadas.

La habilidad para manchar de cada partícula es igual a su diámetro al cuadrado. Por lo tanto, la partícula de 10 micras tendrá un valor de manchado de $10^2 = 100$. Las 100 partículas de una micra tendrán un valor de manchado de $1^2 \times 100 = 100$ y producirán un sombreado total de 100 unidades, de tal manera:

$$\frac{100}{100 + 100} \times 100 = 50\% \text{ EFICIENCIA DE AREA}$$

50%

Conclusión:

El área relaciona la capacidad del filtro para eliminar la habilidad de manchado. A 50% de eficiencia, resulta un filtro significativamente efectivo.

En base a un conteo, la relación de partículas es de 100 a 1, de tal manera que:

$$\frac{1}{1 + 100} \times 100 = 0.99\% \text{ EFICIENCIA DE CONTEO}$$

0.99%

Conclusión:

La prueba de conteo relaciona directamente a las partículas ligeras y pequeñas y en este caso el filtro operó a menos de 1% de eficiencia. Por el hecho de permitir el paso de las partículas pequeñas, sería una selección muy pobre para el filtrado de partículas de este tamaño.

RESUMIENDO

Podemos ver que las tres pruebas de eficiencia nos dirán cosas diferentes acerca de un mismo filtro. Por ejemplo, este filtro sería altamente efectivo removiendo partículas grandes tales como cenizas volátiles y hollín visible del aire, pero sería de poco valor en la prevención de la introducción de bacterias a cuartos de operación o a cuartos limpios. La habilidad del filtro para reducir el manchado en un 50% lo hace una herramienta moderadamente efectiva para reducir tiempo y costos de limpieza. Ahora que la importancia de la Arrestancia (Peso) y de Área (Reducción de habilidad de manchado) se hacen patentes, es necesario conocer que el estándar 52-68 de ASHRAE reporta ambas. Estas dos pruebas son las más comúnmente referidas para aplicaciones Industriales y Comerciales. La eficiencia de conteo (la cual representa únicamente partículas extremadamente pequeñas) viene incrementando su importancia conforme se van requiriendo filtros con alto grado de eficiencia.

TABLA DE CARACTERÍSTICAS DE TIPOS DE FILTROS

TIPO DE FILTRO	PESO	AREA	CONTEO
CLIMAFIL I (ABSOLUTO)	*	*	99-97
CLIMAFIL II	*	99	95
CLIMAFILU 95	*	93-97	80-85
CLIMAFILU 85	99	80-85	50-60
PRECIPITADOR ELECTRONICO	99	85-90	60-70
CLIMACAP	95	30-35	15-20
LAVABLES DE "2" O PREFILTROS	76	8-12	2-5



¿ PREGUNTAMOS SI ES TODO LO CONCERNIENTE A LOS FILTROS ?

PODRIA DECIRSE QUE SI, SOLO QUE DEBERA REVISARSE DOBLEMENTE EL TIPO DE POLVO UTILIZADO EN LA PRUEBA.



Al efectuar una prueba bajo las bases de "PESO" (referido como arrestancia) se usa polvo artificial. Este polvo artificial para pruebas consta de partículas largas y pesadas para facilitar el proceso. Debido a que la arrestancia es una medida de la habilidad de un filtro para retener partículas grandes y pesadas, esta prueba trabaja maravillosamente.

Por otro lado debido a que el polvo atmosférico contiene una mezcla de partículas grandes y pequeñas, es el único polvo que nos puede dar lecturas más realistas de la habilidad de un filtro para reducir el manchado. El estándar ASHRAE* 52-68 utiliza ambos, el polvo sintético y el polvo atmosférico.

Es importante recordar que la clasificación de los filtros mediante las características de pesos utilizando polvos de prueba se llama " ARRESTANCIA ". Las características de remoción de mancha usando polvo atmosférico, clasifica a los filtros por " EFICIENCIA ".

* (ASHRAE - American Society of Heating Refrigeration and Airconditioning Engineers).



ES POSIBLE CLASIFICAR A LOS FILTROS DENTRO DE RANGOS APROXIMADOS DE EFICIENCIA ?

ABSOLUTAMENTE, YA QUE LA EFICIENCIA DE UN FILTRO RADICA EN SUS MATERIALES, DISEÑO Y CONSTRUCCION.



HE AQUI COMO TRABAJAN LOS DIFERENTES TIPOS DE FILTROS.

1.- FILTROS DE TABLERO

Consiste en una pieza plana, hecha de una media fibrosa relativamente abierta y se clasifican en el grupo de baja eficiencia.



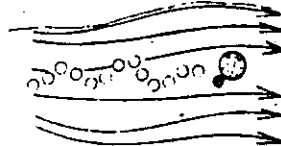
CLIMAROLL

INCIDENCIA POR INERCIA

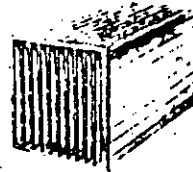
Conforme las partículas se introducen en el filtro son forzadas a incidir en las fibras de la media filtrante, debido a su peso y a la alta velocidad con que viajan. Los recubrimientos adhesivos retienen en su lugar el polvo acumulado.



INCIDENCIA



INTERCEPCION



CLIMAFLU

2.- FILTRO DE FIBRAS MENOS ABIERTAS Y POCOS PLEGUES

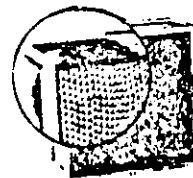
Caen dentro del grupo de baja a media eficiencia.

INCIDENCIA POR INERCIA-INTERCEPCION

Aquí nuevamente, la incidencia inercial es la mayor fuerza de trabajo en la remoción de partículas de polvo del aire, pero debido a que la media filtrante está dispuesta en forma de pliegues, también tiene lugar la intercepción. Conforme las partículas pequeñas de polvo pasan a través de los pliegues filtrantes, reducen su velocidad. Estas son bombardeadas por moléculas de aire



CLIMACAP



CLIMAFIL

provocando que describan trayectorias muy irregulares a través de la media e incrementa grandemente las oportunidades de choque con las fibras del filtro. (La acción de las partículas de aire alterando el curso de las partículas de polvo es conocido como DIFUSION).

Las partículas grandes que hacen contacto con las fibras de la media, son atrapadas por la capa de adhesivo. Las partículas pequeñas son atrapadas por atracción superficial. Es fácil de comprender la importancia de la intercepción cuando se visualiza que este mecanismo es el método más económico y eficiente de remover aquellas partículas tan pequeñas (y ligeras de peso) que resulta difícil hacerlas incidir. Por el plegado podemos adivinar que un filtro está diseñado para la intercepción de pequeñas partículas y podría clasificarse dentro del rango de baja a mediana eficiencia.

3.- FILTROS CON FIBRAS RELATIVAMENTE FINAS Y BASTANTES PLEGUES CUIDADOSAMENTE ESTRUCTURADOS Y PRECISAMENTE ESPACIADOS.

Se clasifican en el grupo de media a alta eficiencia.

Como se puede ver este tipo de filtro tiene un gran número de pliegues. Por esta razón la intercepción resulta la más poderosa en la retención de partículas de polvo del aire, mientras que la incidencia resulta en menor grado. Recordemos que a más pliegues, la velocidad de la partícula disminuye a través de la media y que se presenta una mayor oportunidad de intercepción. En este tipo de filtro, las fibras son finas y muy cercanas unas a otras. Las fibras finas retienen las partículas con una gran fuerza superficial.

4.- FILTROS TIPO HEPA*

Consisten en una media de fibras muy finas y opera en el rango de muy alta eficiencia.

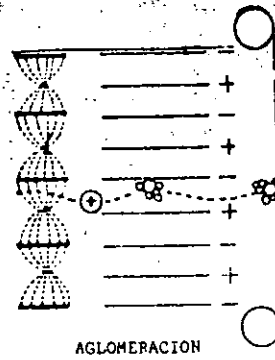
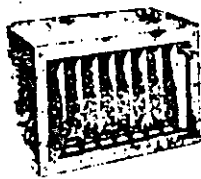
Debido a que este tipo de filtro es de una construcción muy precisa y consiste en fibras muy finas, la velocidad de las partículas a través de la media es drásticamente reducida. Esto es ideal para el proceso de intercepción, resultando en un alto grado de eficiencia. El fenómeno de incidencia casi no tiene lugar en este tipo de filtros.

(* High Efficiency Particulate Air Filter)

5.- AGLOMERADORES ELECTRONICOS

Son de apariencia distinta y cuando se usan en combinación con otros filtros, representan una completa variedad de rangos de eficiencia.

Como su nombre lo indica, la función de este filtro es la de cargar electrónicamente las partículas de polvo. Cuando esto se lleva a cabo, se colectan en unas placas con carga eléctrica opuesta donde pasan a formar parte de partículas llamadas aglomeradas, las que al alcanzar un tamaño suficientemente grande se desprenden de las placas. Estas partículas son entonces recapturadas por un filtro, ya sea por incidencia o por intercepción. La eficiencia dependerá del diseño y materialmente del sistema completo de tal manera que la eficiencia de un aglomerador electrónico puede variar de baja a muy alta eficiencia.



AGLOMERACION

Muy bien, ahora veamos si tenemos todos los elementos necesarios para comprender como se lleva a cabo una clasificación de eficiencia. Para empezar sabemos que hay millones de pequeñas partículas de polvo en el aire por cada partícula grande. También sabemos que las pruebas de eficiencia de los filtros pueden hacerse por conteo de partículas, por peso o por área.

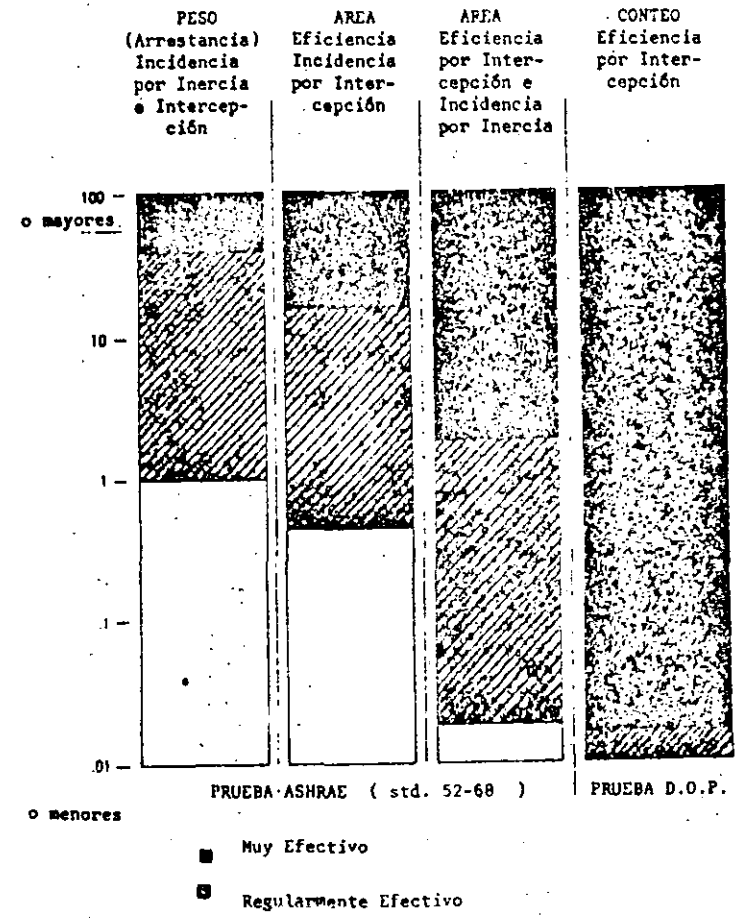
Como el plegado de un filtro provee mayor media filtrante al paso de las partículas e incrementa su habilidad para interceptar partículas pequeñas, ésta es la pauta más segura en la clasificación de filtros. La manera con que el filtro remueve partículas de polvo, así como la manera de probarlo, lo relacionan con el rango de tamaños de partículas que habrá de remover. De tal manera que para clasificar un filtro solo necesitamos saber:



1. ¿ QUE METODO DE PRUEBA SE USO ?
2. ¿ QUE TIPO DE POLVO SE USO DURANTE LA PRUEBA ?

AHORA PODEMOS CLASIFICAR FILTROS

TAMANO DE LAS PARTICULAS EN MICRAS



OTRAS INFORMACIONES QUE DEBEMOS RECORDAR

El estándar 52-68 de ASHRAE, es particularmente de gran ayuda en mantenimiento de edificios, como se observa en la gráfica de barras anterior. Tres de los cuatro tipos de filtros pueden ser probados con gran aproximación mediante el estándar 52-68 de ASHRAE gracias a que reporta ambas, Arrestencia (Peso) y Eficiencia (Area).

La característica más importante de cualquier filtro es su habilidad de retener polvo del aire. Cuando dos filtros tienen la misma eficiencia, se pueden analizar otros factores también importantes. (Duración de los filtros por ejemplo). Mientras que el estándar 52-68 ASHRAE reporta toda la información de todas las características, de un filtro, existen otros equipos de prueba que examinan algunas de las características importantes solamente, de una manera rápida y también interesante.

Cuando se desarrolle una prueba ASHRAE para uno, debemos estar seguros de que está se haga por un laboratorio independiente y que este laboratorio independiente, - no el fabricante, seleccione los filtros a probar. De esta manera, estaremos seguros de tener un filtro de prueba escogido al azar.

Existen varios métodos para medir la eficiencia de un filtro de aire, pero en el caso de los filtros absolutos, el método de conteo es el más exacto. En este método de conteo con humo de dioctilftalato (D.O.P.), las partículas de humo sintético se cuentan a la entrada y a la salida del filtro. La eficiencia del filtro se considera en base a la cantidad de partículas que remueve. Este método consiste de un generador de humo sintético especial y un medio óptico-electrónico para determinar el porcentaje de humo que penetra a los filtros.

Esperamos que este artículo disipe muchas de las dudas que existen acerca de la selección de filtros de aire. Hay muchos factores que gobiernan la selección de filtros de aire que no fueron cubiertos en la presente discusión. Por esta razón, deberá usarse sólo como una guía y deberá complementarse con la información detallada de los filtros.



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

DISTRIBUCION DE AIRE EN ESPACIOS ACONDICIONADOS

EXPOSITOR:
ING. JAVIER FINK

NOVIEMBRE, 1984

Capítulo 3. DISTRIBUCIÓN DE AIRE EN ESPACIOS ACONDICIONADOS

En este capítulo se estudiará la distribución de aire acondicionado después de haber sido descargado al espacio a acondicionar. El análisis incluye la distribución en la habitación, correctamente efectuada, y los tipos y colocaciones de las bocas o impulsores de salida.

CONDICIONES NECESARIAS PARA UNA BUENA DISTRIBUCIÓN DE AIRE

TEMPERATURA

Las condiciones de proyecto normalizadas para las habitaciones son las indicadas en el Parte I, Capítulo 2. El sistema de distribución de aire debe estar proyectado para mantener la temperatura dentro de límites tolerables. En una habitación se admite una variación máxima aproximada de 1 °C entre distintos puntos. En un grupo de habitaciones situadas dentro de un espacio, es admisible una diferencia máxima de 1,7 °C entre ellas. Generalmente, las variaciones de temperatura son más recusables durante la época de calefacción que durante la de refrigeración.

Las fluctuaciones de temperatura se notan más que las simples variaciones. Estas fluctuaciones dependen ordinariamente del sistema de control de temperatura. Cuando van acompañadas de desplazamiento del aire con las velocidades más altas dentro del intervalo de las recomendadas, pueden dar lugar a quejas por corrientes de aire.

VELOCIDAD DEL AIRE

La tabla 19 da las velocidades recomendables del aire en espacios acondicionados. También incluye las reacciones de los ocupantes a distintas velocidades de aire dentro de una zona ocupada.

DIRECCION DEL AIRE

La tabla 19 muestra que el movimiento del aire es deseable e incluso necesario. La figura 62 sirve

de guía para determinar cuál es la dirección del movimiento del aire que es más conveniente para una persona sentada.

TABLA 19. VELOCIDADES DEL AIRE EN LA ZONA OCUPADA DE LA HABITACIÓN

VELOCIDAD DEL AIRE (m/s)	REACCIÓN	APLICACIÓN RECOMENDADA
0-0,08	Quejas por estancamiento del aire	Ninguna
0,12	Proyecto ideal-favorable	Todas las aplicaciones comerciales
0,12-0,25	Probablemente favorable, pero la máxima velocidad admisible para personas sentadas es 0,25 m/s aproximadamente	Todas las aplicaciones comerciales
0,35	Desfavorable-los papeles ligeros colocados en las mesas son insuflados	
0,40	Límite máximo para personas que se desplazan lentamente-favorable	Almacenes y comercios
0,40-1,50	Instalaciones de acondicionamiento de aire de algunas fábricas-favorable	Velocidades más altas de acondicionamiento para refrigeración de punto o localizada

PRINCIPIOS DE LA DISTRIBUCIÓN DE AIRE

La sección siguiente expone los principios de distribución de aire.

ALCANCE (DISTANCIA DE PROPULSIÓN)

El alcance es la distancia horizontal que recorre una corriente de aire desde su boca de salida. Dicho alcance viene dado por la distancia medida desde la boca de salida hasta un punto donde la velocidad del aire alcanza un valor mínimo definido, 0,25 m/s, y medido a 2,1 metros por encima del suelo.

El alcance o distancia de propulsión es proporcional a la velocidad del aire primario a su salida de la boca de impulsión, siendo independiente de la diferencia entre la temperatura del aire suministrado y la del aire de la habitación.

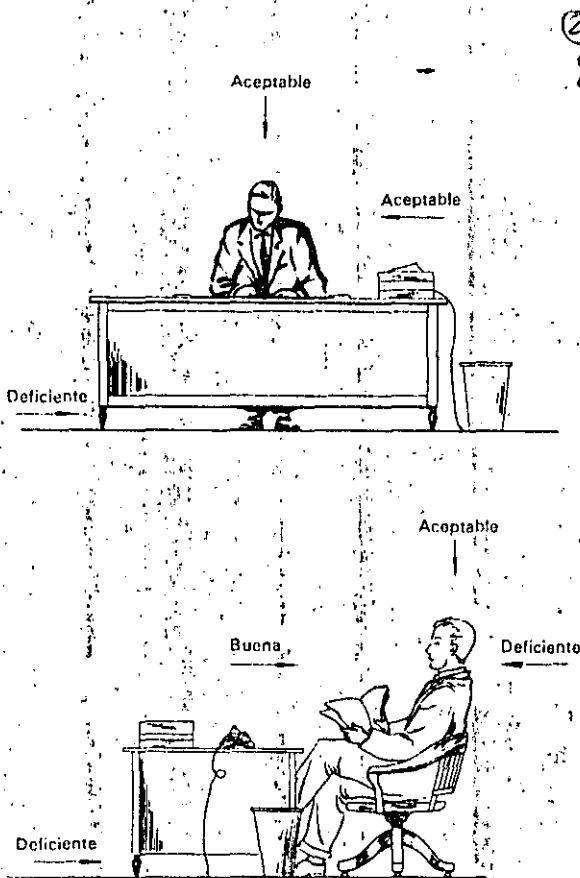


Fig. 62. Dirección conveniente del aire

CAIDA

Caída, o elevación, es la distancia vertical que se desplaza el aire desde la boca de salida hasta el final de su trayectoria de propulsión.

INDUCCIÓN

Inducción es el arrastre de aire procedente del espacio a acondicionar por el aire impulsado por la boca de salida y depende de la velocidad del aire de impulsión. El aire que llega directamente de la boca de impulsión se denomina primario. El aire de la habitación que será aspirado y arrastrado a lo largo de la trayectoria del aire primario se denomina secundario. La corriente total, formada por la mezcla del aire primario y del secundario, se denomina aire total.

La inducción se expresa por la ecuación de impulsión o cantidad de movimiento:

$$M_1 V_1 + M_2 V_2 = (M_1 + M_2) \times V_3$$

donde M_1 = masa del aire primario

M_2 = masa del aire secundario

V_1 = velocidad del aire primario

V_2 = velocidad del aire secundario

V_3 = velocidad del aire total

La relación de inducción (R) se define por la razón aritmética del aire total al aire primario.

$$R = \frac{\text{aire total}}{\text{aire primario}} = \frac{\text{aire primario} + \text{aire secundario}}{\text{aire primario}}$$

IMPORTANCIA DE LA INDUCCIÓN

Como la distancia de propulsión es función de la velocidad, y el decremento de la velocidad en la unidad de tiempo depende de la relación de inducción, el alcance depende de la cantidad de inducción que se produce. La cantidad de inducción desde una boca de impulsión es una función directa del perímetro de la sección recta de la corriente del aire primario. De dos bocas de impulsión de la misma área, la de mayor perímetro tiene mayor inducción y, por tanto, su alcance es más corto. Con un caudal de aire dado y descargado a una presión dada en un local, se obtienen la mínima inducción y el máximo alcance mediante una sola boca de salida de sección recta circular. Por el contrario, con una sola boca de salida en forma de rendija larga y estrecha se obtiene la mayor inducción y la distancia de propulsión más corta.

DIFUSIÓN O DISPERSIÓN

La difusión es el ángulo de divergencia de la corriente de aire después de salir de la boca de impulsión. La dispersión horizontal es la divergencia en el plano horizontal, y dispersión vertical es la divergencia en el plano vertical. El ángulo de dispersión se mide en grados.

La dispersión es resultado de la ley de cantidad de movimiento. La figura 63 representa el efecto de la inducción sobre el área de la sección recta de la corriente y la velocidad del aire.

Ejemplo 1: Efecto de inducción

Datos:

1.700 m³/h aire primario.

1.700 m³/h aire secundario.

5 m/s velocidad del aire primario.

0 m/s velocidad del aire secundario.

Determinar:

La velocidad y la sección recta de la corriente de aire total cuando se mezcla con 1.700 m³/h de aire primario y 1.700 m³/h de aire secundario.

Solución:

Área de sección recta de la corriente de aire primario inicial antes de la inducción:

$$= \frac{M_1}{V_1} = \frac{1.700}{5 \times 3.600} = 0,0945 \text{ m}^2$$

3

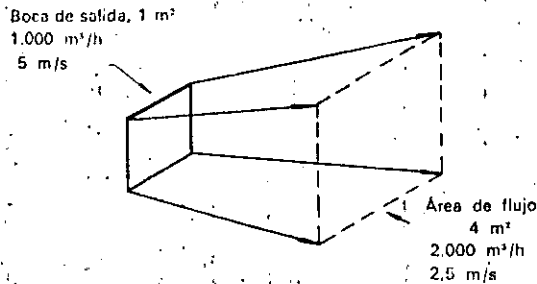


FIG. 63. Efecto de inducción

Sustituyendo en la ecuación de la cantidad de movimiento

$$(1.700 \times 18.000) + (1.700 \times 0) = (1.700 + 1.700) V_1$$

$$V_1 = 9.000 \text{ m/h} = 2,5 \text{ m/s}$$

Área transversal de la corriente total

$$= \frac{M_1 + M_2}{V_1} = \frac{1.700 + 1.700}{9.000 \text{ m/h}} = 0,377 \text{ m}^2$$

Una boca de salida que descarga el aire uniformemente hacia delante, sin interposición de rejillas para divergencia o convergencia, produce una dispersión de 18° a 20°, aproximadamente, en ambos planos. Esto equivale a una dispersión aproximada de 15 cm por cada metro de propulsión. El tipo y la forma de la boca de impulsión afectan dicho ángulo, pero con casi todos los tipos de bocas de impulsión su valor está comprendido entre 15° y 23°.

INFLUENCIA DE LAS GUÍAS (ALETAS O DEFLECTORES) SOBRE EL RENDIMIENTO DE LAS BOCAS DE IMPULSIÓN

Deflectores

Las bocas de salida con deflectores perpendiculares al conducto producen una dispersión de aproximadamente 19°, tanto en el plano horizontal como en el vertical (fig. 64).

Deflectores convergentes

Las bocas de salida con deflectores colocados de modo que dirijan directamente el aire de descarga producen, aproximadamente, la misma dispersión (19°) que las colocadas perpendicularmente (fig. 65). Sin embargo, la distancia de propulsión resultante es aproximadamente un 15 % mayor que con deflectores perpendiculares.

3

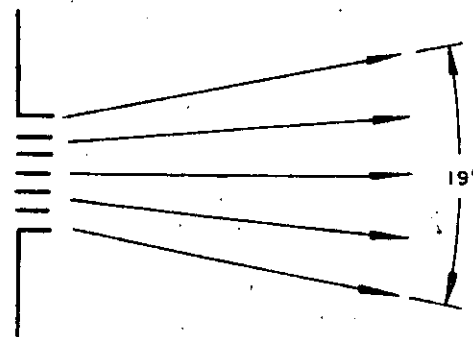


FIG. 64. Dispersión con guías rectas

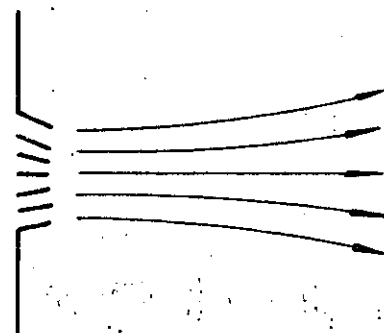


FIG. 65. Dispersión con guías convergentes

Deflectores divergentes

Las bocas de salida con deflectores convenientemente colocados para producir una dispersión oblicuamente tienen un efecto considerable sobre la dirección y el alcance. Estando los deflectores colocados verticalmente y de modo que los laterales formen un ángulo de 45° con el conducto, y los demás formen ángulos intermedios, se produce una corriente de aire cuyo ángulo horizontal es aproximadamente 60° (fig. 66). En estas condiciones, la distancia de propulsión se reduce aproximadamente el 50 %. En las bocas de salida con guías inclinadas menos de 45° y las demás en ángulos intermedios, la distancia de propulsión es más larga que en la posición de 45°, pero menor que con deflectores perpendiculares.

Donde se emplean deflectores divergentes, se reduce la sección libre de la boca, por lo que el caudal de aire es menor que con deflectores perpendiculares, a no ser que se aumente la presión. Para soslayar un obstáculo o para dirigir el aire en una dirección determinada, todos los deflecto-

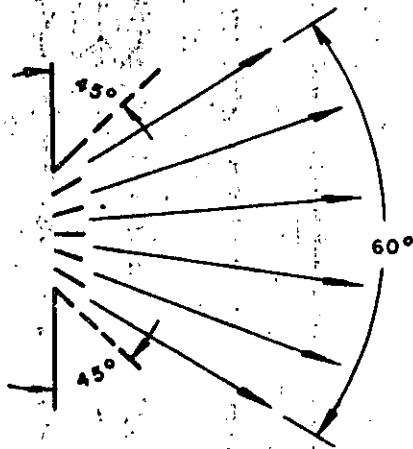


FIG. 66. Dispersión con guías divergentes

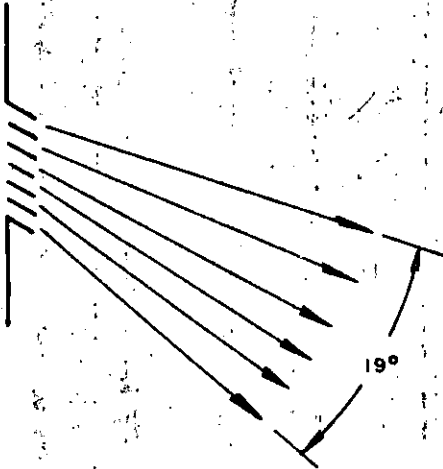


FIG. 67. Dispersión con juego de guías rectas en un ángulo

res deben estar inclinados convenientemente, como en la figura 67. Obsérvese que el ángulo de dispersión es aproximadamente 19° .

INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD EN EL CONDUCTO SOBRE EL RENDIMIENTO DE LAS BOCAS DE IMPULSIÓN

Una boca de impulsión se diseña para distribuir el aire que se recibe con velocidad, presión y dirección adecuadas para que cumpla su función, pero no para que corrija inesperadas condiciones indebidas del flujo de aire que se le suministra.

Cuando una boca de impulsión sin deflectores esté colocada directamente en la pared del con-

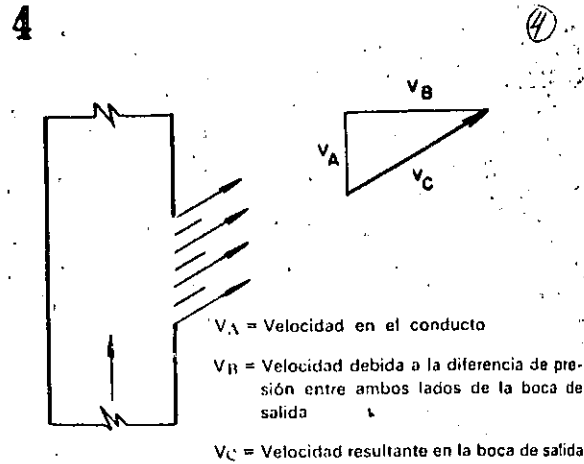


FIG. 68. Boca de salida situada en conducto

ducto, la dirección de la corriente del aire de la salida es el vector suma de los vectores correspondientes a la velocidad del aire en el conducto y a la velocidad en la boca de impulsión (fig. 68). Esto puede ser modificado por las peculiaridades de la abertura en el conducto.

Cuando se aplica una boca de impulsión a la pared del conducto, la velocidad resultante V_c , se puede modificar por medio de deflectores o registros ajustables colocados detrás de la boca de salida. La pertinencia de su aplicación depende de la desviación de la trayectoria recta que puede aceptarse.

Frecuentemente las bocas de impulsión se montan sobre collares de prolongación cortos separados de la pared del conducto. Si la velocidad del aire en el conducto supera a la del aire de descarga en la boca de impulsión, habrá que emplear deflectores en la unión del collar y el conducto. Los resultados están representados en la figura 69.

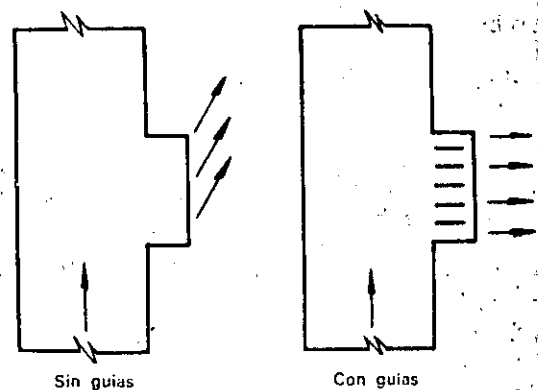


FIG. 69. Collar para bocas de salida

5

5

IMPORTANCIA DE UNA CORRECTA DISTANCIA DE PROPULSIÓN

Normalmente no es necesario que el alcance o distancia de propulsión cubra la longitud o la anchura totales de la habitación. Una buena regla práctica es que el alcance sea los 3/4 de la distancia hasta la pared opuesta. Se exceptúan los casos en que existen fuentes de calor situadas en la pared opuesta a la boca de impulsión. Estas fuentes pueden ser el propio calor del equipo y puertas abiertas. En estas circunstancias puede ser necesario aumentar la distancia de propulsión y habrá que tomar precauciones para evitar condiciones adversas de corrientes de aire.

DIFERENCIA DE TEMPERATURA

La diferencia admisible de temperatura entre el aire de impulsión y el de la habitación depende en gran parte de (1) la relación de inducción de la boca, (2) las obstrucciones del aire primario en la trayectoria y (3) la altura del techo. La figura 70 muestra el efecto del cambio de la temperatura del aire de suministro de caliente a frío.

Puesto que la inducción depende de la velocidad de descarga en la boca, hay una diferencia de temperatura que debe especificarse para obtener resultados satisfactorios.

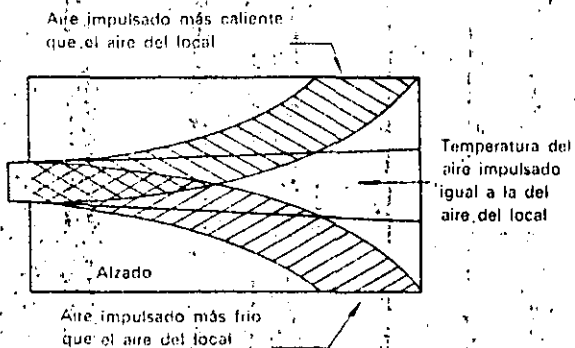


Fig. 70. Configuraciones de la corriente de aire para varias temperaturas diferenciales

MOVIMIENTO DEL AIRE TOTAL EN LA HABITACIÓN

La finalidad de distribuir el aire en las habitaciones es provocar un movimiento satisfactorio del aire dentro de la zona ocupada, lo que se consigue relacionando las características de la boca

de impulsión y su rendimiento, con el movimiento del aire en la habitación como sigue:

1. Aire total en circulación = m^3/h de impulsión \times relación de inducción.
2. Velocidad promedial del aire en la habitación =

$$= \frac{1,4 \times m^3/h \text{ totales en circulación}}{\text{área de la pared opuesta a la boca(s) de impulsión}}$$

Velocidad promedial en la habitación

$$3. K = \frac{\text{Velocidad promedial en la habitación}}{1,4 \times \text{relación de inducción}} = \frac{m^3/h \text{ en la boca de impulsión}}{\text{área libre de pared opuesta a la boca(s) de impulsión}}$$

donde K es el factor de circulación en la habitación, expresado en m^3/h de aire primario por m^2 de la pared opuesta a la boca.

El multiplicador 1,4 deja un margen para la obstrucción causada por la corriente de aire. Obsérvese que en la ecuación interviene el área libre o despejada de la pared, y todas obstrucciones deben ser descontadas. Véase nota 8 de tabla 21.

La tabla 19 indica que la velocidad promedial en la habitación debe mantenerse entre 0,08 y 0,25 m/s en la mayoría de aplicaciones. Se han efectuado pruebas con varias bocas de impulsión y velocidades a fin de determinar las características de rendimiento. Los resultados de tales pruebas con una serie de rejillas de impulsión situadas están resumidas en las tablas de rendimiento contenidas en este capítulo. Estos datos de rendimiento pueden emplearse satisfactoriamente con rejillas de las dimensiones y superficies libres nominales indicadas en la tabla 21. Un ejemplo de selección de rejilla acompaña a la tabla. El factor K a que se refiere el apartado 3 está indicado en la tabla que da los valores de máximos y mínimos de m^3/h por m^2 del área de la pared en que está situada la boca de impulsión.

TIPOS DE BOCAS DE IMPULSIÓN

REJILLA PERFORADA

Esta rejilla tiene una pequeña relación de deflector (comprendida normalmente entre 0,05 y 0,20) y por tanto tiene poco efecto direccional. En consecuencia, se utiliza principalmente como rejilla de extracción o de retorno, y menos frecuentemente, como rejilla de impulsión. Cuando la persiana está provista de cierre manual constituye un registro.

6

6

REJILLA CON DEFLECTORES FIJOS

La rejilla con deflectores fijos se emplea satisfactoriamente en locales donde la dirección de la corriente no es muy importante o pueda ser predeterminada. Es deseable que tenga una relación de deflector de uno o más. Para que se pueda ver el interior del conducto son preferibles los deflectores poco separados.

REJILLA CON DEFLECTORES AJUSTABLES

Este tipo de rejillas es el más conveniente para su colocación en paredes laterales. Como se fabrica con deflectores ajustables tanto horizontal como verticalmente, las dificultades originadas por pequeños desplazamientos del aire se pueden corregir rápidamente variando la posición de los deflectores.

BOCAS DE RENDIJA

Este tipo de boca puede tener rendijas múltiples, ampliamente separadas, resultando una superficie libre de 10 % aproximadamente. El rendimiento es aproximadamente el mismo que el de una rejilla con deflectores, a igualdad de caudal y presión estática, pero la distancia de propulsión es más corta debido a que es mayor la inducción en la cara de la boca.

Otro diseño con el que se obtiene antes la inducción inicial es la rendija larga horizontal continua, particularmente ventajosa donde el techo es bajo y la altura de la boca de impulsión es limitada, o cuando se desea que no sean visibles las rejillas.

SALIDAS DE EYECCIÓN

La boca de salida de eyección actúa a alta presión para obtener una relación de inducción elevada y se emplea principalmente en talleres industriales y enfriamiento de un punto determinado, o sea, localizado, en que es deseable un elevado grado de flexibilidad en el funcionamiento del eyector.

SALIDAS CON INDUCCIÓN INTERNA

Donde se emplea una presión del aire suficientemente elevada, se induce aire de la habitación dentro de la rejilla a través de aberturas auxiliares. Aquí se mezcla con aire primario y se descarga en la habitación a temperatura más baja que la del caudal de aire primario. La inducción se efectúa en dos fases, una en la carcasa de la rejilla y otra después de que el aire sale de la boca.

BOCAS DE SALIDA EN TECHO

Salida del tipo batea

En este diseño sencillo de distribución en el techo, se emplea cuello de conducto con una artesa o batea debajo de él. El aire que sale del pleno pasa por el cuello e incide y salpica en la artesa. Esta debe ser de diámetro suficiente para que no sea visible la abertura del conducto y además debe ser ajustable su distancia desde el techo. Las bateas deben estar perforadas para que parte del aire se disperse hacia abajo. Las ventajas de las bocas del tipo de batea son su bajo coste y que pueden ocultar la abertura del conducto. Los inconvenientes, la falta de uniformidad en la dirección del aire a causa de las malas condiciones en que se realiza y la tendencia a dirigirlo al techo.

Difusor de techo

Estas bocas constituyen un perfeccionamiento del tipo de batea. Apresuran la inducción por suministrar el aire en varias capas. Las condiciones de la instalación deben ser buenas para asegurar una distribución uniforme. A menudo se combinan con los aparatos de alumbrado y se fabrican con características de inducción interna. Véase figura 71:

Techos y paneles perforados

Hay varios tipos de techos perforados para introducir el aire acondicionado en sistemas de confort o industriales. La característica principal de este método de tratamiento del aire es que se puede introducir mayor volumen de aire por metro cuadrado de superficie de suelo, con el mínimo desplazamiento en la zona ocupada y con menos riesgo de corrientes de aire. Como la velocidad de descarga es baja, la inducción también lo es. Por tanto se debe proveer el suficiente movimiento de aire a velocidad mayor de 0,08 m/s.

Un conducto proyectado para techo perforado es lo mismo que el proyectado para un techo convencional. Para que el suministro sea adecuado en todas las zonas, en la instalación de conductos para techos perforados hay que adoptar las mismas precauciones que para los sistemas convencionales. No se debe confiar con los paneles de techo para obtener una distribución apropiada, ya que no pueden conducir el aire de forma que todas las zonas queden correctamente aireadas. Los paneles perforados contribuyen a difundir el aire impulsado, y por tanto permiten emplear diferencias de temperatura relativamente grandes, incluso con pequeñas alturas de techo.

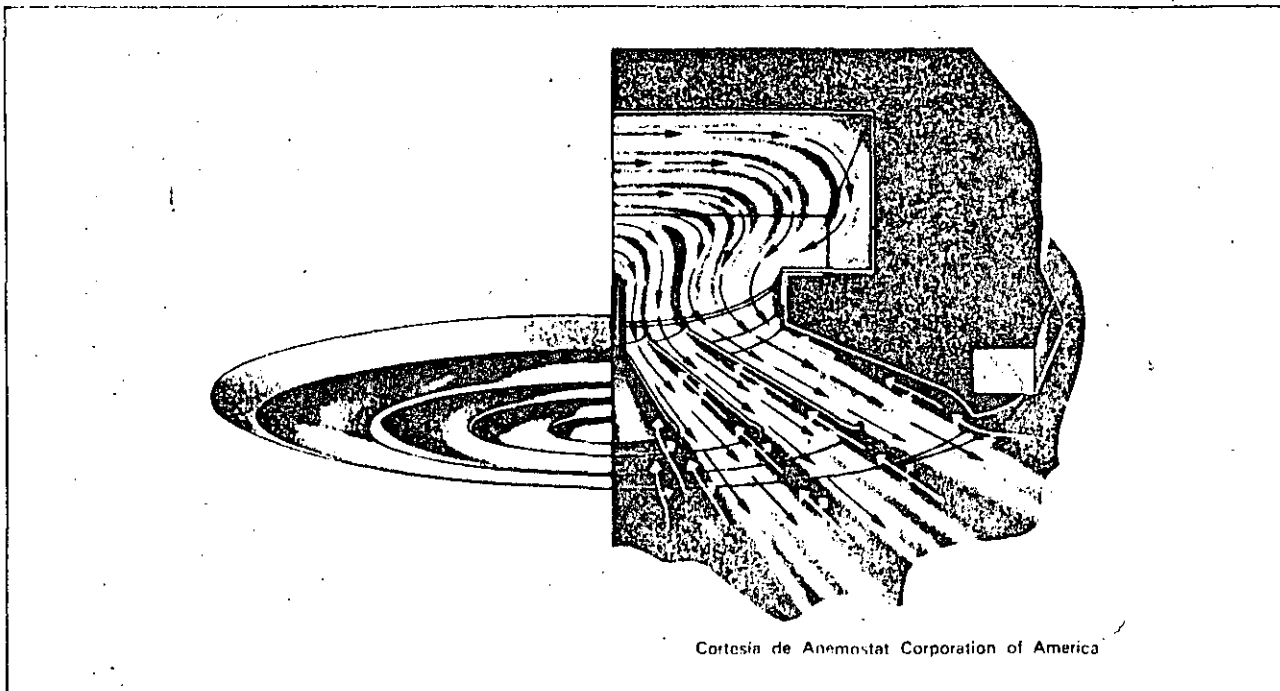


Fig. 71. Difusor de techo de inducción interna

APLICACIÓN DE LOS DIFUSORES DE TECHO

Las instalaciones en que se emplean difusores de techo dan lugar normalmente a menos quejas por corrientes de aire que los que emplean bocas de salida en paredes laterales. Para evitar corrientes de aire molestas, deben ser tenidas en cuenta las siguientes recomendaciones cuando se instalan difusores de techo.

DISTANCIA DE PROPULSIÓN

Elegir difusores de techo de alcance moderado, generalmente igual o inferior al 75% del valor indicado en las tablas. Una distancia de propulsión excesiva puede plantear problemas en muchas instalaciones, lo que no suele ocurrir cuando la distancia es corta.

PÉRDIDAS DE CARGA

La mayoría de tablas de especificación indican la pérdida de carga a través de la rejilla únicamente, sin incluir la de presión necesaria para expulsar el aire del conducto e introducirlo en la habitación a través del cuello y la rejilla. Conviene, pues, hacer un cuidadoso estudio de pérdidas de carga en el cuello y la rejilla y aplicar

un factor de seguridad correcto cuando sea necesario.

DISPOSICIÓN DEL DIFUSOR

Un criterio importante para el buen funcionamiento del difusor es su correcta disposición. Esto significa o bien un cuello de por lo menos cuatro veces el diámetro del conducto, o bien buenas guías giratorias. Si se emplean paletas o guías, deben estar colocadas perpendicularmente al flujo de aire en la parte superior del cuello y separados 5 cm.

OBSTRUCCIONES

Cuando el flujo de aire del difusor encuentra obstrucciones, se tapa una pequeña porción del difusor en el punto de la obstrucción. Normalmente se emplean balles del tipo de enganche a este propósito.

LIMITACIONES DE RUIDO EN LAS BOCAS DE IMPULSIÓN

Un criterio importante que afecta la selección de una boca de impulsión es su nivel de ruido. La tabla 20 da las velocidades de salida recomendadas, que proporcionan niveles de ruido aceptables para varios tipos de aplicaciones.

TABLA 20. VELOCIDADES RECOMENDADAS EN LAS BOCAS DE SALIDA

APLICACIÓN	VELOCIDAD (m/s)
Estudios de radiodifusión	1,5-2,5
Residencias	2,5-4
Apartamentos	2,5-4
Iglesias	2,5-4
Dormitorios de hotel	2,5-4
Teatros	2,5-4
Oficinas particulares, tratadas acústicamente	2,5-4
Oficinas particulares, no tratadas	2,5-4
Salas de cine	5
Oficinas públicas	5-6,5
Almacenes comerciales, plantas superiores	7,5
Almacenes comerciales, planta principal	10

UBICACIÓN DE LAS BOCAS DE SALIDA

La arquitectura interior, la construcción del edificio y las posibilidades de que incidan partículas de polvo, influyen necesariamente en el montaje y ubicación de la boca de impulsión. Por muy conveniente que sea colocar una boca de impulsión en un punto dado, dichas condiciones pueden impedirlo.

Aunque se consiga superar satisfactoriamente todas las limitaciones mencionadas, los principios que rigen la distribución del aire concierne al flujo, caída de presión, capacidad y circulación de aire en el local crean otras limitaciones en el proyecto de un sistema aceptable de distribución de aire. Estas limitaciones están indicadas en las tablas de especificación al final del capítulo.

Las cargas locales debidas a concentración de personas, calor de la maquinaria, del equipo, y situación de las paredes exteriores y las ventanas, modifican a menudo la elección de ubicación de la boca de impulsión. La corriente descendente desde una pared fría o de una ventana de cristal (figura 72) puede alcanzar velocidades mayores de 1 m/s, molestando a los ocupantes, y si no se evitan los efectos de dicha corriente, éstos se quejarán de frialdad en los pies. En climas fríos esto se consigue por radiación suplementaria, o por una boca situada debajo de una ventana, como ilustra la figura 73.

Otro factor a considerar cuando se elige la ubicación de una boca de salida es el efecto ra-

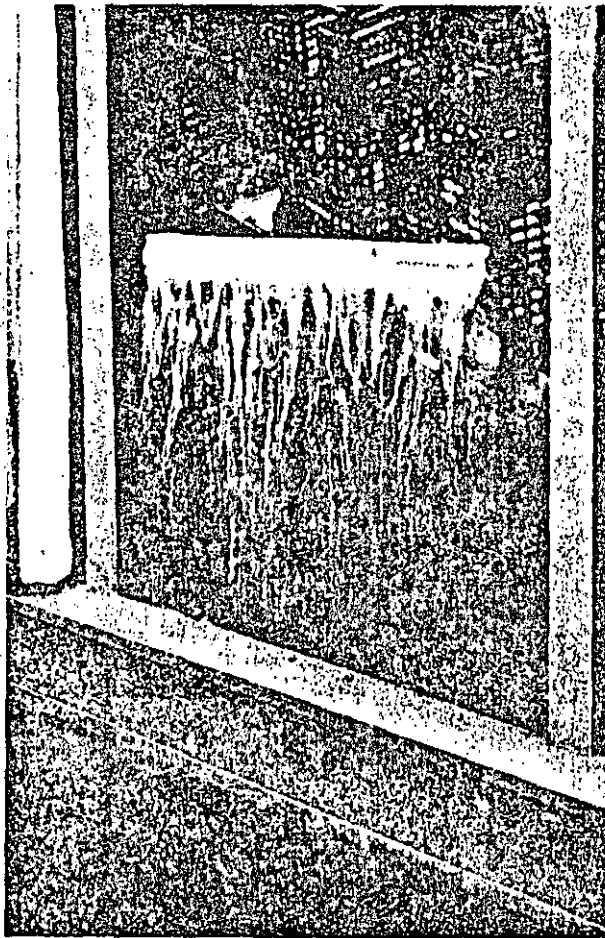


Fig. 72. Tiro descendente desde ventana fría



Fig. 73. El aire de descarga compensa el tiro descendente de la ventana

9

que a su vez repercute en la sensación térmica. Durante la temporada de calefacción, una boca de salida situada debajo de una ventana y que descargue aire caliente eleva la temperatura de la superficie y palia de sensación de malestar.

A continuación se describen cuatro aplicaciones representativas de tipos de rejillas.

DIFUSORES DE TECHO

Los difusores de techo pueden aplicarse a conductos expuestos, conductos forrados, o bien conductos ocultos en el techo. Aunque las bocas de pared se instalan en conductos expuestos y forrados, rara vez se aplican para propulsión directa hacia abajo, a no ser que la mezcla completa se realice antes de que el aire llegue a la zona ocupada.

BOCAS DE SALIDA LATERALES

Se prefiere una ubicación elevada para bocas de salida en la pared, cuando el techo está libre de obstrucciones. Donde existen vigas, las salidas se sitúan a menor altura para que la corriente de aire sea horizontal y no encuentre obstáculos. También se pueden emplear guías o deflectores para dirigir la corriente hacia abajo, pero entonces el aire entra oblicuamente en la zona ocupada y llega a los ocupantes con demasiada velocidad. Esto se encuentra representado en la figura 74.

Las salidas laterales situadas cerca del suelo (figura 75) son adecuadas para calefacción, pero no para refrigeración, a menos que se dirija el aire hacia arriba muy oblicuamente. El ángulo de inclinación debe ser tal que no incida directamente en los ocupantes o que el flujo se

desvía hacia arriba y se distribuya en las zonas ocupadas.

BOCAS DE SALIDA EN VENTANAS

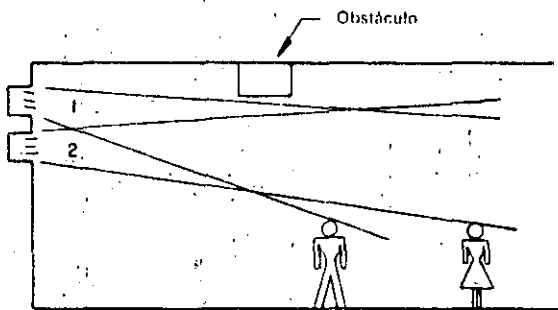
Con vidriera simple, las bocas de salida en ventanas son preferibles a la distribución por techo o paredes para eliminar la pronunciada corriente de aire descendente durante el invierno. El aire debe ser dirigido con guías en un ángulo de 15° a 20° con la vertical hacia el interior de la habitación.

BOCAS DE SALIDA EN EL SUELO

Donde las personas están sentadas, como en un teatro, no es admisible la distribución por bocas de impulsión situadas en el suelo. En locales en que los ocupantes pueden pasear, es admisible introducir aire a nivel del suelo; por ejemplo, en tiendas donde se dirige el aire horizontalmente desde una rendija por debajo del mostrador. Sin embargo, en esta aplicación se debe utilizar una pequeña diferencia de temperatura, no más que 2,7° ó 3,3 °C. El mantenimiento de este valor máximo resulta normalmente antieconómico debido al gran caudal de aire necesario. Sin embargo, si el aire es dirigido hacia arriba por detrás del mostrador y difundido por encima de la zona ocupada, la diferencia de temperatura puede incrementarse aproximadamente 5 veces. Otra desventaja es que las bocas de salidas en el suelo constituyen colectores de suciedad.

APLICACIONES ESPECIFICAS

Si se aplican los principios descritos en los párrafos anteriores correctamente, los problemas



La corriente de aire 2 tiene mayor alcance que la corriente de aire 1

FIG. 74. Boca de salida en pared de habitación con obstáculo en el techo

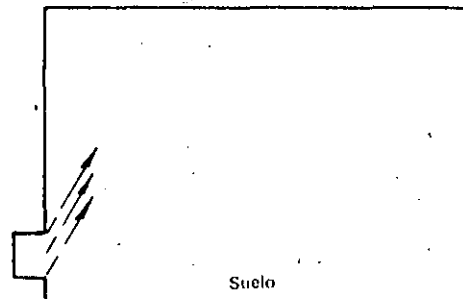


FIG. 75. Boca de salida en la pared cerca del suelo

después de la instalación serán mínimos. En general, cuanto más alto sea el techo, menos dificultades se encontrarán y, en consecuencia, se puede proceder con más libertad en el proyecto, con poco o ningún riesgo, pero con alturas de techo de 3,7 metros o menores hay que proceder meticulosamente.

La experiencia ha demostrado que los difusores de techo son más fáciles de aplicar que las bocas de salida en las paredes laterales, y son preferibles cuando los caudales de aire se aproximan a $36 \text{ m}^3/\text{h}$ por m^2 de superficie de suelo.

Las siguientes observaciones generales sobre aplicaciones específicas son el resultado de la experiencia adquirida con miles de instalaciones y pueden servir de guía para la mejor distribución del aire. Apartamentos, hoteles y edificios de oficinas son analizados en cuanto concierne a colocación de las bocas de impulsión, usuales en estos tipos de edificios. Bancos, restaurantes, grandes almacenes y tiendas de especialidades se analizan en términos generales, sin perjuicio de que sean aplicables las conclusiones del estudio precedente acerca de la ubicación de las bocas de salida.

APARTAMENTOS, HOTELES Y EDIFICIOS DE OFICINAS

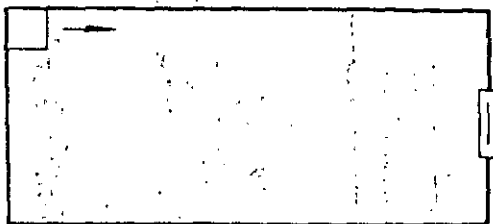
1. Suministro de pasillo — Sin irradiación directa (fig. 76):

Ventaja — Bajo coste.

Desventaja — Muy precario en invierno. Corriente descendente de aire debajo de la ventana acentuada por la propulsión desde la boca de impulsión.

Precaución — La distancia de propulsión no debe ser mayor del 75 % de la dimensión más larga de la habitación.

2. Suministro de pasillo — Irradiación directa debajo de ventanas (fig. 77):



Alzado

Fig. 76. Aire impulsado en corredor

10

Ventaja — Elimina la corriente descendente debajo de las ventanas durante el invierno, cuando funciona la calefacción.

Desventaja — Hay una ligera corriente descendente de aire durante las estaciones intermedias, o cuando la irradiación está interrumpida en tiempo frío.

Precaución — No exceder una distancia de propulsión de 75 % de la dimensión más larga de la habitación.

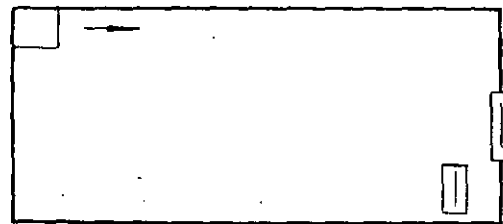
3. Conducto encima de ventana con impulsión hacia el pasillo (fig. 78):

Ventaja — Algo mejor distribución que por pasillo, pero no evita la corriente descendente de aire durante el invierno, a menos que se complemente con irradiación directa.

Desventaja — Coste casi tan elevado como el de las rejillas de impulsión de ventana (considerando las alteraciones en la estructura del edificio), las cuales proporcionan mejor distribución de aire.

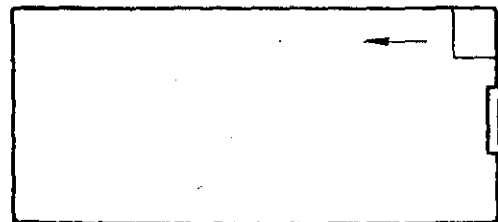
4. Boca de impulsión en ventana (fig. 79):

Ventaja — Elimina la corriente descendente durante el invierno, y el método de distribución de aire es mejor.



Alzado

Fig. 77. Aire impulsado en corredor con radiación directa



Alzado

Fig. 78. Conducto encima de ventana insuflando hacia el corredor

11

GRANDES ALMACENES (FIG. 81)

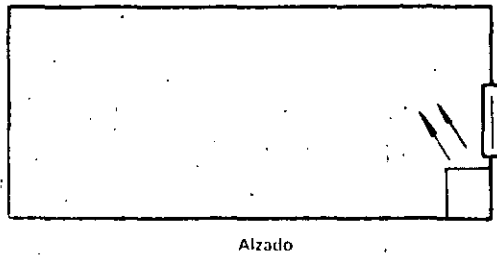


FIG. 79. Boca de salida en ventana

Desventaja -- Puede ser antieconómico para aplicación en varias ventanas.

5. Rejilla de retorno:

Donde es admisible aspirar el aire de retorno por el pasillo y no se emplean conductos de retorno, es necesario utilizar rejillas de sobrepresión o dejar abertura en la parte inferior de las puertas.

En apartamentos y hoteles, deben ser consultados los reglamentos antes de emplear el pasillo como pleno de retorno. Aunque esté permitido por la reglamentación, esto no es una buena práctica de ingeniería.

BANCOS (FIG. 80)

Frecuentemente, en los bancos el espacio central tiene un techo alto con una carga térmica por alumbrado. En este caso, el empleo de bocas de impulsión laterales relativamente elevadas en la pared pueden dar por resultado la segregación de una parte de la carga del techo excluyéndola de la zona ocupada y reduciendo algo la carga de refrigeración. Esta colocación de las rejillas de impulsión a una altura media de la pared es adecuada siempre que la altura del techo sea mayor de 6 metros.

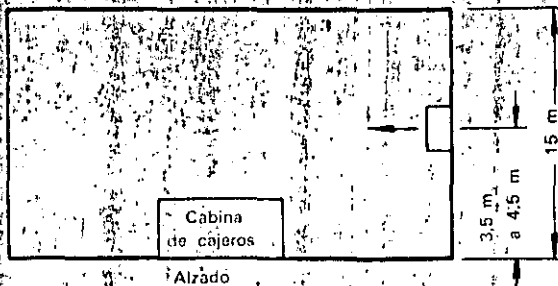


FIG. 80. Distribución del aire con techo alto

La distribución de aire en grandes almacenes no es crítica si se observan las precauciones ordinarias, puesto que el techo es suficientemente alto. Debe ponerse cuidado cuando se trata de acondicionar un altillo o entresuelo, ya que la salida de aire tiene tendencia a alcanzar una distancia de propulsión excesiva y los ocupantes quedan excluidos de la zona refrigerada. Es preferible una distribución longitudinal. Los sótanos pueden crear problemas por ser sus techos bajos y presentar obstrucciones por tuberías. Las plantas bajas requieren normalmente más aire cerca de las puertas.

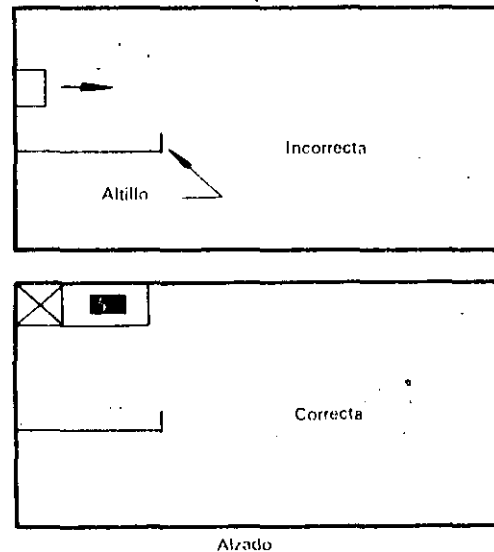


FIG. 81. Distribución de aire en altillo

RESTAURANTES (FIG. 82)

Debe ponerse mucho cuidado en la ubicación de las rejillas de impulsión con respecto a campanas de extracción y ventanas de la cocina. Normalmente las velocidades sobre tales aberturas son bajas, y es posible que haya una perturbación excesiva debida a propulsión directa o inducción desde las bocas de impulsión, pudiendo ser aspirado el aire de éstas y entrar en el espacio acondicionado.

ESTABLECIMIENTOS COMERCIALES

1. Bocas de salida en el fondo, con impulsión hacia las puertas (fig. 83):
Requisito -- Techo sin obstrucciones.

12

12

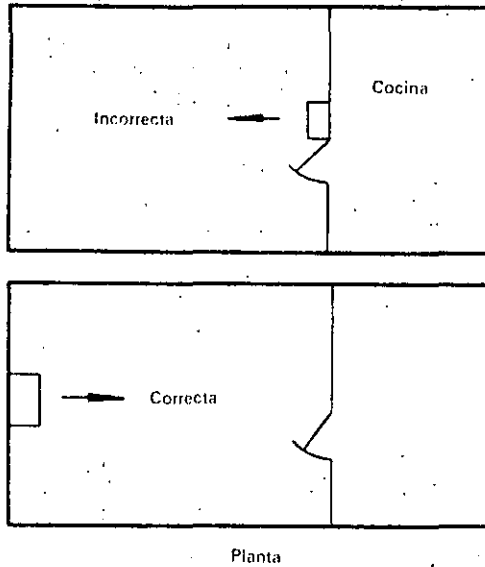


FIG. 82. Distribución de aire en restaurante

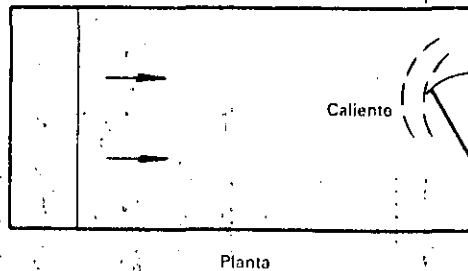


FIG. 83. Distribución de aire desde la parte posterior del local

Desventaja — Puede resultar un factor de circulación K elevado.

Precaución — Calcular la distancia de propulsión igual a la longitud de la habitación; de lo contrario, puede producirse una zona caliente debida a infiltración en las puertas. Hay que procurar evitar las corrientes descendentes cerca de las paredes.

2. Bocas de salida encima de puertas, con impulsión hacia el fondo (fig. 84):

Requisito — Techo sin obstrucciones.

Desventaja — Puede haber una elevada circulación en la habitación.

Precaución — Pueden producirse infiltraciones excesivas, debido a inducción, desde la abertura de la puerta.

3. Bocas de salida en cada extremo, con impulsión hacia el centro (fig. 85):

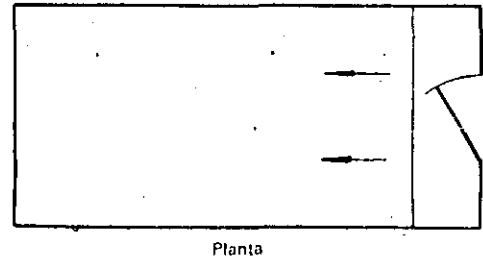


FIG. 84. Distribución de aire desde la parte superior de la puerta

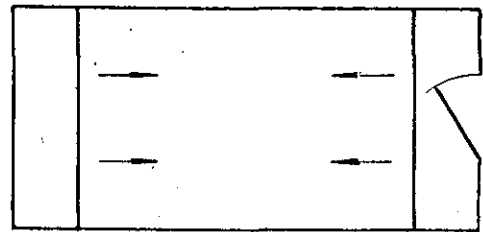


FIG. 85. Distribución de aire desde cada extremo del local

Ventaja — Factor de circulación moderado.
Precaución — Puede haber corriente descendente de aire en el centro. Las bocas deben estar dimensionadas para distancias de propulsión no mayores del 40% de la longitud total de la habitación.

4. Bocas de salida en el centro con impulsión hacia los extremos (fig. 86):

Ventaja — Circulación de aire moderada.

5. Conducto a lo largo de la pared lateral con salidas para impulsión a lo largo del establecimiento (fig. 87):

Ventaja — Factor de circulación moderado.

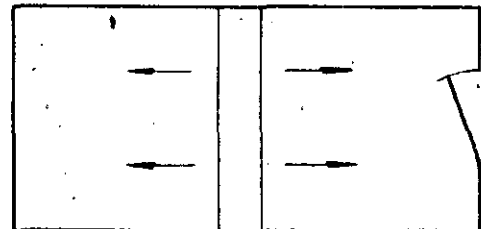
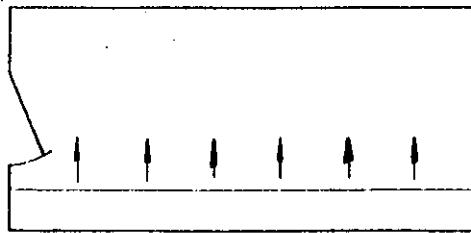


FIG. 86. Distribución de aire desde el centro del local



Planta

Fig. 87. Distribución de aire desde las bocas de salida de las paredes laterales

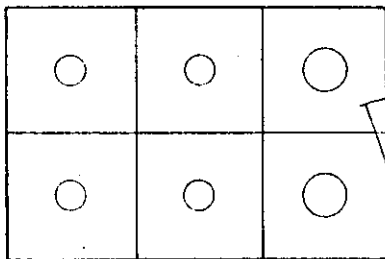
Precaución — La propulsión exagerada puede producir corriente descendente en la pared opuesta.

6. Difusores en el techo (fig. 88):

Requisito — Necesarios donde el techo tiene discontinuidades o desigualdades.

Ventaja — Mejor distribución de aire.

Desventaja — Coste elevado.



Planta

Fig. 88. Distribución de aire desde los difusores del techo

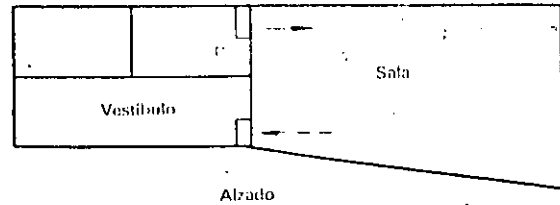
TEATROS Y CINES

1. Sistema de eyección para teatros pequeños sin anfiteatro (fig. 89):

Requisito — Techo sin obstrucciones y posibilidad de colocar las bocas de salida en la pared de fondo.

Ventaja — Coste bajo.

Precaución — Hay posibilidad de que se formen puntos muertos en el frente y en el fondo del teatro. Utilizar campanas debajo de los asientos para la toma de aire de retorno. En climas nórdicos puede ser aconsejable emplear radiación directa a lo largo de las paredes laterales.



Alzado

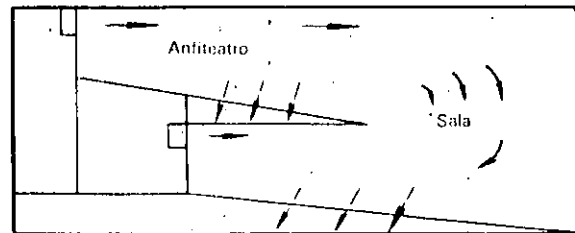
Fig. 89. Distribución de aire en pequeñas salas de espectáculos

2. Sistema de eyección para teatros grandes con anfiteatro (fig. 90):

Requisito — Techo sin obstrucciones.

Ventaja — Coste bajo.

Precaución — El anfiteatro y la platea deben tener retornos separados. Colocación preferible debajo de los asientos; colocación aceptable a lo largo de las paredes laterales o de fondo del teatro. El retorno cerca del escenario no es aceptable generalmente. Las bocas de salida debajo del anfiteatro deben ser dimensionadas para que la distribución y la propulsión cubran únicamente la superficie situada directamente debajo del anfiteatro. La zona de la platea cerca de la orquesta debe ser acondicionada por el sistema del anfiteatro. Deben proveerse bocas de salida suplementarias para espectadores de pie cuando sea necesario.



Alzado

Fig. 90. Distribución de aire en grandes salas de espectáculos con anfiteatro

3. Sistema de techo (fig. 91):

Requisito — Necesario cuando el techo presenta obstrucciones.

Ventaja — Cobertura completa sin puntos muertos.

Desventaja — Coste inicial más elevado.

Precaución — El aire no debe incidir en las obstrucciones con una velocidad que cause desviación y corrientes en la zona ocupada. Las diferencias de temperatura deben ser

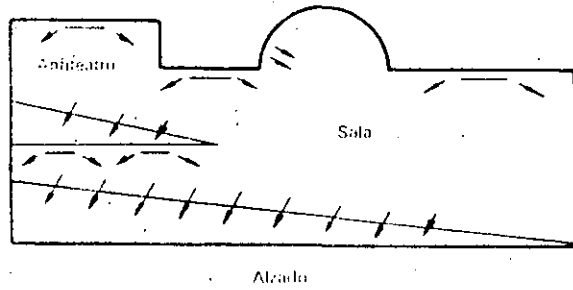


FIG. 91. Distribución de aire desde arriba

limitadas en zonas de techo bajo. Emplear velocidades de salida bajas.

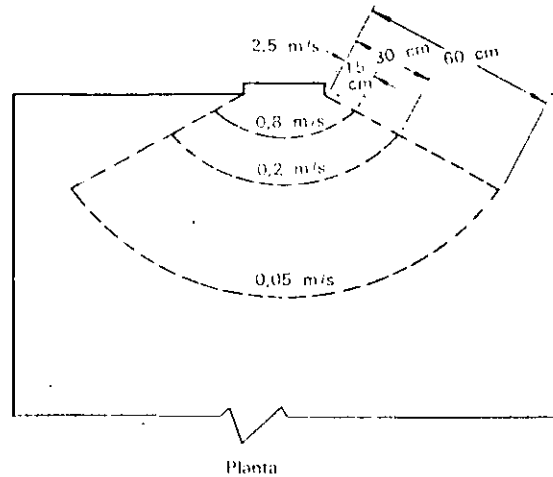


FIG. 92. Disminución de velocidad por distancia desde rejilla

REJILLAS DE RETORNO

La velocidad a través de rejillas de retorno depende de (1) la pérdida de presión estática admisible y (2) el efecto sobre los ocupantes o materiales del local.

Al determinar la pérdida de carga, deben basarse los cálculos en la velocidad libre a través de la rejilla, y no en la velocidad frontal, ya que el coeficiente de orificio debe ser aproximadamente de 0,7.

En general, pueden emplearse las siguientes velocidades:

COLOCACIÓN DE LA REJILLA	METROS POR SEGUNDO SOBRE SECCIÓN BRUTA
Locales comerciales:	
Por encima de zonas ocupadas	4 m/s y más
Dentro de zona ocupada, no cerca de asientos	3-4 m/s
Dentro de zona ocupada, cerca de asientos	2-3 m/s
Persianas de puerta o de pared	2,5-5 m/s
Aberturas o muescas en la parte inferior de las puertas	3 m/s*
Locales industriales	4 m/s y más
Locales residenciales	2 m/s

* A través de la abertura.

COLOCACIÓN

Aunque se emplee velocidades frontales relativamente altas en una rejilla de retorno, la velocidad de llegada disminuye considerablemente a algunos centímetros delante de la rejilla. Por esto la colocación de una rejilla de retorno es mucho menos crítica que la de una boca de impulsión. También pueden aspirarse caudales de aire relativamente grandes a través de una rejilla de retorno sin causar corrientes. El desplazamiento general hacia la rejilla de retorno no debe exceder un límite aceptable inferior a 0,25 m/s;

de lo contrario pueden resultar corrientes de aire molestas. La figura 92 indica la disminución de velocidad cuando aumenta la distancia a la rejilla de retorno y las velocidades aproximadas correspondientes a distintas distancias de las rejillas, en el caso de un retorno de 850 m³/h a una velocidad frontal de 2,5 metros por segundo.

Retornos de techo

Normalmente, estos retornos no son recomendables. Se puede esperar dificultades cuando la circulación en el local debida a baja inducción es insuficiente para hacer que el aire caliente llegue hasta el suelo en invierno. Asimismo, un retorno de techo mal colocado tiene tendencia a bipsar el aire caliente en invierno y el aire frío en verano, antes de que transcurra el tiempo necesario para que realice su función.

Retorno de pared

La mejor situación de un retorno de pared es cerca del suelo. Los retornos de pared colocados cerca del techo son casi tan inadecuados como los retornos de techo. Las diferencias debidas a mezclas pobres en invierno son contrarrestadas por un retorno bajo, ya que es aspirado primero el aire frío del suelo y es reemplazado por el aire caliente de las capas superiores.

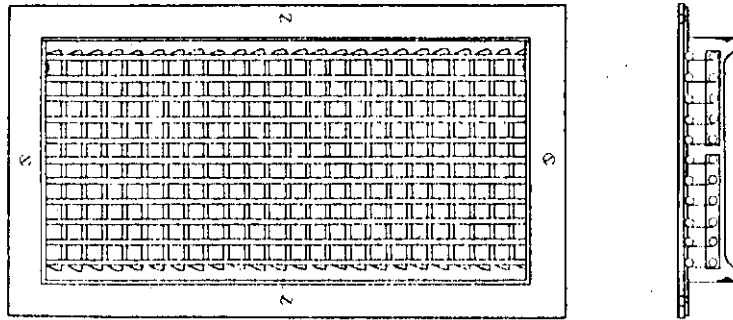


Fig. 93. Boca de salida de pared

Retornos de suelo

Éstos deben evitarse siempre que sea posible, ya que son colectores de suciedad e imponen condiciones difíciles de trabajo a los filtros y las baterías de refrigeración. Cuando se empleen retornos de suelo, debe incorporarse una cámara de sedimentación de baja velocidad.

SELECCIÓN DE BOCAS DE IMPULSIÓN

El siguiente ejemplo describe un método de seleccionar una boca de impulsión de pared, empleando la tabla 21, págs. 86-101.

Ejemplo 2

Datos:

Establecimiento comercial pequeño.
Dimensiones: 9,8 m × 7,1 m × 4,9 m.
Techo: Plano.
Carga: Distribuida uniformemente.
Caudal de aire: 3.400 m³/h.
Diferencia de temperatura: 13,8 °C.

Determinar:

El número de bocas de impulsión.
El tamaño de las bocas.
La ubicación.

Solución:

Primero se halla la distancia de propulsión necesaria, en metros y la superficie de las bocas de impulsión de pared. (Factor K de movimiento de aire). La distancia de propulsión mínima es de 75 % de la anchura de la habitación, en las condiciones dadas de una carga uniformemente distribuida. Por tanto, la distancia de propulsión mínima necesaria es $3/4 \times 7$ metros = 5,25 metros. La propulsión máxima equivale a la anchura de la habitación. El factor K de la pared de impulsión es igual a los m³/h impulsados divididos por la superficie de la pared de impulsión:

$$\frac{3.400}{9,8 \times 4,9 \text{ m}} = 71 \text{ m}^3/\text{h aire primario por m}^2 \text{ superficie de pared.}$$

Mediante la tabla 21 se seleccionan una o más bocas que den una distancia de propulsión por lo menos de 5,25 metros. El movimiento de aire debe ser tal que el valor K será igual a 71 m³/h de aire primario por m², y que este valor esté comprendido entre los valores máximo y mínimo indicados en la parte inferior de las tablas. Estas indican que deben emplearse cuatro bocas de impulsión con un tamaño nominal de 15 × 60 cm. Por interpolación se deduce que las cuatro bocas de impulsión de 15 × 60 cm, con velocidad de 2,5 m/s, tienen un alcance de propulsión de 5,3 a 10,3 metros. Ajustando las guías puede lograrse que la distancia de propulsión sea la correcta. La velocidad en la boca es de 3,9 m/s. Esto resulta considerablemente inferior a la velocidad máxima recomendada de 7,5 m/s en la tabla 20. La altura de techo mínima según la tabla es algo mayor de 2,75 m. Esto es inferior a la altura actual de la habitación; por tanto la elección de la rejilla es satisfactoria. La parte superior de las rejillas deben estar colocadas a 30 cm del techo, por lo menos (Nota 8, tabla 21)

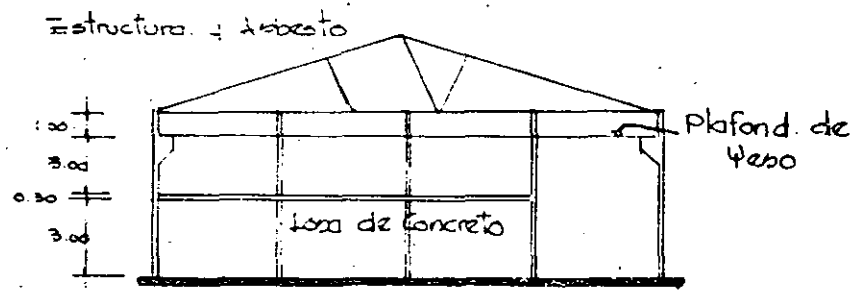
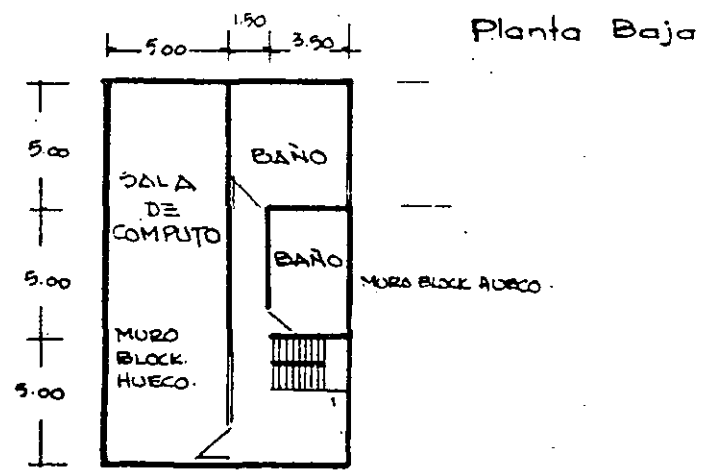
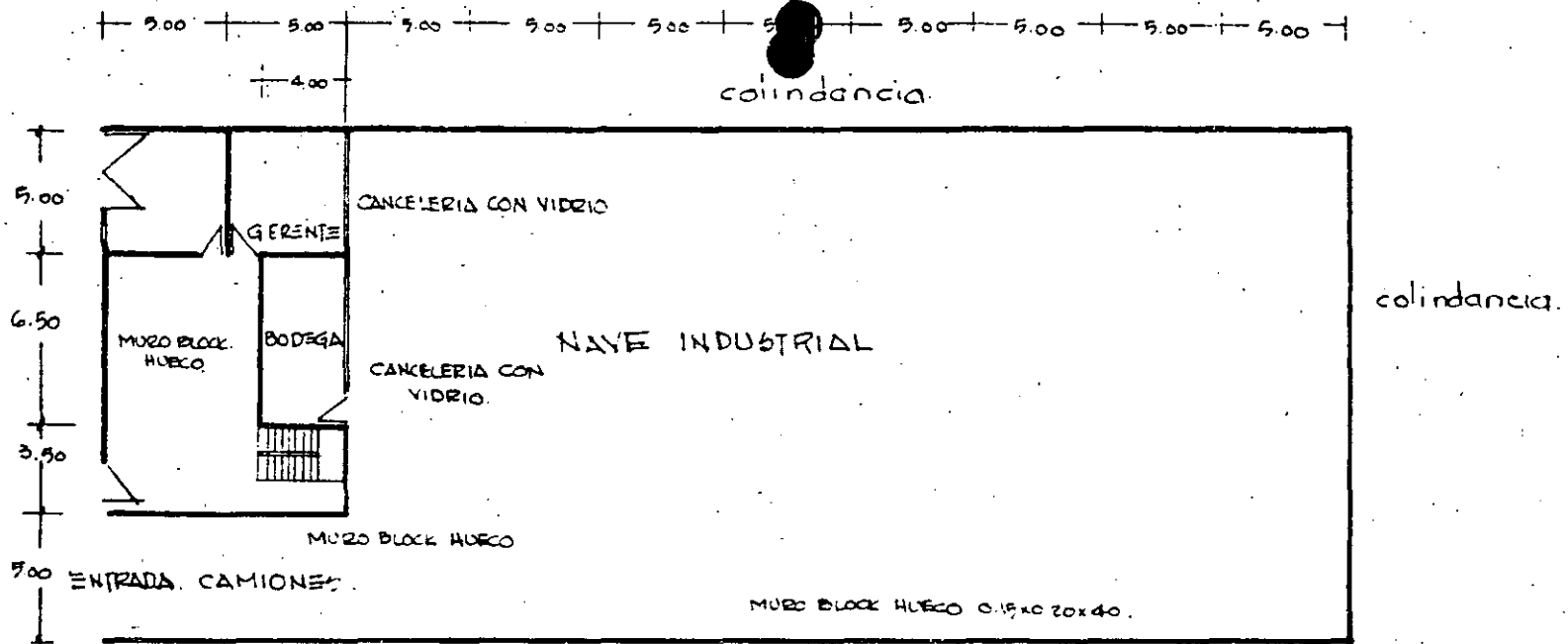


**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

EJEMPLO PRACTICO

NOVIEMBRE, 1984



Planta Alta.

Corte



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

T A B L A S

ING. ROBERTO E. TATEMURA

NOVIEMBRE, 1984

PRESSURE-ENTHALPY DIAGRAM

SCALE CHANGE



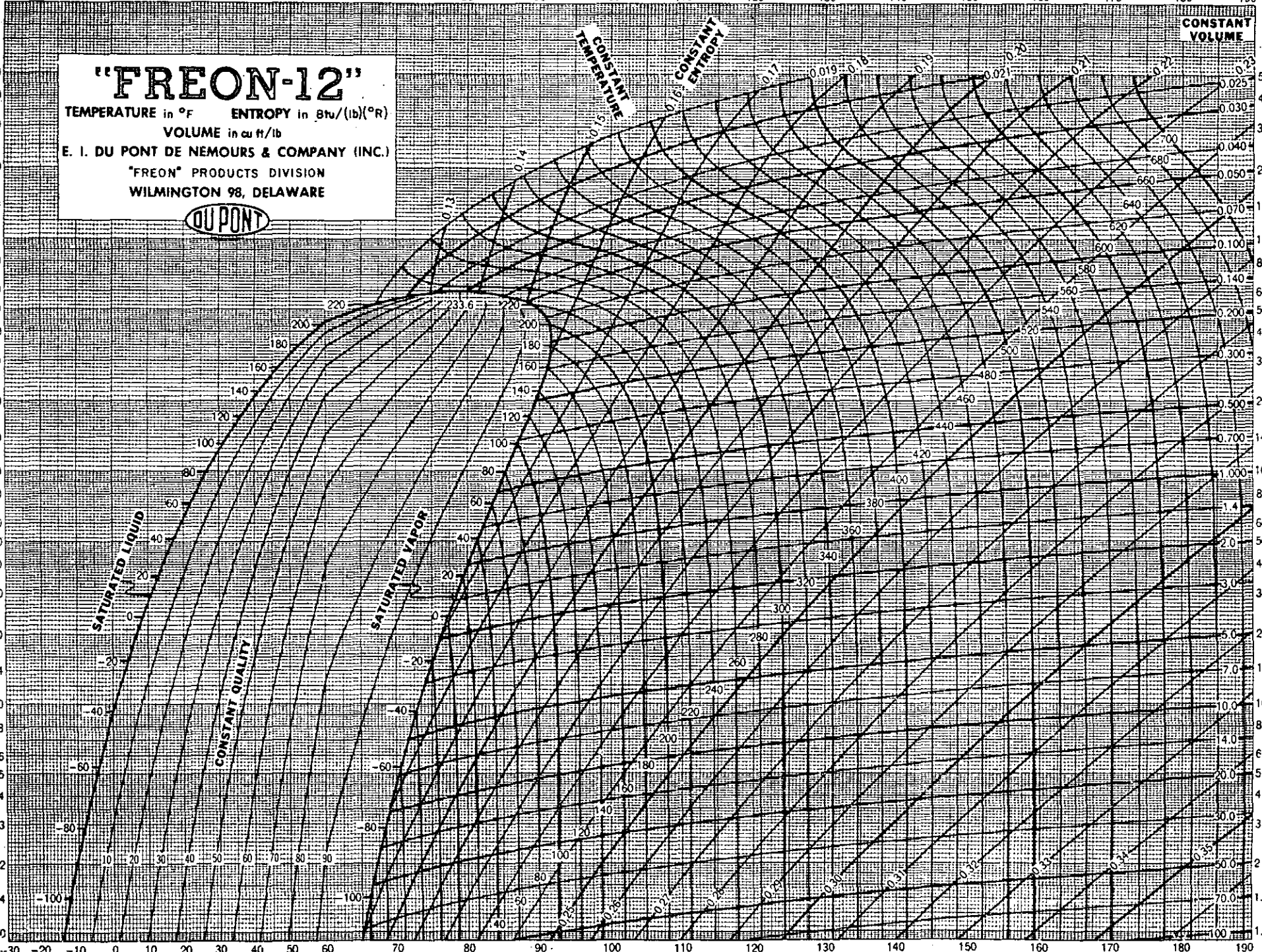
-30 -20 -10 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110 120 130 140 150 160 170 180 190

"FREON-12"
 TEMPERATURE in °F ENTROPY in Btu/(lb)(°R)
 VOLUME in cu ft/lb
 E. I. DU PONT DE NEMOURS & COMPANY (INC.)
 "FREON" PRODUCTS DIVISION
 WILMINGTON 98, DELAWARE



5000
4000
3000
2000
1400
1000
800
600
500
400
300
200
140
100
80
60
50
40
30
20
14
10
8
6
5
4
3
2
1.4
1.0

5000
4000
3000
2000
1400
1000
800
600
500
400
300
200
140
100
80
60
50
40
30
20
14
10
8
6
5
4
3
2
1.4
1.0



SCALE CHANGE

ENTHALPY (Btu/lb above Saturated Liquid at -40°F)

PROPIEDADES FISICAS DEL GRUPO "FREON" DE COMPUESTOS FLUORADOS

	"FREON-11"	"FREON-12"	"FREON-21"	"FREON-22"	"FREON-113"	"FREON-114"
Formula Química	CClF	CCl ₂ F	CHClF	CHClF ₂	CClF-CClF	CClF-CClF ₂
Peso Molecular	137.38	120.92	102.93	86.48	187.39	170.93
Punto de Ebullición a 1 atm.	C. 23.77 F. 74.78	C. -29.80 F. -21.64	C. 8.92 F. 48.06	C. -40.80 F. -41.44	C. 47.57 F. 117.63	C. 3.55 F. 38.39
Punto de Congelación	C. -111 F. -168	C. -158 F. -252	C. -135 F. -211	C. -160 F. -256	C. -31 F. -31	C. -94 F. -137
Temperatura Crítica	C. 198.0 F. 388.4	C. 112.0 F. 233.6	C. 178.5 F. 353.3	C. 96.0 F. 204.8	C. 214.1 F. 417.4	C. 145.7 F. 294.3
Presión Crítica	atm. 43.2 lbs./pulg ² abs. 635	atm. 40.8 lbs./pulg ² abs. 600	atm. 51.0 lbs./pulg ² abs. 750	atm. 48.7 lbs./pulg ² abs. 716	atm. 33.7 lbs./pulg ² abs. 495	atm. 32.1 lbs./pulg ² abs. 474
Volumen Crítico	cc./mol 247 pies ³ /lb. 0.0289	cc./mol 217 pies ³ /lb. 0.0287	cc./mol 197 pies ³ /lb. 0.0307	cc./mol 164 pies ³ /lb. 0.0305	cc./mol 325 pies ³ /lb. 0.0278	cc./mol 293 pies ³ /lb. 0.0275
Densidad Crítica	g./cc. 0.554 lbs./pies ³ 34.6	g./cc. 0.558 lbs./pies ³ 34.8	g./cc. 0.522 lbs./pies ³ 32.6	g./cc. 0.525 lbs./pies ³ 32.8	g./cc. 0.576 lbs./pies ³ 36.0	g./cc. 0.582 lbs./pies ³ 36.3
Densidad, Líquido a 30° C. a 86° F.	g./cc. 1.464 lbs./pies ³ 91.38	g./cc. 1.293 lbs./pies ³ 80.71	g./cc. 1.354 lbs./pies ³ 84.52	g./cc. 1.175 lbs./pies ³ 73.36	g./cc. 1.553 lbs./pies ³ 96.96	g./cc. 1.440 lbs./pies ³ 89.91
Densidad, Vap. Sat. al p. e.	g./l. 5.85 lbs./pies ³ 0.365	g./l. 6.26 lbs./pies ³ 0.391	g./l. 4.57 lbs./pies ³ 0.285	g./l. 4.82 lbs./pies ³ 0.301	g./l. 7.38 lbs./pies ³ 0.461	g./l. 7.82 lbs./pies ³ 0.488
Calor Específico, Líquido (Capacidad Térmica) a 30° C. a 86° F.	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.209	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.240	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.256	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.335	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.218	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.238
Calor Específico, Vapor, a Pres. Const. (Capacidad Térmica) a 30° C. a 86° F.	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.135	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.145	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.140	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.152	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.161 (60° C. 140° F.)	cal./g./° C. B.T.U./lb./° F. 0.160
Razón de Calor Específico, a 30° C. 1 atm. (C _p /C _v)	1.136	1.137	1.175	1.184	1.080 (60° C. 140° F.)	1.088
Calor de Evaporación al p. e.	cal./g. 43.51 B.T.U./lb. 78.31	cal./g. 39.86 B.T.U./lb. 71.74	cal./g. 57.86 B.T.U./lb. 104.15	cal./g. 55.92 B.T.U./lb. 100.66	cal./g. 35.07 B.T.U./lb. 63.12	cal./g. 32.78 B.T.U./lb. 59.00
Conductividad Térmica a 30° C., 86° F. Líquido Vapor (1 atm.)	B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.0609 B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.00484	B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.0492 B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.00557	B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.0697 B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.00569	B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.0595 B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.00678	B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.0521 B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.00450 (0.5 atm.)	B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.0447 B.T.U. pies/pies ² hora ° F. 0.00646
Viscosidad a 30° C., 86° F. Líquido Vapor (1 atm.)	centipoise 0.405 centipoise 0.0111	centipoise 0.251 centipoise 0.0127	centipoise 0.330 centipoise 0.0116	centipoise 0.229 centipoise 0.0131	centipoise 0.619 centipoise 0.0104 (0.1 atm.)	centipoise 0.356 centipoise 0.0117
Tensión Superficial a 25° C., 77° F.	dinas/cm. 19	dinas/cm. 9	dinas/cm. 19	dinas/cm. 9	dinas/cm. 19	dinas/cm. 13
Índice de Refracción del Líquido	n _D 1.384	n _D 1.285	n _D 1.361	n _D 1.252	n _D 1.355	n _D 1.290
Resistencia Dieléctrica Rel. a 1 atm. 23° C. (nitrogeno 1)	3.1	2.4	1.3	1.3	2.6 (0.4 atm.)	2.8
Constante Dieléctrica Líquido Vapor (0.5 atm.)	temp. en ° C. 2.28 ²⁹ temp. en ° C. 1.0019 ²⁹	temp. en ° C. 2.13 ²⁹ temp. en ° C. 1.0016 ²⁹	temp. en ° C. 5.34 ²⁸ temp. en ° C. 1.0035 ³⁰	temp. en ° C. 6.11 ²⁴ temp. en ° C. 1.0035 ^{25,4}	temp. en ° C. 2.44 ³⁰	temp. en ° C. 2.17 ³¹ temp. en ° C. 1.0021 ^{26,4}
Solubilidad del "Freon" en Agua a 1 atm., temp. en ° C.	g./100g.	0.028 ²⁶	0.69 ³⁰	0.30 ²⁵		0.014 ²⁰
Solubilidad del Agua en "Freon" a 30° C. (86° F.) a 0° C. (32° F.)	g./100g. 0.013 g./100g. 0.0036	g./100g. 0.012 g./100g. 0.0026	g./100g. 0.16 g./100g. 0.055	g./100g. 0.15 g./100g. 0.060	g./100g. 0.013 g./100g. 0.0036	g./100g. 0.011 g./100g. 0.0026
Inflamabilidad	ininflamable	ininflamable	ininflamable	ininflamable	ininflamable	ininflamable
Toxicidad	Grupo 5A	Grupo 6	mucho menos que el Grupo 4, algo más que el Grupo 5	Grupo 5A	mucho menos que el Grupo 4, algo más que el Grupo 5	Grupo 6

[En los compuestos "Freon" estos valores varían considerablemente con los cambios de presión y temperatura.

[Resultados de los ensayos de los Laboratorios Underwriter; clasificación adoptada: Grupo 1, muy tóxico; Grupo 6, no hay evidencia de toxicidad. (Véanse U. L. Reports MH-2375 para el "Freon-11", "Freon-12", "Freon-114"; MH-2630 para el "Freon-21"; MH-3134 para el "Freon-22"; y MH-3072 para el "Freon-113" que se pueden suministrar a pedido dirigido a Du Pont.)



**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

T A B L A S

NOVIEMBRE, 1984

TABLE 7 — (CONTINUED)

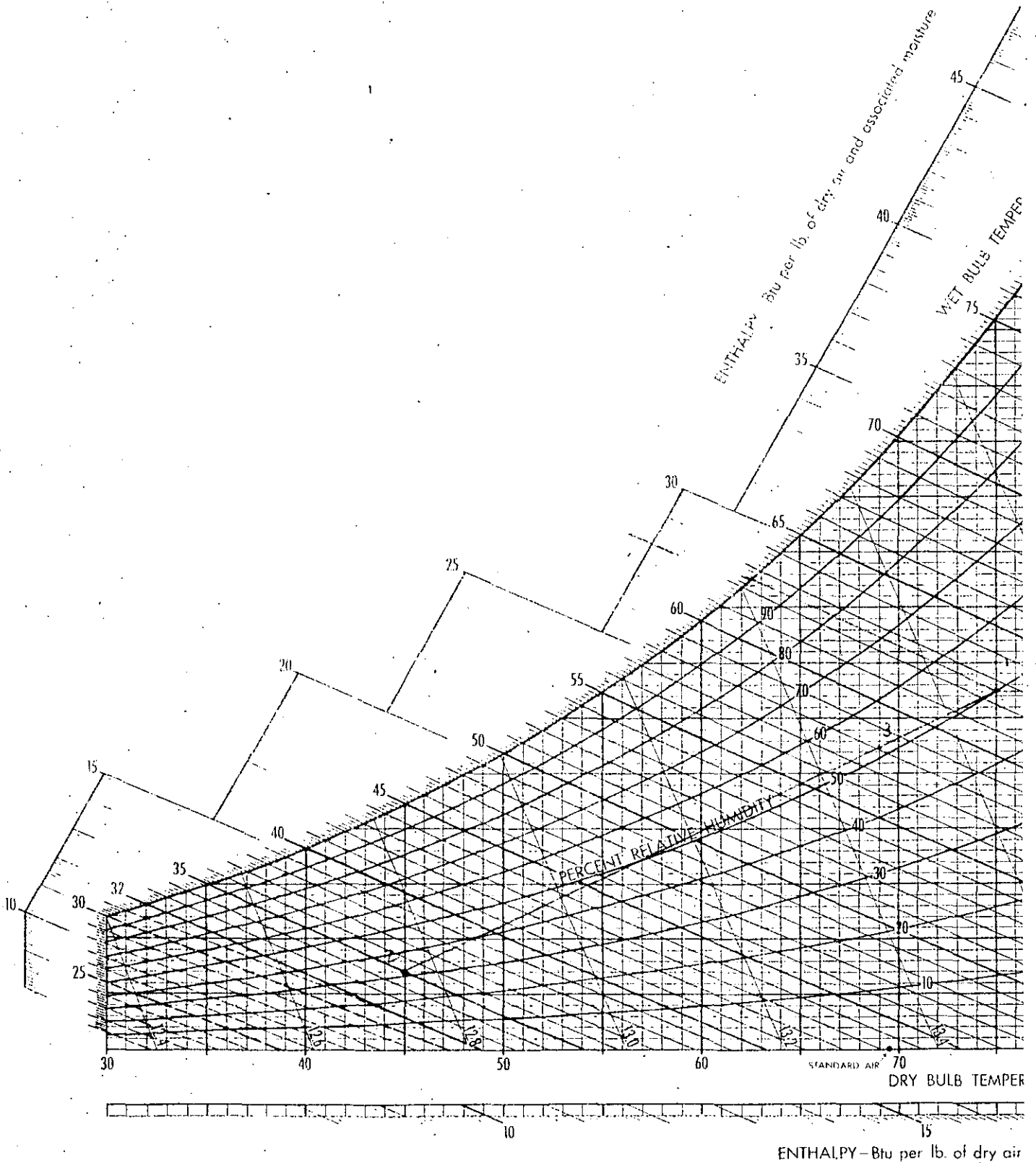
TEMP. F	PRESSURE OF SATURATED VAPOR		WEIGHT OF SATURATED VAPOR PER POUND OF DRY AIR		VOLUME IN CU. FT.		ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR ABOVE 0 F	ENTHALPY HEAT OF VAPOR, BTU	ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR WITH VAPOR TO SATURATE IT
	IN. OF HG. ABSOLUTE	P.S.I.A.	POUNDS	GRAINS	OF 1 LB. OF DRY AIR	OF 1 LB. OF DRY AIR + VAPOR TO SATURATE IT			
75	.8750	.4298	.01882	131.7	13.48	13.88	18.018	20.59	38.61
76	.9047	.4443	.01948	136.4	13.50	13.92	18.259	21.31	39.57
77	.9352	.4593	.02016	141.1	13.53	13.96	18.499	22.07	40.57
78	.9667	.4748	.02086	146.0	13.55	14.00	18.740	22.84	41.58
79	.9990	.4907	.02158	151.1	13.58	14.05	18.980	23.64	42.62
80	1.0323	.5070	.02233	156.3	13.60	14.09	19.221	24.47	43.69
81	1.0665	.5238	.02310	161.7	13.63	14.13	19.461	25.32	44.78
82	1.1017	.5411	.02389	167.2	13.65	14.17	19.702	26.20	45.90
83	1.1379	.5589	.02471	173.0	13.68	14.22	19.942	27.10	47.04
84	1.1752	.5772	.02555	178.9	13.70	14.26	20.183	28.04	48.22
85	1.214	.5960	.02642	184.9	13.73	14.31	20.423	29.01	49.43
86	1.253	.6154	.02731	191.2	13.75	14.35	20.663	30.00	50.66
87	1.293	.6353	.02824	197.7	13.78	14.40	20.904	31.03	51.93
88	1.335	.6557	.02919	204.3	13.80	14.45	21.144	32.09	53.23
89	1.378	.6768	.03017	211.2	13.83	14.50	21.385	33.18	54.56
90	1.422	.6984	.03118	218.3	13.86	14.55	21.625	34.31	55.93
91	1.467	.7206	.03223	225.6	13.88	14.60	21.865	35.47	57.33
92	1.514	.7434	.03330	233.1	13.91	14.65	22.106	36.67	58.78
93	1.561	.7668	.03441	240.9	13.93	14.70	22.346	37.90	60.25
94	1.610	.7908	.03556	248.9	13.96	14.75	22.587	39.18	61.77
95	1.661	.8156	.03673	257.1	13.98	14.80	22.827	40.49	63.32
96	1.712	.8410	.03795	265.7	14.01	14.86	23.068	41.85	64.92
97	1.765	.8671	.03920	274.4	14.03	14.91	23.308	43.24	66.55
98	1.820	.8938	.04049	283.4	14.06	14.97	23.548	44.68	68.23
99	1.876	.9213	.04182	292.7	14.08	15.02	23.789	46.17	69.96
100	1.933	.9495	.04319	302.3	14.11	15.08	24.029	47.70	71.73
101	1.992	.9785	.04460	312.2	14.14	15.14	24.270	49.28	73.55
102	2.053	1.0082	.04606	322.4	14.16	15.20	24.510	50.91	75.42
103	2.115	1.0387	.04756	332.9	14.19	15.26	24.751	52.59	77.34
104	2.179	1.0700	.04911	343.8	14.21	15.33	24.991	54.32	79.31
105	2.244	1.1021	.0507	355.	14.24	15.39	25.232	56.11	81.34
106	2.311	1.135	.0523	366.	14.26	15.46	25.472	57.95	83.42
107	2.380	1.169	.0540	378.	14.29	15.52	25.713	59.85	85.56
108	2.450	1.203	.0558	391.	14.31	15.59	25.953	61.80	87.76
109	2.521	1.239	.0576	403.	14.34	15.66	26.194	63.82	90.03
110	2.600	1.277	.0594	416.	14.36	15.73	26.434	65.91	92.34
111	2.673	1.313	.0614	430.	14.39	15.80	26.675	68.05	94.72
112	2.751	1.351	.0633	443.	14.41	15.87	26.915	70.27	97.18
113	2.830	1.390	.0654	458.	14.44	15.95	27.156	72.55	99.71
114	2.912	1.430	.0675	473.	14.46	16.02	27.397	74.91	102.31
115	2.996	1.471	.0696	487.	14.49	16.10	27.637	77.34	104.98
116	3.082	1.514	.0719	503.	14.52	16.18	27.878	79.85	107.73
117	3.170	1.557	.0742	519.	14.54	16.26	28.119	82.43	110.55
118	3.260	1.601	.0765	536.	14.57	16.35	28.359	85.10	113.46
119	3.353	1.647	.0790	553.	14.59	16.43	28.600	87.86	116.46
120	3.447	1.693	.0815	570.	14.62	16.52	28.841	90.70	119.54
125	3.956	1.943	.0954	668.	14.75	16.99	30.044	106.4	136.44
130	4.527	2.223	.1116	781.	14.88	17.53	31.248	124.7	155.9
135	5.168	2.538	.1308	916.	15.00	18.13	32.452	146.4	178.9
140	5.884	2.890	.1534	1074.	15.13	18.84	33.655	172.0	205.7
145	6.683	3.282	.1803	1262.	15.26	19.64	34.859	202.5	237.4
150	7.572	3.719	.2125	1488.	15.39	20.60	36.063	239.2	275.3
155	8.560	4.204	.2514	1760.	15.52	21.73	37.267	283.5	320.8
160	9.656	4.743	.2990	2093.	15.64	23.09	38.472	337.8	376.3
165	10.866	5.337	.3581	2507.	15.77	24.75	39.677	405.3	445.0
170	12.20	5.992	.4327	3028.9	15.90	26.84	40.882	490.6	531.5
175	13.68	6.72	.5292	3704.4	16.03	29.51	42.087	601.1	643.2
180	15.29	7.51	.6578	4604.6	16.16	33.04	43.292	748.5	791.8
185	17.07	8.38	.8363	5854.1	16.28	37.89	44.498	953.2	997.7
190	19.02	9.34	1.099	7693.	16.41	45.00	45.704	1255.0	1301.0
200	23.47	11.53	2.295	16065.	16.67	77.24	48.119	2629.0	2677.0

* ALL DATA EXCEPT THIRD AND FIFTH VERTICAL COLUMNS ARE FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1988. USED BY PERMISSION.

TRANE[®]

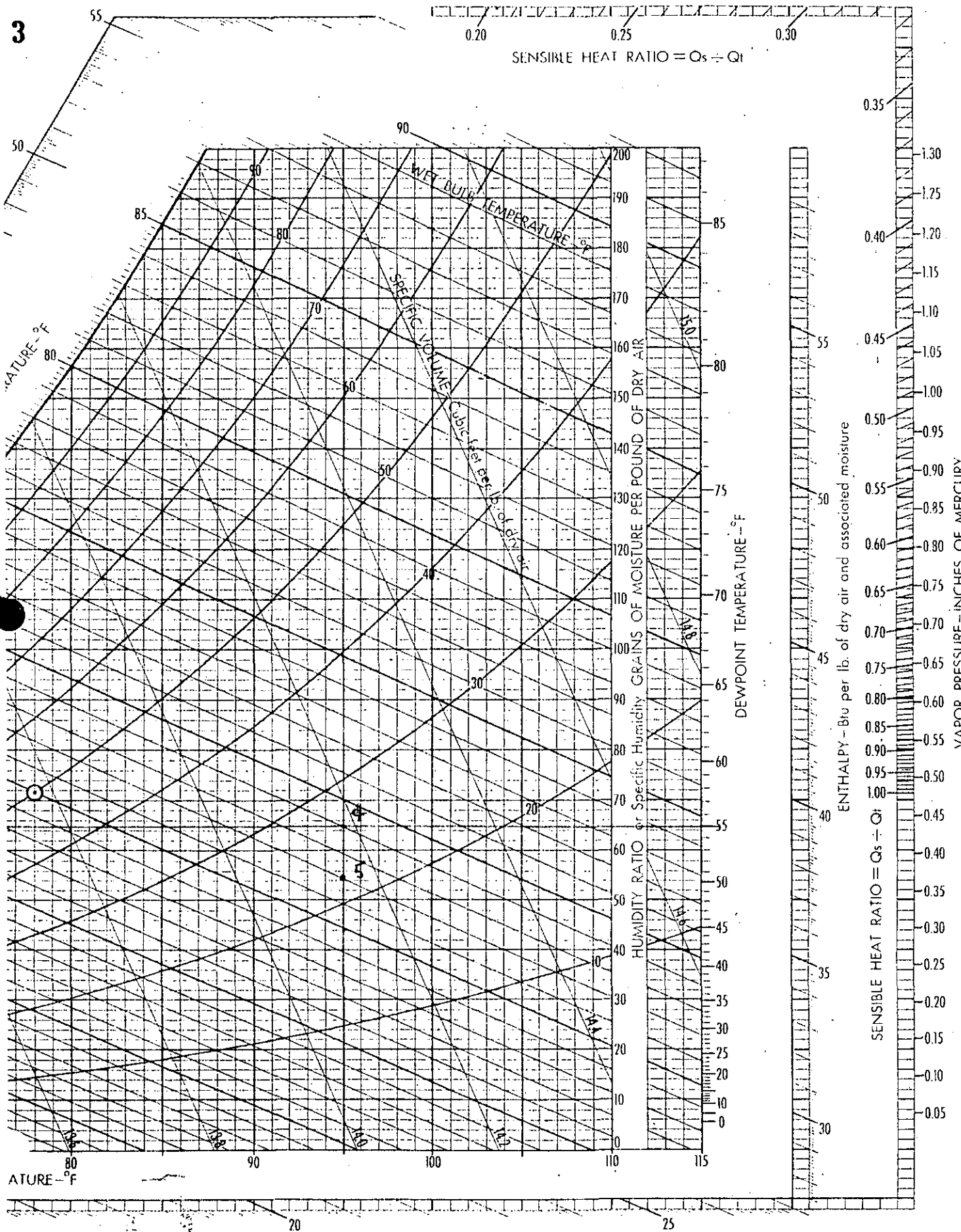
PSYCHROMETRIC CHART

© 1960 THE TRANE COMPANY, LA CROSSE, WISCONSIN
Barometric Pressure 29.921 Inches of Mercury





3



and associated moisture

TRANE COOLING COILS

4

TABLE 6 — ENTHALPY OF SATURATED AIR AT VARIOUS WET BULB TEMPERATURES

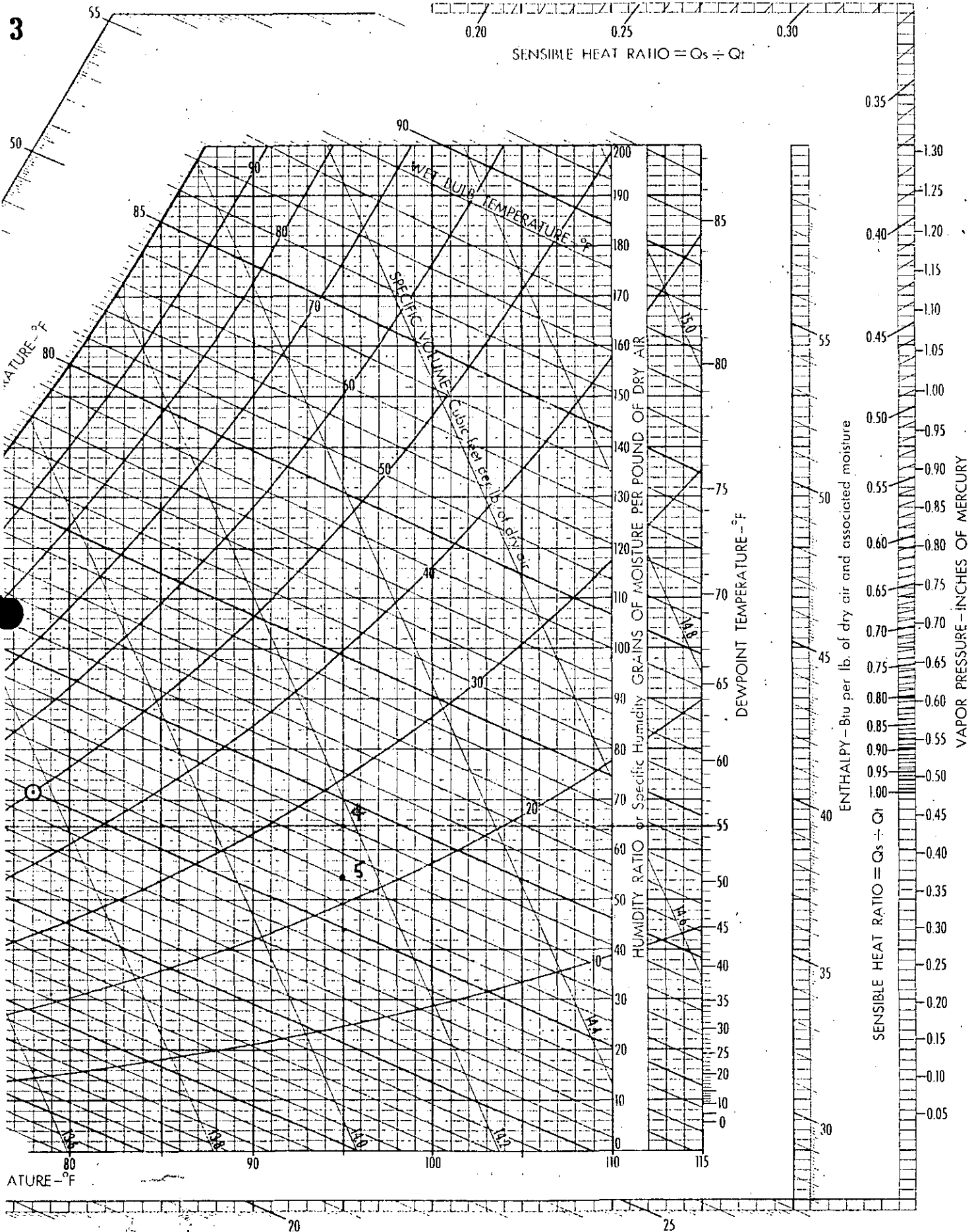
PART A — Interpolated to Tenths of Degrees, 40 WB - 79.9 WB*

PART B —
Condensed Table,
40 WB - 90 WB

WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND
40.0	15.23	45.0	17.65	50.0	20.30	55.0	23.22	60.0	26.46	65.0	30.06	70.0	34.09	75.0	38.61	40	15.23
.1	15.28	.1	17.70	.1	20.36	.1	23.28	.1	26.53	.1	30.14	.1	34.18	.1	38.71	41	15.70
.2	15.32	.2	17.75	.2	20.41	.2	23.34	.2	26.60	.2	30.21	.2	34.26	.2	38.80	42	16.17
.3	15.37	.3	17.80	.3	20.47	.3	23.41	.3	26.67	.3	30.29	.3	34.35	.3	38.90	43	16.66
.4	15.42	.4	17.85	.4	20.52	.4	23.47	.4	26.74	.4	30.37	.4	34.43	.4	38.99	44	17.15
40.5	15.47	45.5	17.91	50.5	20.58	55.5	23.53	60.5	26.81	65.5	30.45	70.5	34.52	75.5	39.09	45	17.65
.6	15.51	.6	17.96	.6	20.64	.6	23.59	.6	26.87	.6	30.52	.6	34.61	.6	39.19	46	18.16
.7	15.56	.7	18.01	.7	20.69	.7	23.65	.7	26.94	.7	30.60	.7	34.69	.7	39.28	47	18.68
.8	15.61	.8	18.06	.8	20.75	.8	23.72	.8	27.01	.8	30.68	.8	34.78	.8	39.38	48	19.21
.9	15.65	.9	18.11	.9	20.80	.9	23.78	.9	27.08	.9	30.75	.9	34.86	.9	39.47	49	19.75
41.0	15.70	46.0	18.16	51.0	20.86	56.0	23.84	61.0	27.15	66.0	30.83	71.0	34.95	76.0	39.57	50	20.30
.1	15.75	.1	18.21	.1	20.92	.1	23.90	.1	27.22	.1	30.91	.1	35.04	.1	39.67	51	20.86
.2	15.80	.2	18.26	.2	20.97	.2	23.97	.2	27.29	.2	30.99	.2	35.13	.2	39.77	52	21.44
.3	15.84	.3	18.32	.3	21.03	.3	24.03	.3	27.36	.3	31.07	.3	35.21	.3	39.87	53	22.02
.4	15.89	.4	18.37	.4	21.09	.4	24.10	.4	27.43	.4	31.15	.4	35.30	.4	39.97	54	22.62
41.5	15.94	46.5	18.42	51.5	21.15	56.5	24.16	61.5	27.50	66.5	31.23	71.5	35.39	76.5	40.07	55	23.22
.6	15.99	.6	18.47	.6	21.20	.6	24.22	.6	27.57	.6	31.30	.6	35.48	.6	40.17	56	23.84
.7	16.04	.7	18.52	.7	21.26	.7	24.29	.7	27.64	.7	31.38	.7	35.57	.7	40.27	57	24.48
.8	16.08	.8	18.58	.8	21.32	.8	24.35	.8	27.71	.8	31.46	.8	35.65	.8	40.37	58	25.12
.9	16.13	.9	18.63	.9	21.38	.9	24.42	.9	27.78	.9	31.54	.9	35.74	.9	40.47	59	25.78
42.0	16.17	47.0	18.68	52.0	21.44	57.0	24.48	62.0	27.85	67.0	31.62	72.0	35.83	77.0	40.57	60	26.46
.1	16.22	.1	18.73	.1	21.49	.1	24.54	.1	27.92	.1	31.70	.1	35.92	.1	40.67	61	27.15
.2	16.27	.2	18.79	.2	21.55	.2	24.61	.2	27.99	.2	31.78	.2	36.01	.2	40.77	62	27.85
.3	16.32	.3	18.84	.3	21.61	.3	24.67	.3	28.07	.3	31.86	.3	36.10	.3	40.87	63	28.57
.4	16.37	.4	18.89	.4	21.67	.4	24.74	.4	28.14	.4	31.94	.4	36.19	.4	40.97	64	29.31
42.5	16.42	47.5	18.95	52.5	21.73	57.5	24.80	62.5	28.21	67.5	32.02	72.5	36.29	77.5	41.08	65	30.06
.6	16.46	.6	19.00	.6	21.78	.6	24.86	.6	28.28	.6	32.10	.6	36.38	.6	41.18	66	30.83
.7	16.51	.7	19.05	.7	21.84	.7	24.93	.7	28.35	.7	32.18	.7	36.47	.7	41.28	67	31.62
.8	16.56	.8	19.10	.8	21.90	.8	24.99	.8	28.43	.8	32.26	.8	36.56	.8	41.38	68	32.42
.9	16.61	.9	19.16	.9	21.96	.9	25.06	.9	28.50	.9	32.34	.9	36.65	.9	41.48	69	33.25
43.0	16.66	48.0	19.21	53.0	22.02	58.0	25.12	63.0	28.57	68.0	32.42	73.0	36.74	78.0	41.58	70	34.09
.1	16.71	.1	19.26	.1	22.08	.1	25.19	.1	28.64	.1	32.50	.1	36.83	.1	41.68	71	34.95
.2	16.76	.2	19.32	.2	22.14	.2	25.25	.2	28.72	.2	32.59	.2	36.92	.2	41.79	72	35.83
.3	16.81	.3	19.37	.3	22.20	.3	25.32	.3	28.79	.3	32.67	.3	37.02	.3	41.89	73	36.74
.4	16.86	.4	19.43	.4	22.26	.4	25.38	.4	28.87	.4	32.75	.4	37.11	.4	42.00	74	37.66
43.5	16.91	48.5	19.48	53.5	22.32	58.5	25.45	63.5	28.94	68.5	32.84	73.5	37.20	78.5	42.10	75	38.61
.6	16.95	.6	19.53	.6	22.38	.6	25.52	.6	29.01	.6	32.92	.6	37.29	.6	42.20	76	39.57
.7	17.00	.7	19.59	.7	22.44	.7	25.58	.7	29.09	.7	33.00	.7	37.38	.7	42.31	77	40.57
.8	17.05	.8	19.64	.8	22.50	.8	25.65	.8	29.16	.8	33.08	.8	37.48	.8	42.41	78	41.58
.9	17.10	.9	19.70	.9	22.56	.9	25.71	.9	29.24	.9	33.17	.9	37.57	.9	42.52	79	42.62
44.0	17.15	49.0	19.75	54.0	22.62	59.0	25.78	64.0	29.31	69.0	33.25	74.0	37.66	79.0	42.62	80	43.69
.1	17.20	.1	19.81	.1	22.68	.1	25.85	.1	29.39	.1	33.33	.1	37.76	.1	42.73	81	44.78
.2	17.25	.2	19.86	.2	22.74	.2	25.92	.2	29.46	.2	33.42	.2	37.85	.2	42.83	82	45.90
.3	17.30	.3	19.92	.3	22.80	.3	25.98	.3	29.54	.3	33.50	.3	37.95	.3	42.94	83	47.04
.4	17.35	.4	19.97	.4	22.86	.4	26.05	.4	29.61	.4	33.59	.4	38.04	.4	43.05	84	48.22
44.5	17.40	49.5	20.03	54.5	22.92	59.5	26.12	64.5	29.69	69.5	33.67	74.5	38.14	79.5	43.16	85	49.43
.6	17.45	.6	20.08	.6	22.98	.6	26.19	.6	29.76	.6	33.75	.6	38.23	.6	43.26	86	50.66
.7	17.50	.7	20.14	.7	23.04	.7	26.26	.7	29.84	.7	33.84	.7	38.33	.7	43.37	87	51.93
.8	17.55	.8	20.19	.8	23.10	.8	26.32	.8	29.91	.8	33.92	.8	38.42	.8	43.48	88	53.23
.9	17.60	.9	20.25	.9	23.16	.9	26.39	.9	29.99	.9	34.01	.9	38.52	.9	43.58	89	54.56
																90	55.93

* FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1958. USED BY PERMISSION.

3



and associated moisture

TABLE 6 — ENTHALPY OF SATURATED AIR AT VARIOUS WET BULB TEMPERATURES

PART A — Interpolated to Tenths of Degrees, 40 WB - 79.9 WB*

PART B —
Condensed Table,
40 WB - 90 WB

WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND	WET BULB TEMP.	BTU PER POUND
40.0	15.23	45.0	17.65	50.0	20.30	55.0	23.22	60.0	26.46	65.0	30.06	70.0	34.09	75.0	38.61	40	15.23
.1	15.28	.1	17.70	.1	20.36	.1	23.28	.1	26.53	.1	30.14	.1	34.18	.1	38.71	41	15.70
.2	15.32	.2	17.75	.2	20.41	.2	23.34	.2	26.60	.2	30.21	.2	34.26	.2	38.80	42	16.17
.3	15.37	.3	17.80	.3	20.47	.3	23.41	.3	26.67	.3	30.29	.3	34.35	.3	38.90	43	16.66
.4	15.42	.4	17.85	.4	20.52	.4	23.47	.4	26.74	.4	30.37	.4	34.43	.4	38.99	44	17.15
40.5	15.47	45.5	17.91	50.5	20.58	55.5	23.53	60.5	26.81	65.5	30.45	70.5	34.52	75.5	39.09	45	17.65
.6	15.51	.6	17.96	.6	20.64	.6	23.59	.6	26.87	.6	30.52	.6	34.61	.6	39.19	46	18.16
.7	15.56	.7	18.01	.7	20.69	.7	23.65	.7	26.94	.7	30.60	.7	34.69	.7	39.28	47	18.68
.8	15.61	.8	18.06	.8	20.75	.8	23.72	.8	27.01	.8	30.68	.8	34.78	.8	39.38	48	19.21
.9	15.65	.9	18.11	.9	20.80	.9	23.78	.9	27.08	.9	30.75	.9	34.86	.9	39.47	49	19.75
41.0	15.70	46.0	18.16	51.0	20.86	56.0	23.84	61.0	27.15	66.0	30.83	71.0	34.95	76.0	39.57	50	20.30
.1	15.75	.1	18.21	.1	20.92	.1	23.90	.1	27.22	.1	30.91	.1	35.04	.1	39.67	51	20.86
.2	15.80	.2	18.26	.2	20.97	.2	23.97	.2	27.29	.2	30.99	.2	35.13	.2	39.77	52	21.44
.3	15.84	.3	18.32	.3	21.03	.3	24.03	.3	27.36	.3	31.07	.3	35.21	.3	39.87	53	22.02
.4	15.89	.4	18.37	.4	21.09	.4	24.10	.4	27.43	.4	31.15	.4	35.30	.4	39.97	54	22.62
41.5	15.94	46.5	18.42	51.5	21.15	56.5	24.16	61.5	27.50	66.5	31.23	71.5	35.39	76.5	40.07	55	23.22
.6	15.99	.6	18.47	.6	21.20	.6	24.22	.6	27.57	.6	31.30	.6	35.48	.6	40.17	56	23.84
.7	16.04	.7	18.52	.7	21.26	.7	24.29	.7	27.64	.7	31.38	.7	35.57	.7	40.27	57	24.48
.8	16.08	.8	18.58	.8	21.32	.8	24.35	.8	27.71	.8	31.46	.8	35.65	.8	40.37	58	25.12
.9	16.13	.9	18.63	.9	21.38	.9	24.42	.9	27.78	.9	31.54	.9	35.74	.9	40.47	59	25.78
42.0	16.17	47.0	18.68	52.0	21.44	57.0	24.48	62.0	27.85	67.0	31.62	72.0	35.83	77.0	40.57	60	26.46
.1	16.22	.1	18.73	.1	21.49	.1	24.54	.1	27.92	.1	31.70	.1	35.92	.1	40.67	61	27.15
.2	16.27	.2	18.79	.2	21.55	.2	24.61	.2	27.99	.2	31.78	.2	36.01	.2	40.77	62	27.85
.3	16.32	.3	18.84	.3	21.61	.3	24.67	.3	28.07	.3	31.86	.3	36.10	.3	40.87	63	28.57
.4	16.37	.4	18.89	.4	21.67	.4	24.74	.4	28.14	.4	31.94	.4	36.19	.4	40.97	64	29.31
42.5	16.42	47.5	18.95	52.5	21.73	57.5	24.80	62.5	28.21	67.5	32.02	72.5	36.29	77.5	41.08	65	30.06
.6	16.46	.6	19.00	.6	21.78	.6	24.86	.6	28.28	.6	32.10	.6	36.38	.6	41.18	66	30.83
.7	16.51	.7	19.05	.7	21.84	.7	24.93	.7	28.35	.7	32.18	.7	36.47	.7	41.28	67	31.62
.8	16.56	.8	19.10	.8	21.90	.8	24.99	.8	28.43	.8	32.26	.8	36.56	.8	41.38	68	32.42
.9	16.61	.9	19.16	.9	21.96	.9	25.06	.9	28.50	.9	32.34	.9	36.65	.9	41.48	69	33.25
43.0	16.66	48.0	19.21	53.0	22.02	58.0	25.12	63.0	28.57	68.0	32.42	73.0	36.74	78.0	41.58	70	34.09
.1	16.71	.1	19.26	.1	22.08	.1	25.19	.1	28.64	.1	32.50	.1	36.83	.1	41.68	71	34.95
.2	16.76	.2	19.32	.2	22.14	.2	25.25	.2	28.72	.2	32.59	.2	36.92	.2	41.79	72	35.83
.3	16.81	.3	19.37	.3	22.20	.3	25.32	.3	28.79	.3	32.67	.3	37.02	.3	41.89	73	36.74
.4	16.86	.4	19.43	.4	22.26	.4	25.38	.4	28.87	.4	32.75	.4	37.11	.4	42.00	74	37.66
43.5	16.91	48.5	19.48	53.5	22.32	58.5	25.45	63.5	28.94	68.5	32.84	73.5	37.20	78.5	42.10	75	38.61
.6	16.95	.6	19.53	.6	22.38	.6	25.52	.6	29.01	.6	32.92	.6	37.29	.6	42.20	76	39.57
.7	17.00	.7	19.59	.7	22.44	.7	25.58	.7	29.09	.7	33.00	.7	37.38	.7	42.31	77	40.57
.8	17.05	.8	19.64	.8	22.50	.8	25.65	.8	29.16	.8	33.08	.8	37.48	.8	42.41	78	41.58
.9	17.10	.9	19.70	.9	22.56	.9	25.71	.9	29.24	.9	33.17	.9	37.57	.9	42.52	79	42.62
44.0	17.15	49.0	19.75	54.0	22.62	59.0	25.78	64.0	29.31	69.0	33.25	74.0	37.66	79.0	42.62	80	43.69
.1	17.20	.1	19.81	.1	22.68	.1	25.85	.1	29.39	.1	33.33	.1	37.76	.1	42.73	81	44.78
.2	17.25	.2	19.86	.2	22.74	.2	25.92	.2	29.46	.2	33.42	.2	37.85	.2	42.83	82	45.90
.3	17.30	.3	19.92	.3	22.80	.3	25.98	.3	29.54	.3	33.50	.3	37.95	.3	42.94	83	47.04
.4	17.35	.4	19.97	.4	22.86	.4	26.05	.4	29.61	.4	33.59	.4	38.04	.4	43.05	84	48.22
44.5	17.40	49.5	20.03	54.5	22.92	59.5	26.12	64.5	29.69	69.5	33.67	74.5	38.14	79.5	43.16	85	49.43
.6	17.45	.6	20.08	.6	22.98	.6	26.19	.6	29.76	.6	33.75	.6	38.23	.6	43.26	86	50.66
.7	17.50	.7	20.14	.7	23.04	.7	26.26	.7	29.84	.7	33.84	.7	38.33	.7	43.37	87	51.93
.8	17.55	.8	20.19	.8	23.10	.8	26.32	.8	29.91	.8	33.92	.8	38.42	.8	43.48	88	53.23
.9	17.60	.9	20.25	.9	23.16	.9	26.39	.9	29.99	.9	34.01	.9	38.52	.9	43.58	89	54.56
																90	55.93

* FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1958. USED BY PERMISSION.

TABLE 7 — MIXTURES OF AIR AND SATURATED WATER VAPOR*
(Based on 29.92 in. Barometric Pressure)

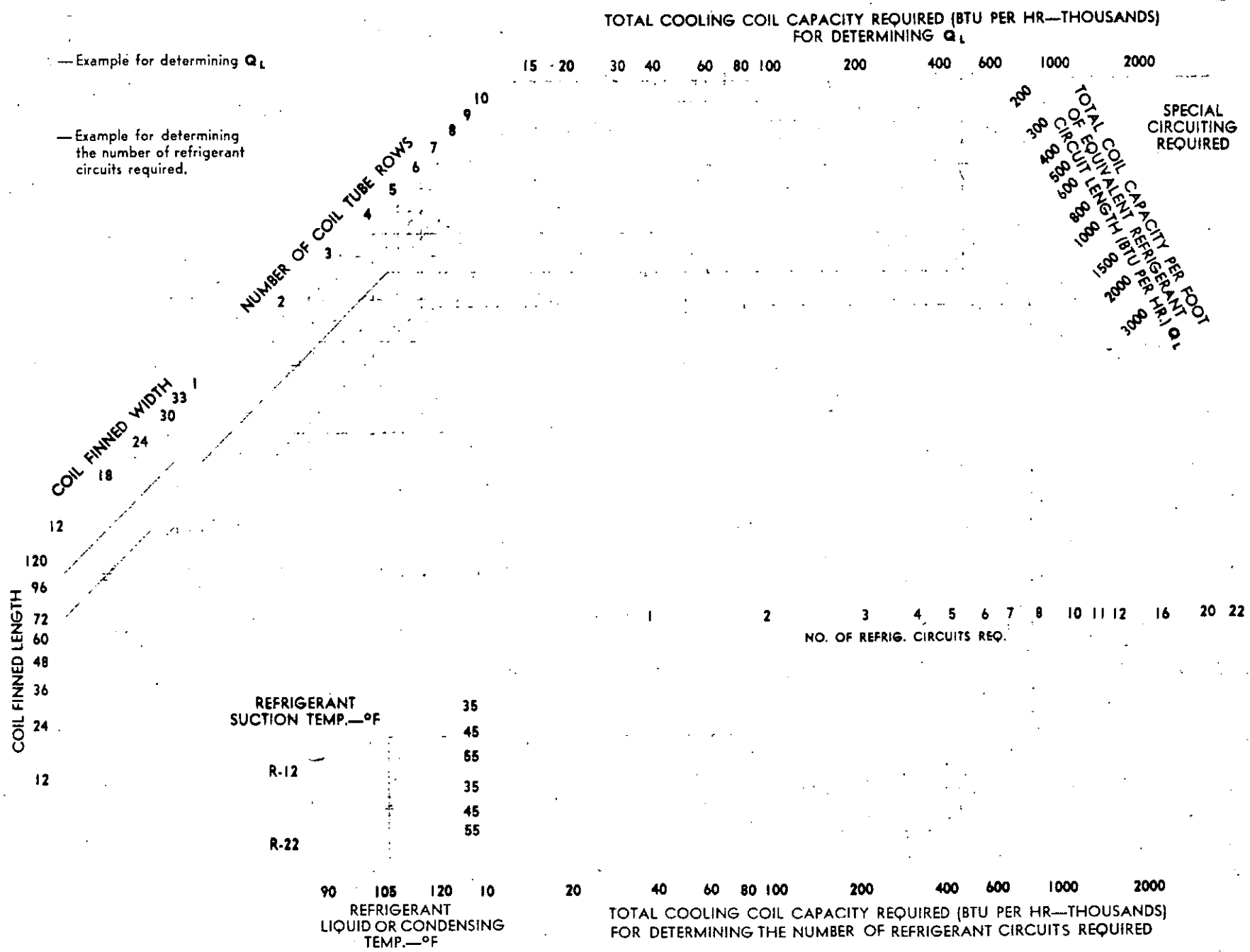
TEMP. F	PRESSURE OF SATURATED VAPOR		WEIGHT OF SATURATED VAPOR PER POUND OF DRY AIR		VOLUME IN CU. FT.		ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR ABOVE 0 F	ENTHALPY HEAT OF VAPOR, BTU	ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR WITH VAPOR TO SATURATE IT
	IN. OF HG. ABSOLUTE	P.S.F.A.	POUNDS	GRAINS	OF 1 LB. OF DRY AIR	OF 1 LB. OF DRY AIR + VAPOR TO SATURATE IT			
0	0.0376	0.0185	0.000787	5.51	11.58	11.59	0.0	0.835	0.835
2	.0418	.0205	.000874	6.12	11.63	11.65	0.480	0.928	1.408
4	.0463	.0227	.000969	6.78	11.68	11.70	0.961	1.030	1.991
6	.0513	.0252	.001074	7.52	11.73	11.75	1.441	1.142	2.583
8	.0568	.0275	.001189	8.32	11.78	11.80	1.922	1.266	3.188
10	.0629	.0309	.001315	9.21	11.83	11.86	2.402	1.401	3.803
12	.0695	.0341	.001454	10.18	11.88	11.91	2.882	1.550	4.432
14	.0767	.0377	.001606	11.24	11.94	11.97	3.363	1.713	5.076
16	.0846	.0416	.001772	12.40	11.99	12.02	3.843	1.892	5.735
18	.0933	.0458	.001953	13.67	12.04	12.08	4.324	2.088	6.412
20	.1027	.0504	.002152	15.06	12.09	12.13	4.804	2.302	7.106
22	.1131	.0555	.002369	16.58	12.14	12.19	5.284	2.536	7.820
24	.1243	.0610	.002606	18.24	12.19	12.24	5.765	2.792	8.557
26	.1366	.0671	.002865	20.06	12.24	12.30	6.245	3.072	9.317
28	.1497	.0735	.003147	22.03	12.29	12.35	6.726	3.377	10.103
30	.1645	.0808	.003454	24.18	12.34	12.41	7.206	3.709	10.915
32	.1804	.0886	.003788	26.52	12.39	12.47	7.686	4.072	11.758
33	.1878	.0922	.003944	27.61	12.41	12.49	7.927	4.242	12.169
34	.1955	.0960	.004107	28.75	12.44	12.52	8.167	4.418	12.585
35	.2034	.1000	.004275	29.93	12.47	12.55	8.407	4.601	13.008
36	.2117	.1040	.004450	31.15	12.49	12.58	8.647	4.791	13.438
37	.2202	.1082	.004631	32.42	12.52	12.61	8.887	4.987	13.874
38	.2290	.1125	.004818	33.73	12.54	12.64	9.128	5.191	14.319
39	.2382	.1170	.005012	35.08	12.57	12.67	9.368	5.403	14.771
40	.2477	.1217	.005213	36.49	12.59	12.70	9.608	5.622	15.230
41	.2575	.1265	.005421	37.95	12.62	12.73	9.848	5.849	15.697
42	.2676	.1314	.005638	39.47	12.64	12.76	10.088	6.084	16.172
43	.2781	.1366	.005860	41.02	12.67	12.79	10.329	6.328	16.657
44	.2890	.1419	.006091	42.64	12.69	12.82	10.569	6.580	17.149
45	.3002	.1474	.00633	44.31	12.72	12.85	10.809	6.841	17.650
46	.3119	.1532	.00658	46.06	12.74	12.88	11.049	7.112	18.161
47	.3239	.1591	.00684	47.88	12.77	12.91	11.289	7.391	18.680
48	.3363	.1652	.00710	49.70	12.79	12.94	11.530	7.681	19.211
49	.3491	.1715	.00737	51.59	12.82	12.97	11.770	7.981	19.751
50	.3624	.1780	.00766	53.62	12.84	13.00	12.010	8.291	20.301
51	.3761	.1847	.00795	55.65	12.87	13.03	12.250	8.612	20.862
52	.3903	.1917	.00826	57.82	12.89	13.07	12.491	8.945	21.436
53	.4049	.1989	.00857	59.99	12.92	13.10	12.731	9.289	22.020
54	.4200	.2063	.00889	62.23	12.95	13.13	12.971	9.644	22.615
55	.4357	.2140	.00923	64.61	12.97	13.16	13.211	10.01	23.22
56	.4518	.2219	.00958	67.06	13.00	13.20	13.452	10.39	23.84
57	.4684	.2301	.00993	69.51	13.02	13.23	13.692	10.79	24.48
58	.4856	.2385	.01030	72.10	13.05	13.26	13.932	11.19	25.12
59	.5033	.2472	.01069	74.83	13.07	13.30	14.172	11.61	25.78
60	.5216	.2562	.01108	77.6	13.10	13.33	14.413	12.05	26.46
61	.5405	.2655	.01149	80.4	13.12	13.36	14.653	12.50	27.15
62	.5600	.2750	.01191	83.4	13.15	13.40	14.893	12.96	27.85
63	.5800	.2849	.01235	86.5	13.17	13.43	15.134	13.44	28.57
64	.6007	.2950	.01280	89.6	13.20	13.47	15.374	13.94	29.31
65	.6221	.3055	.01326	92.8	13.22	13.50	15.614	14.45	30.06
66	.6441	.3163	.01374	96.2	13.25	13.54	15.855	14.98	30.83
67	.6668	.3275	.01424	99.7	13.27	13.58	16.095	15.53	31.62
68	.6902	.3390	.01475	103.3	13.30	13.61	16.335	16.09	32.42
69	.7143	.3508	.01528	107.0	13.32	13.65	16.576	16.67	33.25
70	.7392	.3631	.01582	110.7	13.35	13.69	16.816	17.27	34.09
71	.7648	.3756	.01639	114.7	13.38	13.73	17.056	17.89	34.95
72	.7911	.3885	.01697	118.8	13.40	13.76	17.297	18.53	35.83
73	.8183	.4019	.01757	123.0	13.43	13.80	17.537	19.20	36.74
74	.8462	.4156	.01819	127.3	13.45	13.84	17.778	19.88	37.66

* ALL DATA EXCEPT THIRD AND FIFTH VERTICAL COLUMNS ARE FROM CHAPTER 3, HEATING VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1958, USED BY PERMISSION.

TABLE 7 — (CONTINUED)

TEMP. F	PRESSURE OF SATURATED VAPOR		WEIGHT OF SATURATED VAPOR PER POUND OF DRY AIR		VOLUME IN CU. FT.		ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR ABOVE 0 F	ENTHALPY HEAT OF VAPOR, BTU	ENTHALPY HEAT CONTENT IN BTU OF 1 LB. OF DRY AIR WITH VAPOR TO SATURATE IT
	IN. OF HG. ABSOLUTE	P.S.I.A.	POUNDS	GRAINS	OF 1 LB. OF DRY AIR	OF 1 LB. OF DRY AIR + VAPOR TO SATURATE IT			
75	.8750	.4298	.01882	131.7	13.48	13.88	18.018	20.59	38.61
76	.9047	.4443	.01948	136.4	13.50	13.92	18.259	21.31	39.57
77	.9352	.4593	.02016	141.1	13.53	13.96	18.499	22.07	40.57
78	.9667	.4748	.02086	146.0	13.55	14.00	18.740	22.84	41.58
79	.9990	.4907	.02158	151.1	13.58	14.05	18.980	23.64	42.62
80	1.0323	.5070	.02233	156.3	13.60	14.09	19.221	24.47	43.69
81	1.0665	.5238	.02310	161.7	13.63	14.13	19.461	25.32	44.78
82	1.1017	.5411	.02389	167.2	13.65	14.17	19.702	26.20	45.90
83	1.1379	.5589	.02471	173.0	13.68	14.22	19.942	27.10	47.04
84	1.1752	.5772	.02555	178.9	13.70	14.26	20.183	28.04	48.22
85	1.214	.5960	.02642	184.9	13.73	14.31	20.423	29.01	49.43
86	1.253	.6154	.02731	191.2	13.75	14.35	20.663	30.00	50.66
87	1.293	.6353	.02824	197.7	13.78	14.40	20.904	31.03	51.93
88	1.335	.6557	.02919	204.3	13.80	14.45	21.144	32.09	53.23
89	1.378	.6768	.03017	211.2	13.83	14.50	21.385	33.18	54.56
90	1.422	.6984	.03118	218.3	13.86	14.55	21.625	34.31	55.93
91	1.467	.7206	.03223	225.6	13.88	14.60	21.865	35.47	57.33
92	1.514	.7434	.03330	233.1	13.91	14.65	22.106	36.67	58.78
93	1.561	.7668	.03441	240.9	13.93	14.70	22.346	37.90	60.25
94	1.610	.7908	.03556	248.9	13.96	14.75	22.587	39.18	61.77
95	1.661	.8156	.03673	257.1	13.98	14.80	22.827	40.49	63.32
96	1.712	.8410	.03795	265.7	14.01	14.86	23.068	41.85	64.92
97	1.765	.8671	.03920	274.4	14.03	14.91	23.308	43.24	66.55
98	1.820	.8938	.04049	283.4	14.06	14.97	23.548	44.68	68.23
99	1.876	.9213	.04182	292.7	14.08	15.02	23.789	46.17	69.96
100	1.933	.9495	.04319	302.3	14.11	15.08	24.029	47.70	71.73
101	1.992	.9785	.04460	312.2	14.14	15.14	24.270	49.28	73.55
102	2.053	1.0082	.04606	322.4	14.16	15.20	24.510	50.91	75.42
103	2.115	1.0387	.04756	332.9	14.19	15.26	24.751	52.59	77.34
104	2.179	1.0700	.04911	343.8	14.21	15.33	24.991	54.32	79.31
105	2.244	1.1021	.0507	355.	14.24	15.39	25.232	56.11	81.34
106	2.311	1.135	.0523	366.	14.26	15.46	25.472	57.95	83.42
107	2.380	1.169	.0540	378.	14.29	15.52	25.713	59.85	85.56
108	2.450	1.203	.0558	391.	14.31	15.59	25.953	61.80	87.76
109	2.521	1.239	.0576	403.	14.34	15.66	26.194	63.82	90.03
110	2.600	1.277	.0594	416.	14.36	15.73	26.434	65.91	92.34
111	2.673	1.313	.0614	430.	14.39	15.80	26.675	68.05	94.72
112	2.751	1.351	.0633	443.	14.41	15.87	26.915	70.27	97.18
113	2.830	1.390	.0654	458.	14.44	15.95	27.156	72.55	99.71
114	2.912	1.430	.0675	473.	14.46	16.02	27.397	74.91	102.31
115	2.996	1.471	.0696	487.	14.49	16.10	27.637	77.34	104.98
116	3.082	1.514	.0719	503.	14.52	16.18	27.878	79.85	107.73
117	3.170	1.557	.0742	519.	14.54	16.26	28.119	82.43	110.55
118	3.260	1.601	.0765	536.	14.57	16.35	28.359	85.10	113.46
119	3.353	1.647	.0790	553.	14.59	16.43	28.600	87.86	116.46
120	3.447	1.693	.0815	570.	14.62	16.52	28.841	90.70	119.54
125	3.956	1.943	.0954	668.	14.75	16.99	30.044	106.4	136.44
130	4.527	2.223	.1116	781.	14.88	17.53	31.248	124.7	155.9
135	5.168	2.538	.1308	916.	15.00	18.13	32.452	146.4	178.9
140	5.884	2.890	.1534	1074.	15.13	18.84	33.655	172.0	205.7
145	6.683	3.282	.1803	1262.	15.26	19.64	34.859	202.5	237.4
150	7.572	3.719	.2125	1488.	15.39	20.60	36.063	239.2	275.3
155	8.560	4.204	.2514	1760.	15.52	21.73	37.267	283.5	320.8
160	9.656	4.743	.2990	2093.	15.64	23.09	38.472	337.8	376.3
165	10.866	5.337	.3581	2507.	15.77	24.75	39.677	405.3	445.0
170	12.20	5.992	.4327	3028.9	15.90	26.84	40.882	490.6	531.5
175	13.68	6.72	.5292	3704.4	16.03	29.51	42.087	601.1	643.2
180	15.29	7.51	.6578	4604.6	16.16	33.04	43.292	748.5	791.8
185	17.07	8.38	.8363	5854.1	16.28	37.89	44.498	953.2	997.7
190	19.02	9.34	1.099	7693.	16.41	45.00	45.704	1255.0	1301.0
200	23.47	11.53	2.295	16065.	16.67	77.24	48.119	2629.0	2677.0

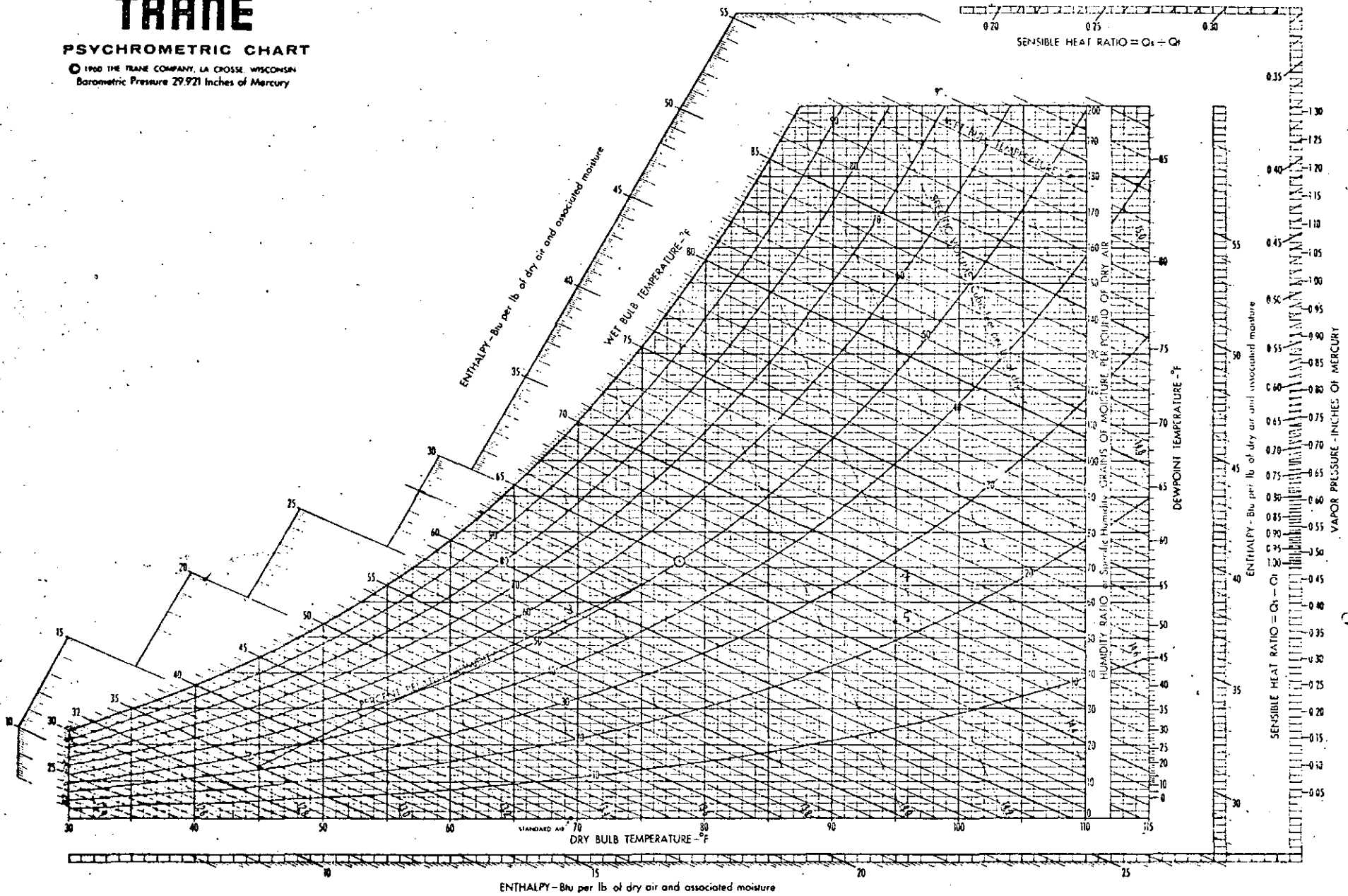
* ALL DATA EXCEPT THIRD AND FIFTH VERTICAL COLUMNS ARE FROM CHAPTER 3, HEATING, VENTILATING AIR-CONDITIONING GUIDE, 1958. USED BY PERMISSION.



TRANE

PSYCHROMETRIC CHART

© 1960 THE TRANE COMPANY, LA CROSSE, WISCONSIN
Barometric Pressure 29.921 Inches of Mercury





**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES

PRESSURE-VELOCITY CLASSIFICATION

12 NOVIEMBRE, 1984

TABLE 1-1 PRESSURE-VELOCITY CLASSIFICATION

	DUCT CLASS	STATIC PRESSURE RATING	PRESSURE	SEAL CLASS**	VELOCITY*
HIGH PRESSURE DUCT STANDARD	HIGH PRESSURE	10"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	6"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	4"	POS.	A	2000 FPM UP
	MEDIUM PRESSURE	3"	POS. OR NEG.	A	4000 FPM DN
LOW PRESSURE DUCT STANDARD	LOW PRESSURE	2"	POS. OR NEG.	B	2500 FPM DN
	LOW PRESSURE	1"	POS. OR NEG.	C	2500 FPM DN
	LOW PRESSURE	½"	POS. OR NEG.	D	2000 FPM DN

*General maximum velocity level through this pressure rated section of the system. Certain points may have higher or lower velocities, e.g., fan outlet or restricted passage, yet not require a different pressure class. The designer makes the determination of duct class after analyzing velocities and operating pressures. In assigning different pressure classes to various sections of a duct system, the assignment should relate to the highest operating level in the respective portion of the system.

**See text on seal classes and Table 1-2 Page 1-6.

When duct pressure classifications are designated on contract drawings by the designer, the contractor shall be obligated to conform to the seal class requirements of Table 1-1. The appropriate symbols for designating duct pressure class on duct drawings are shown in Figure 1-1, page 1-5, and in the symbol list on page 1-2.

Basic construction for static pressure classes ½", 1" and 2" w.g. is provided in the following tables:

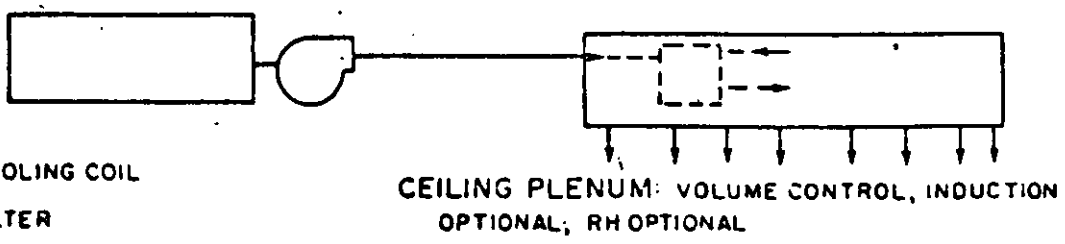
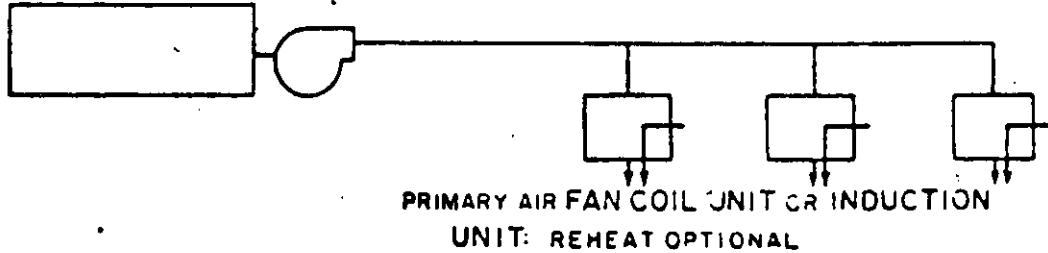
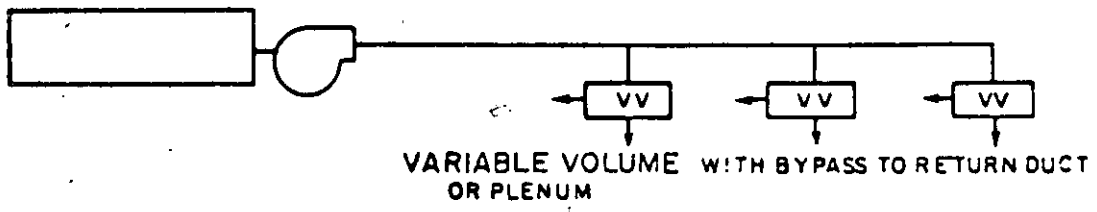
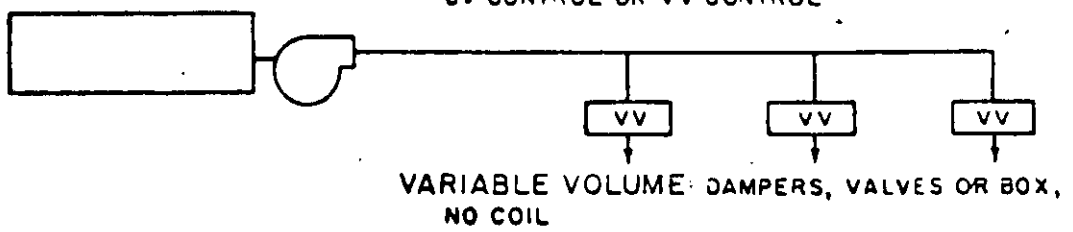
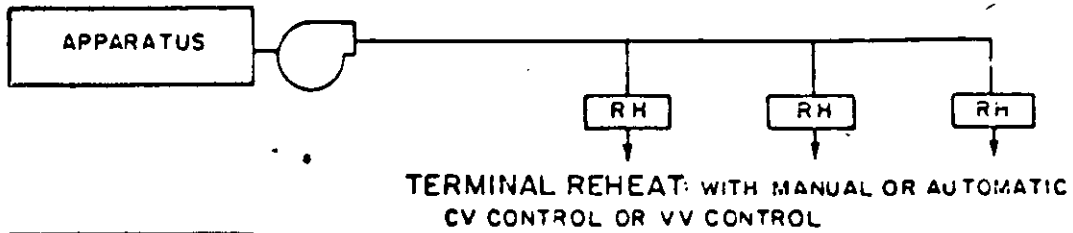
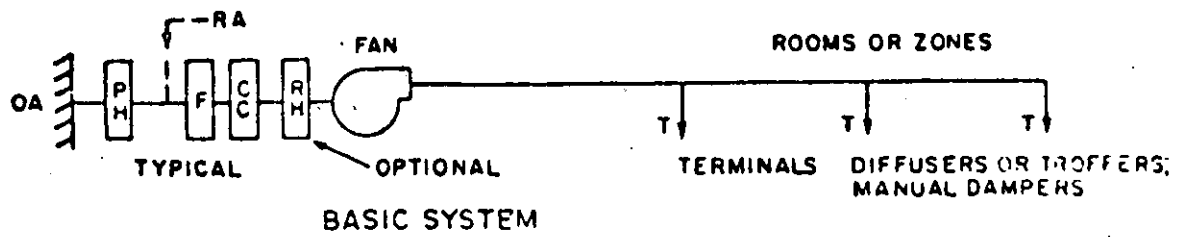
- a) *Rectangular steel ducts:* Table 1-3 to 1-9, pages 1-15 to 1-21. Inside standing seam option is Figure 1-11 on page 1-34.
- b) *Rectangular aluminum ducts:* Tables 1-10, 1-11 and 1-12, page 1-24.
- c) *Round Steel Duct:* Table 2-2, page 2-22.
- d) *Boiler Breeching:* Figure 3-18, page 3-22.
- e) *Casings:* Figure 3-9, page 3-12; Figure 3-11, page 3-14.
- f) *Flat Oval Duct:* Not given but may be used. Adapt construction based on data in the SMACNA High Pressure Duct Construction Standards, third edition.

Important Standard Drawing Designation practices. See Symbols on page 1-2.

1. Duct dimensions placed on contract drawings relate to net free area. Metal size must accommodate liner if liner is used.
2. If the flat surface of a duct side is shown (in plan or elevation) the dimension of the side shown is listed first in size notation.
3. In a section cut across the flow path (in plan or elevation in order), two adjacent sides are dimensioned separately or, if axb type notation is used, the first dimension is parallel to the line of the notation.
4. Design drawings are to depict duct pressure classes as in Figure 1-1 on page 1-5.

Important Precaution:

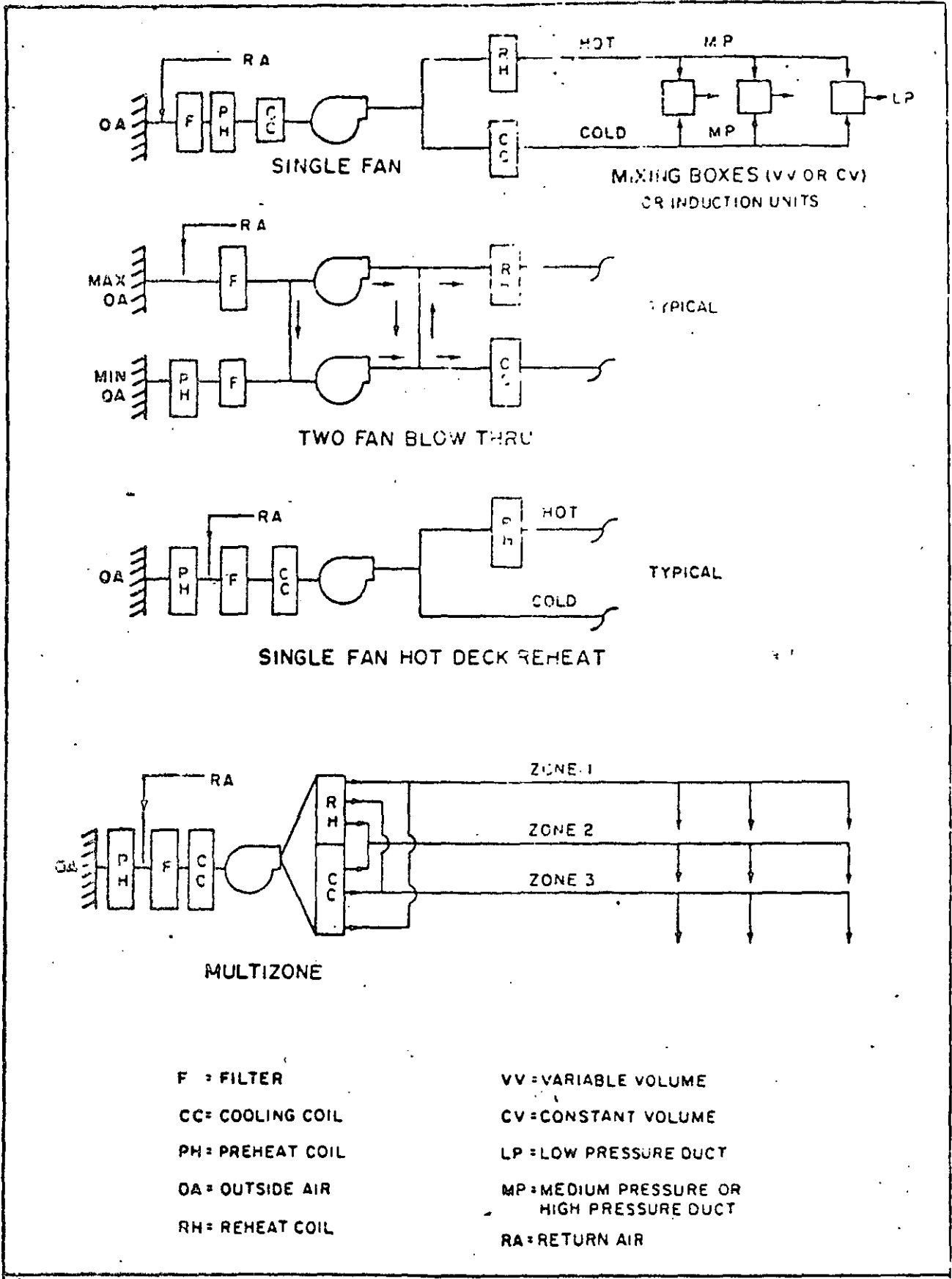
When system design has a serious potential for sudden interruption of air flow and excessive pressure loads will result; designers should designate pressure relief control. Such designation may be in the form of static pressure monitors, fail safe circuitry, resettable pressure relief panels or weak walls which can control the point of collapse, etc.



- CC = COOLING COIL
- F = FILTER
- PH = PREHEAT COIL
- CV = CONSTANT VOLUME
- VV = VARIABLE VOLUME,
- RA = RETURN AIR
- RH = REHEAT

SINGLE PATH AIR SYSTEMS

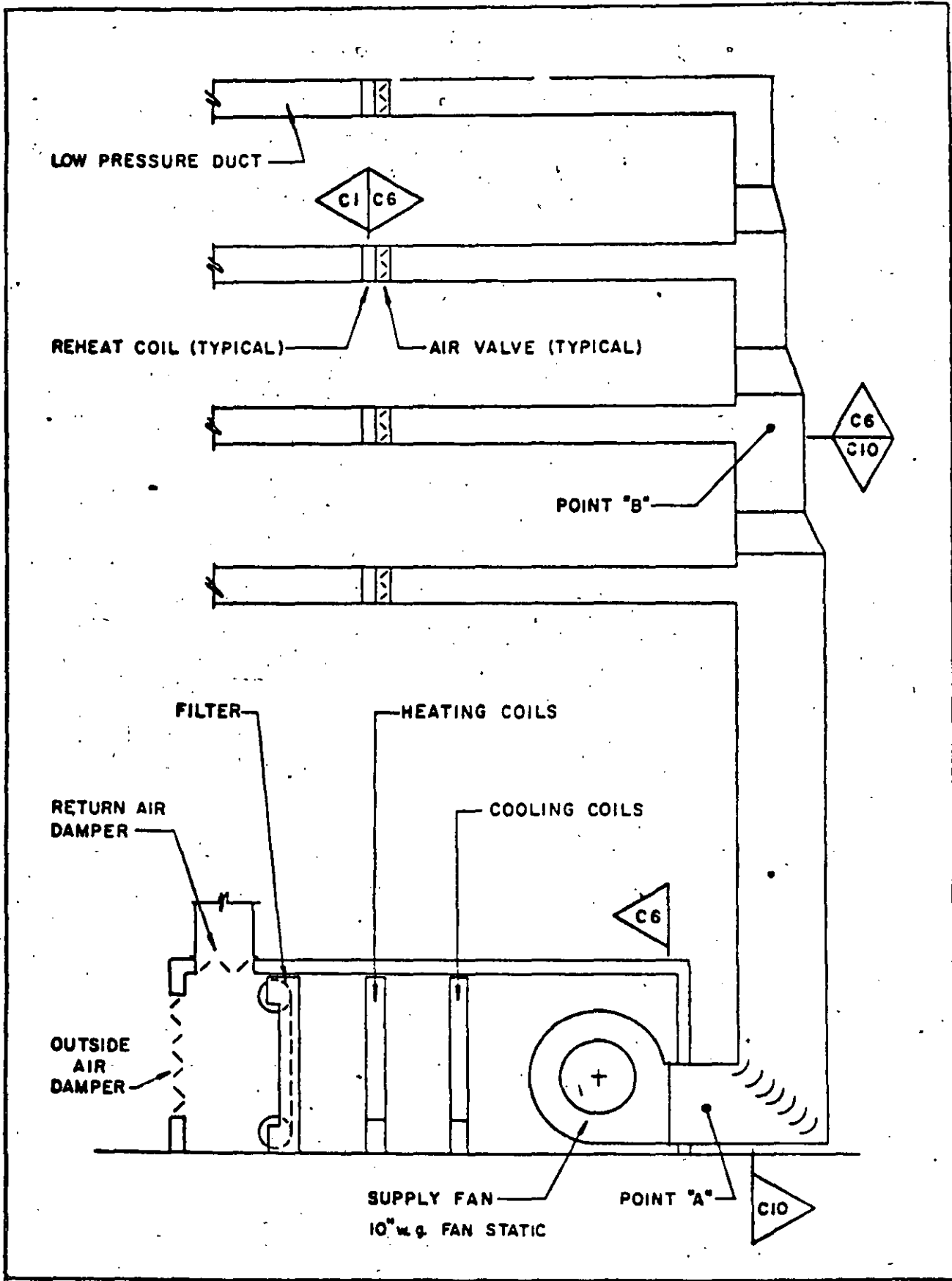
Fig. 1-1



- | | |
|-------------------|--|
| F = FILTER | VV = VARIABLE VOLUME |
| CC = COOLING COIL | CV = CONSTANT VOLUME |
| PH = PREHEAT COIL | LP = LOW PRESSURE DUCT |
| OA = OUTSIDE AIR | MP = MEDIUM PRESSURE OR HIGH PRESSURE DUCT |
| RH = REHEAT COIL | RA = RETURN AIR |

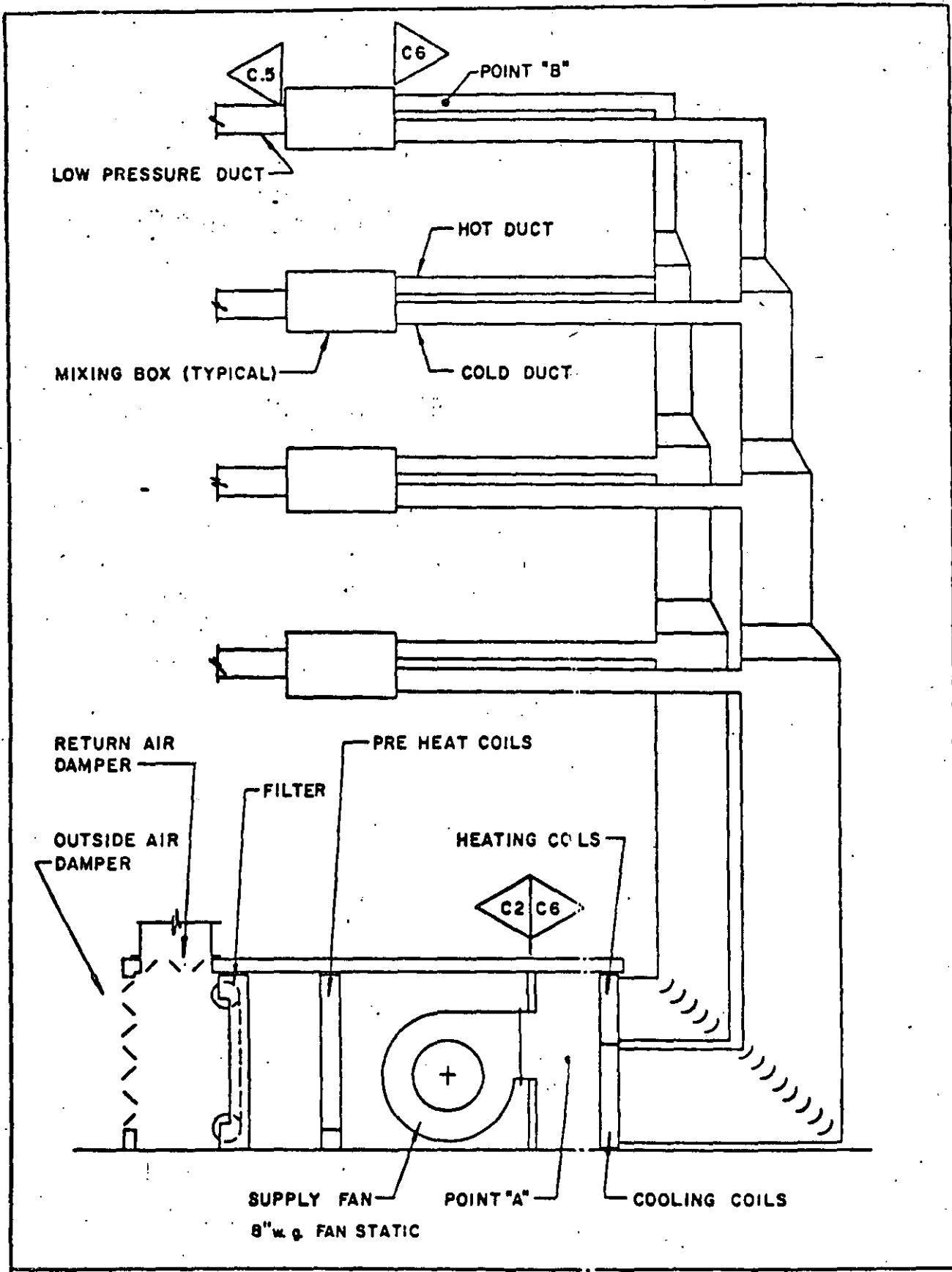
DUAL PATH AIR SYSTEMS

Fig. 1-2



TYPICAL TERMINAL REHEAT SUPPLY SYSTEM

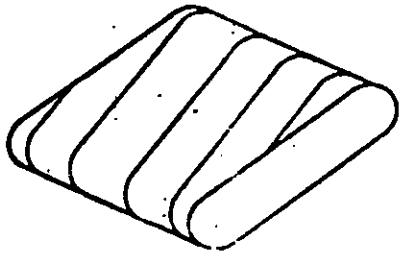
Fig. 1-3



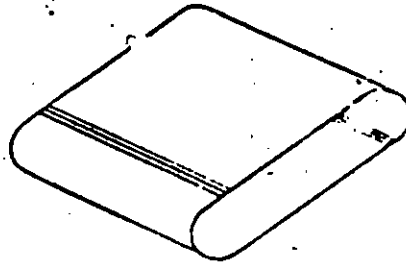
TYPICAL DUAL DUCT SUPPLY SYSTEM

Fig. I-4

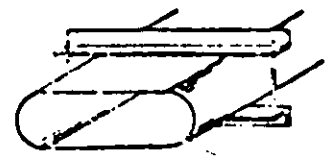
5



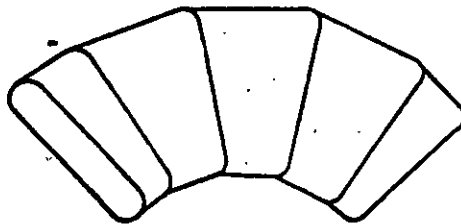
SPIRAL SEAM



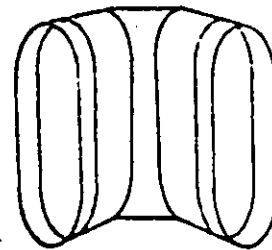
LONGITUDINAL SEAM



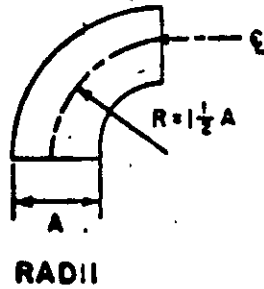
REINFORCEMENT



HARD BEND



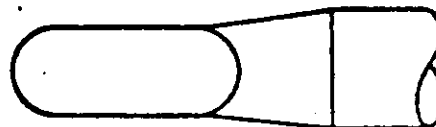
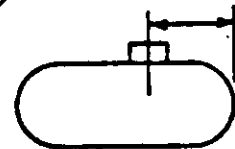
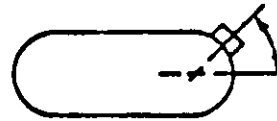
EASY BEND



RADI



**BRANCH
TAKE
OFF**



CONICAL TAKE OFF

FLAT OVAL DUCTS

Fig. 3-1

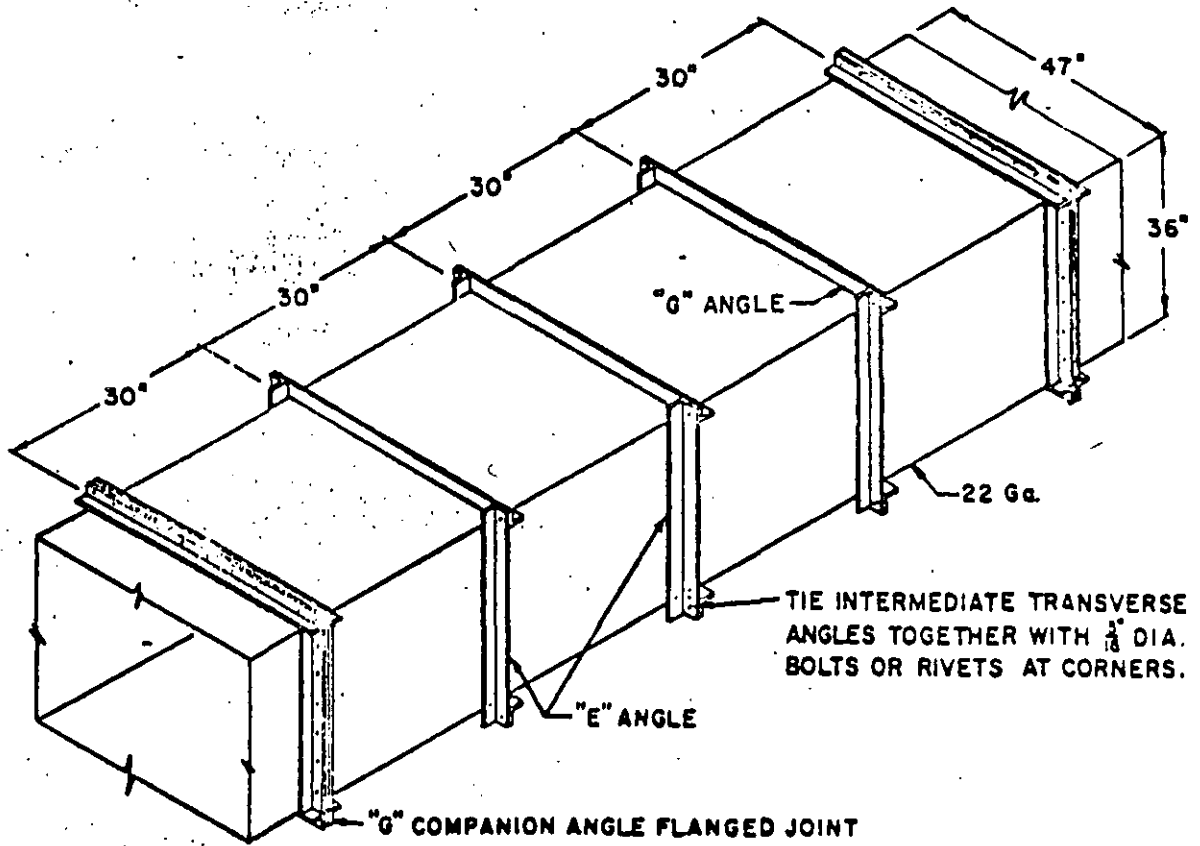


Fig. 4-1
47" x 36" - 6" S.P. CLASS

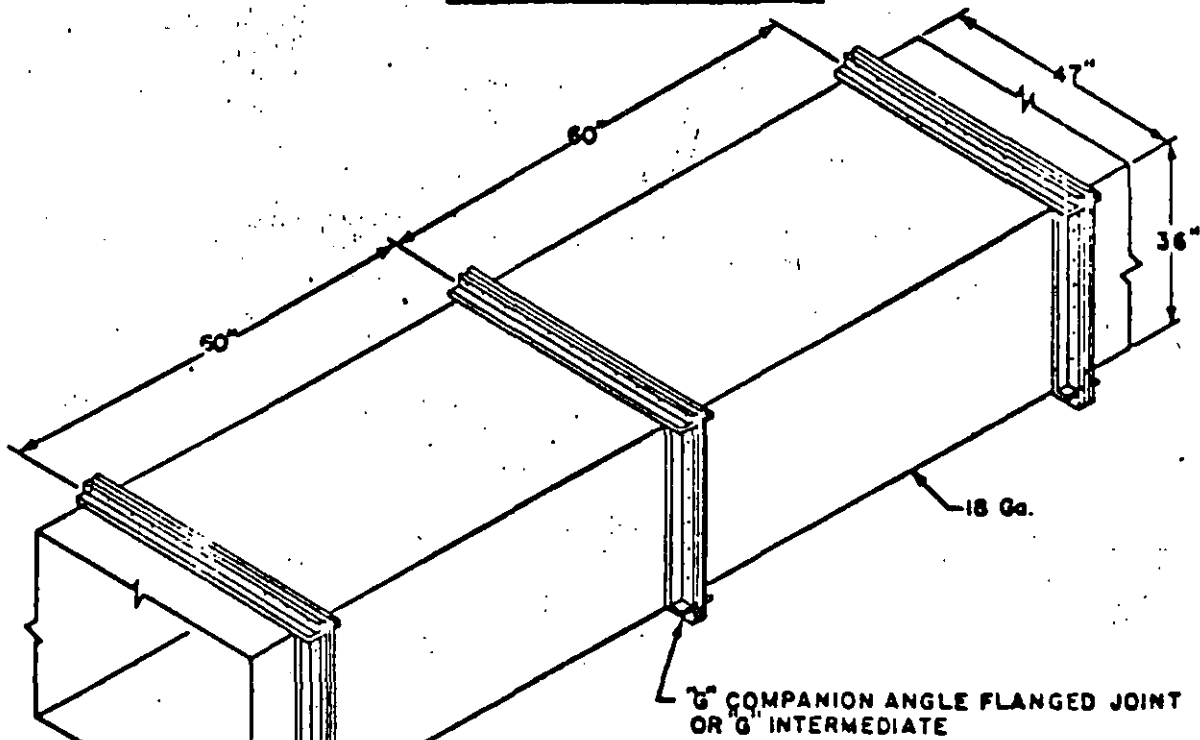
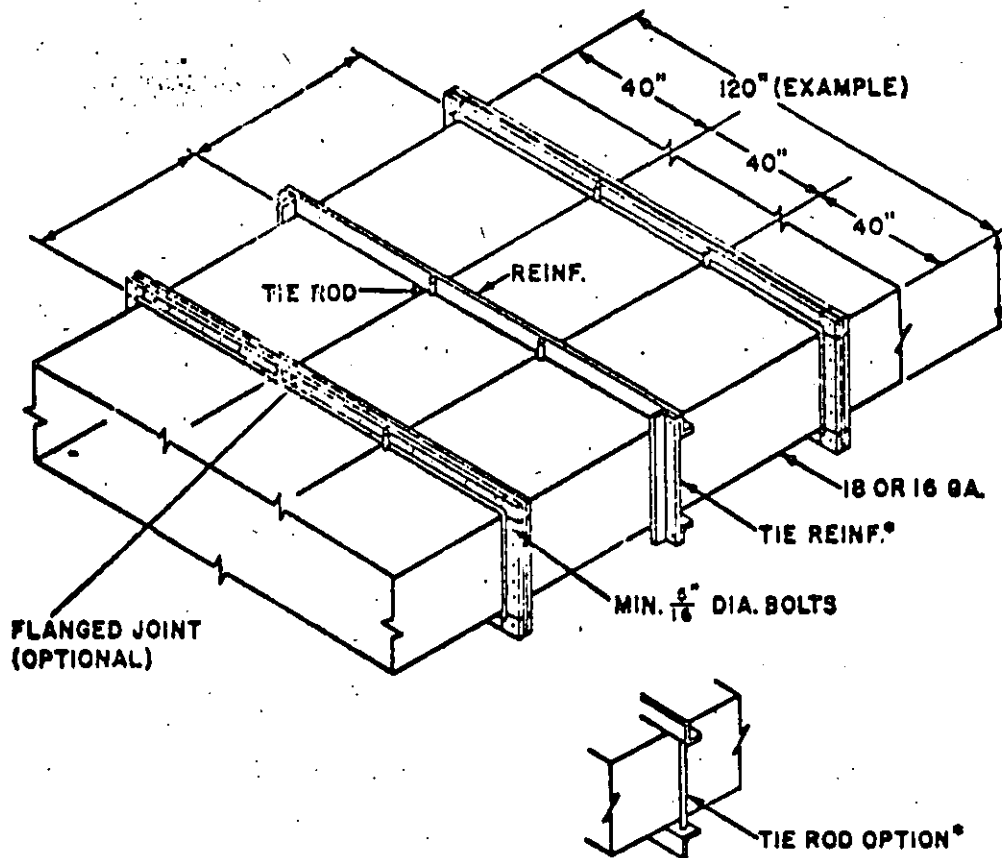


Fig. 4-2
47" x 36" - 3" S.P. CLASS



NOTES:

1. CONSTRUCT PER TABLES. SEE ADDITIONAL FASTENING DETAILS FOR TIE RODS ON FIGURES FOR JOINTS.
2. TIE RODS ARE SPACED AT EVEN DIVISIONS ALONG JOINTS AND INTERMEDIATE REINFORCEMENTS; 48" MAXIMUM SPACING.
3. USE 1/4" MINIMUM ROD DIAMETER FOR 36" OR LESS LENGTH; 3/8" DIA. OVER 36" LENGTH.
4. IF TIE RODS ARE USED IN TWO DIRECTIONS WELD RODS TOGETHER AT POINT OF CROSSING.
5. CONSTRUCTION NOT APPLICABLE FOR NEGATIVE PRESSURES.

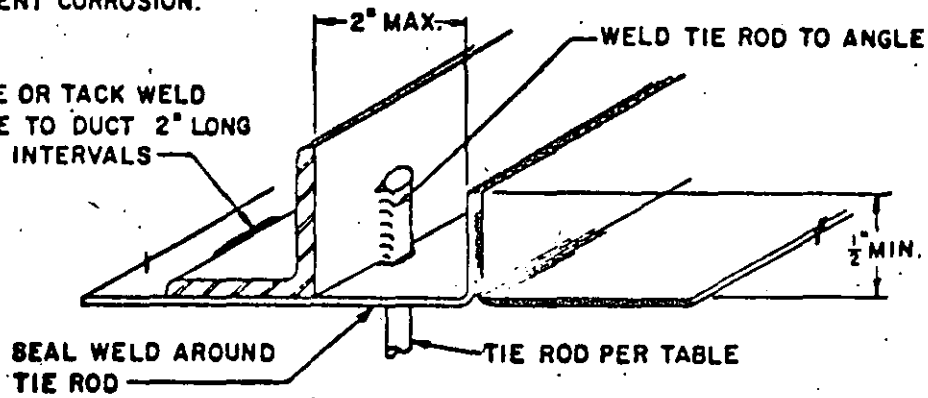
DUCT OVER 96" WIDE

Fig. 4-3

NOTE-

PAINT ALL WELDS WITH ZINC CHROMATE PRIMER TO PREVENT CORROSION.

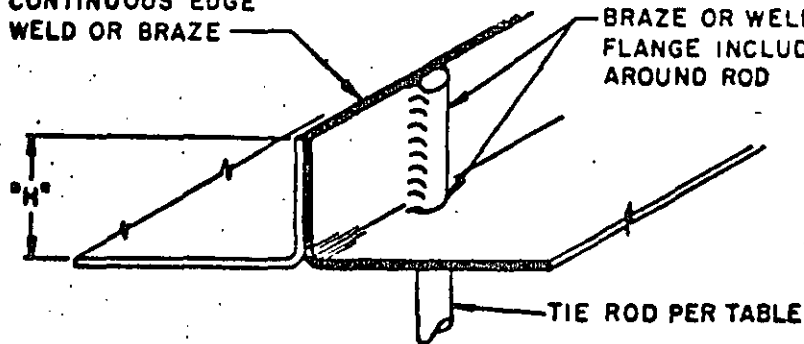
BRAZE OR TACK WELD ANGLE TO DUCT 2" LONG AT 8" INTERVALS



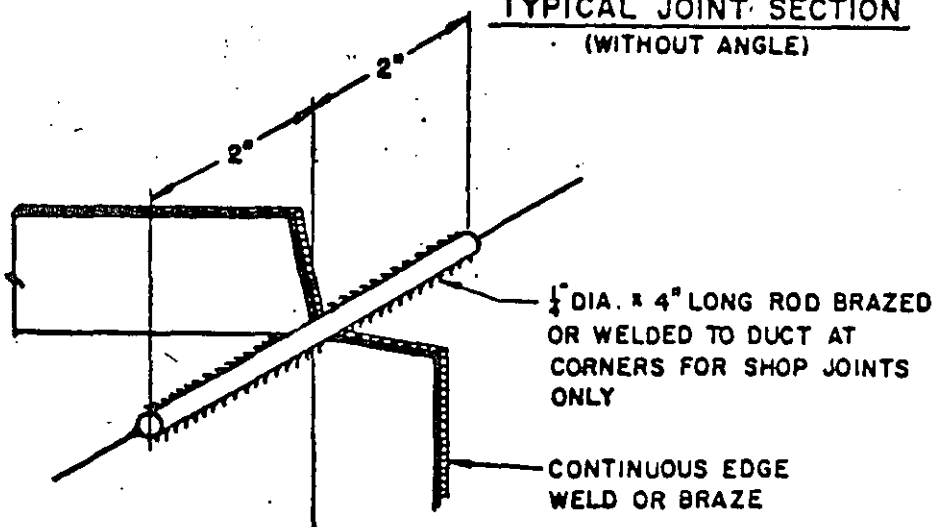
**TYPICAL JOINT SECTION
(WITH ANGLE)**

CONTINUOUS EDGE WELD OR BRAZE

BRAZE OR WELD TIE ROD TO FLANGE INCLUDING SEALING AROUND ROD



**TYPICAL JOINT SECTION
(WITHOUT ANGLE)**



CORNER DETAIL

WELDED FLANGE JOINT

Fig. 4-6

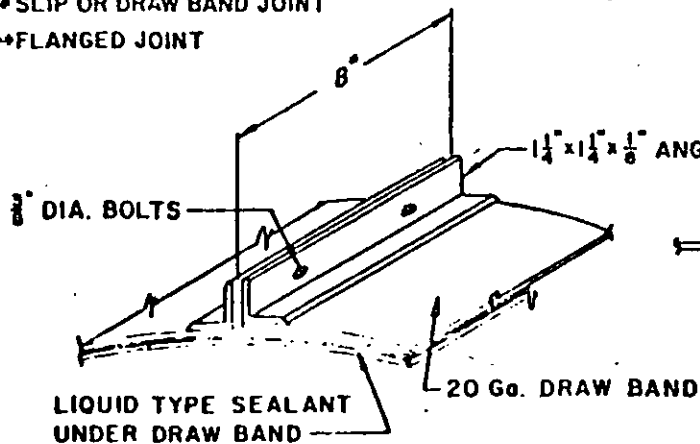
HIGH VELOCITY ROUND DUCT CONSTRUCTION

DUCT DIAMETER	GALVANIZED STEEL SHEET GAUGE			ROUND DUCT FITTINGS	GIRTH REINFORCING BETWEEN JOINT: ANGLE SIZE AND MAXIMUM LONGITUDINAL SPACING	GIRTH JOINTS*
	SPIRAL LOCK SEAM DUCT	LONGITUDINAL SEAM DUCT				
UP THRU 8"		***	***	22	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
9" - 14"	26	24	26	20		
15" - 26"	24	22	24	20	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
27" - 36"	22	20	22	20	NONE REQUIRED	2" LONG SLIP JOINT
37" - 50"	20	20	20	18	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" ANGLE FLANGED JOINT
51" - 60"	18	18	18	18	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" ANGLE FLANGED JOINT
61" - 84"			16	16	NONE REQUIRED	1 1/2" x 1 1/2" x 1/8" ANGLE FLANGED JOINT

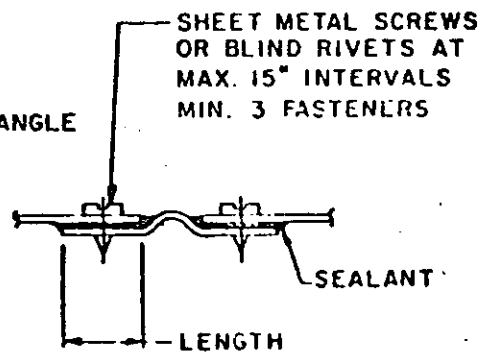
*RECOMMENDED JOINT LISTED; HOWEVER 2" SLIP JOINT OR DRAW BAND IS ACCEPTABLE THRU 60" SIZE.

** SLIP OR DRAW BAND JOINT

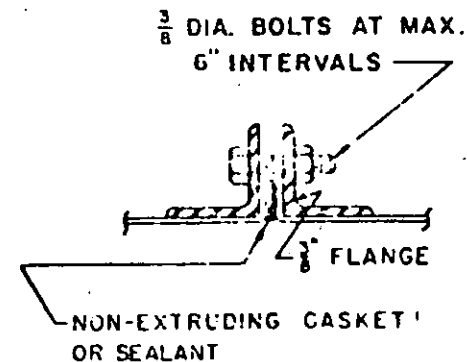
*** FLANGED JOINT



DRAW BAND JOINT (NOT USED ON SPIRAL DUCT)

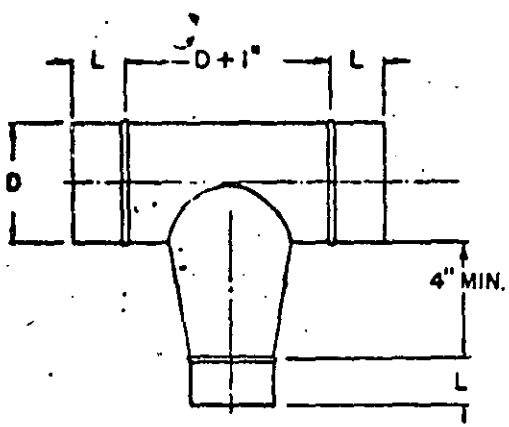


SLIP JOINT

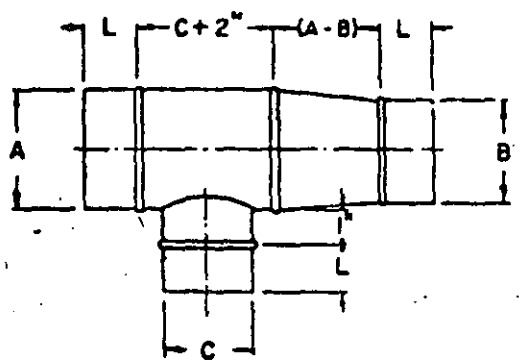


LOOSE FLANGE OR VANSTONE JOINT

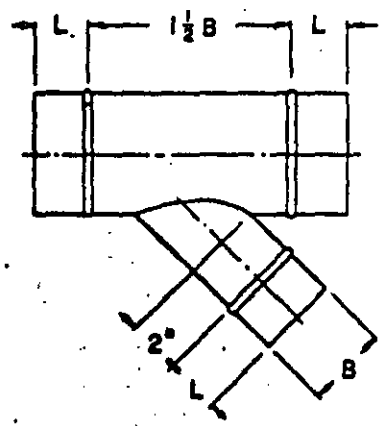
FIG. 2-2



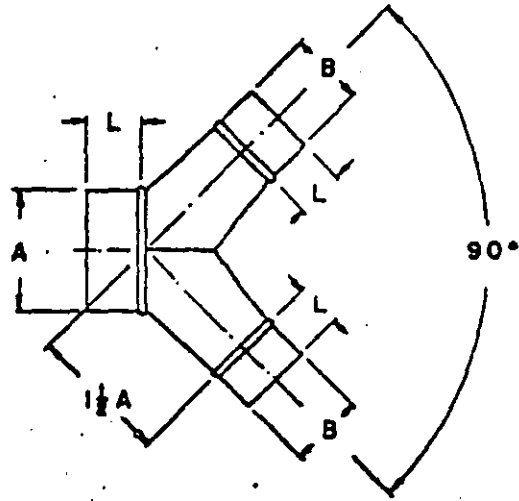
CONICAL TEE



90° REDUCING TEE

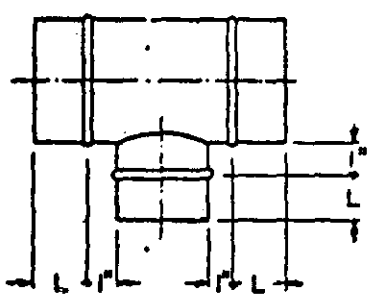


45° LATERAL

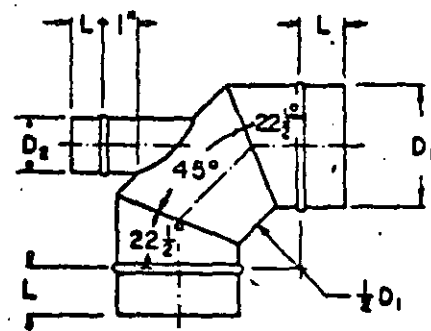


TWO WAY "Y"

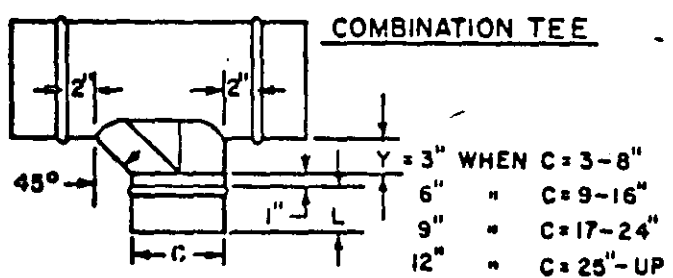
NOTE:
 $L = 2''$ MIN.
 SEE Fig. 2-2



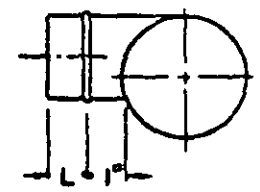
90° TEE



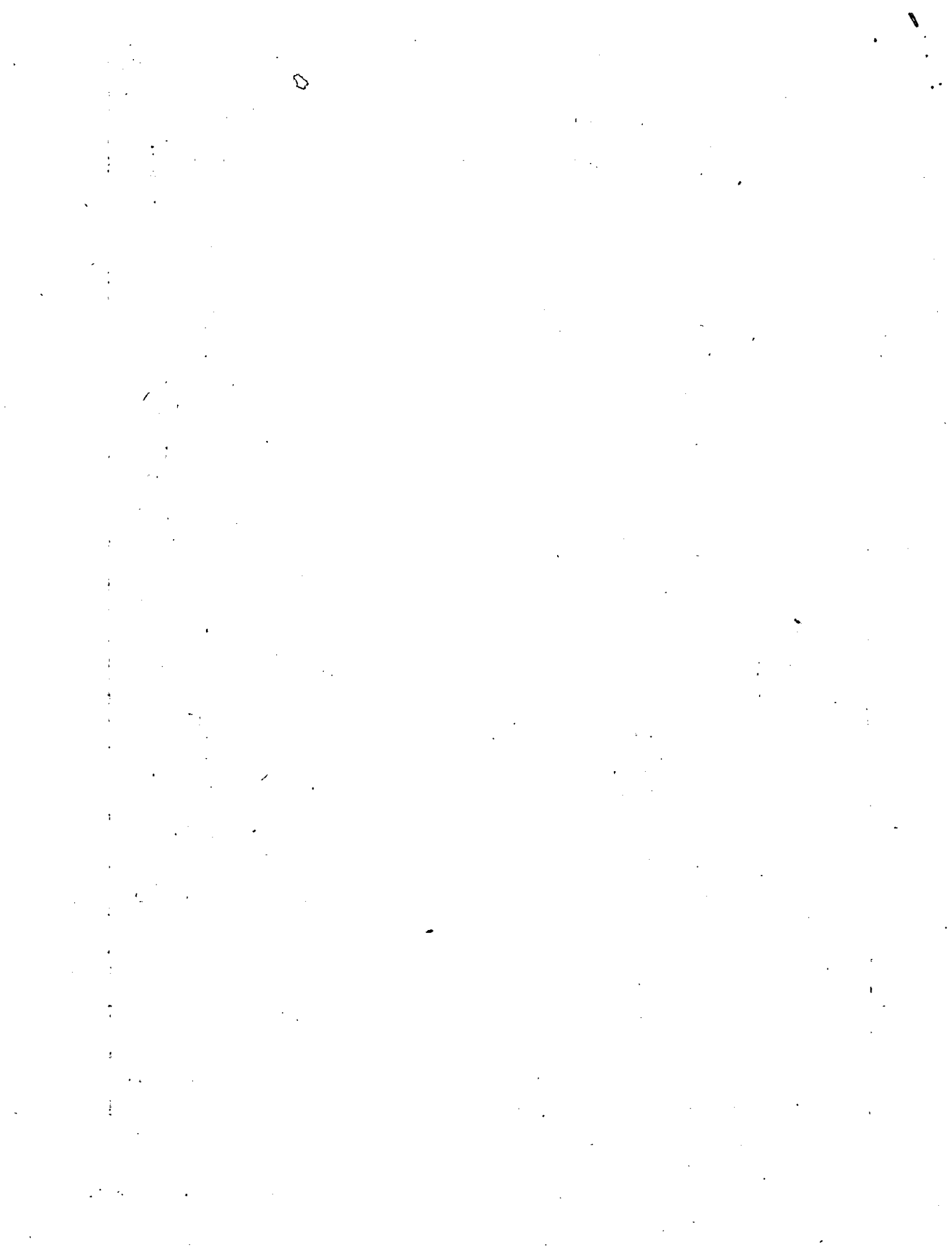
90° ELBOW WITH HEEL TAP



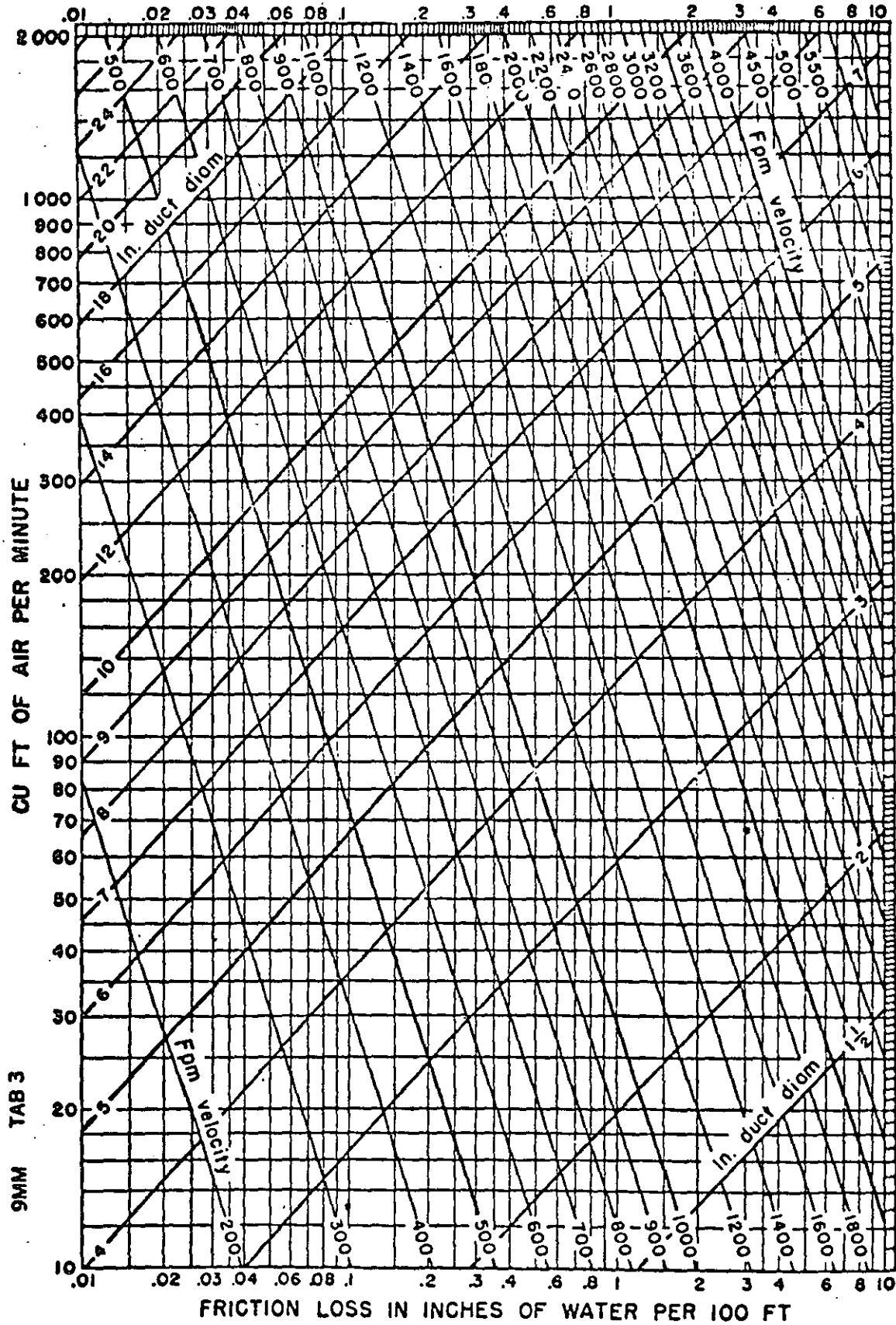
COMBINATION TEE



TANGENTIAL TEE



TRANE AIR CONDITIONING MANUAL

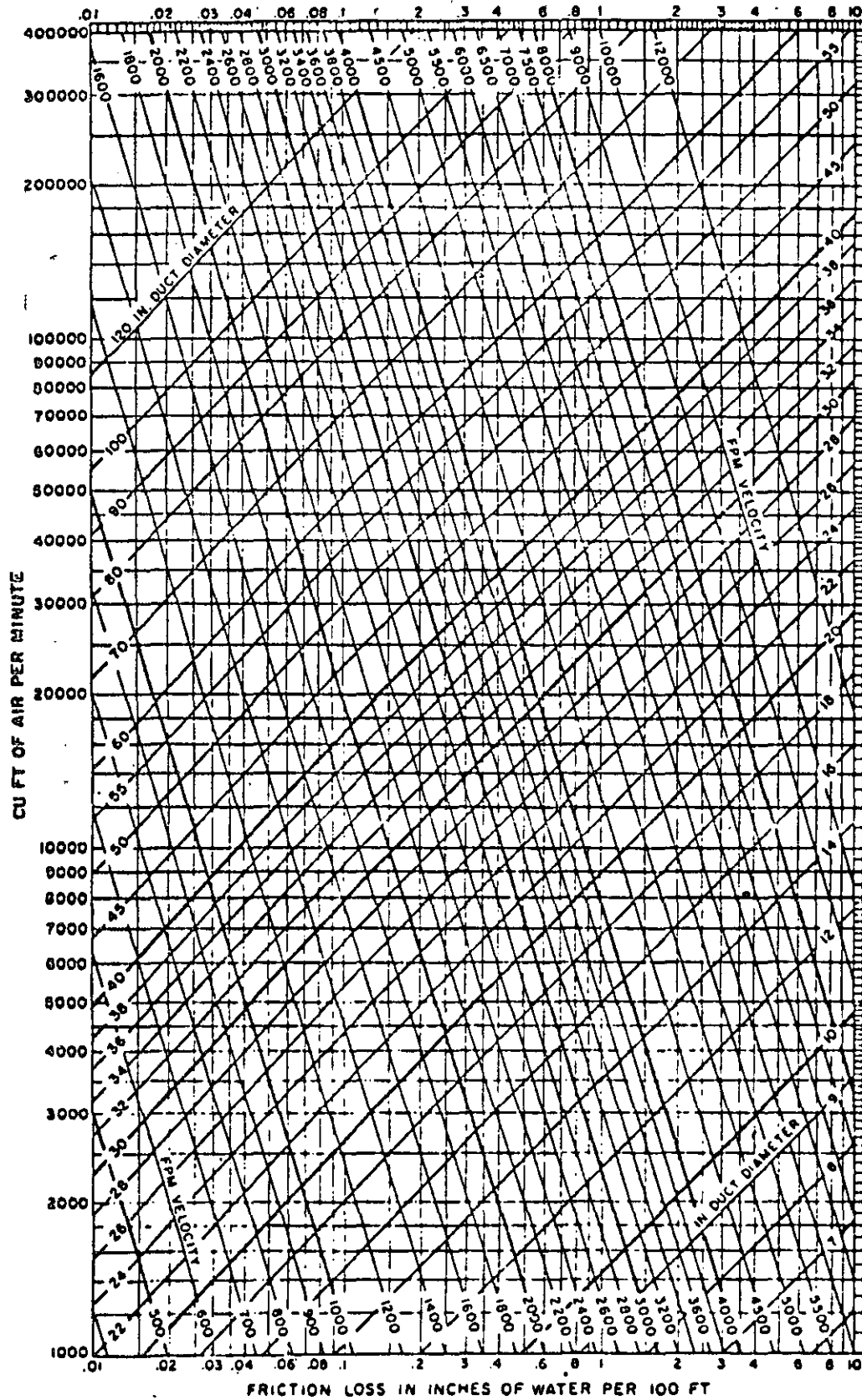


(Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.)

FIGURE 9-MM

FRICTION CHART FOR AIR

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide And Data Book



(Based on Standard Air of 0.075 lb per cu ft density flowing through average, clean, round, galvanized metal ducts having approximately 40 joints per 100 ft.)

FIGURE 9-00

FRICTION CHART FOR AIR

Reprinted with permission from 1965 ASHRAE Guide And Data Book

RECTANGULAR EQUIVALENT OF ROUND DUCTS

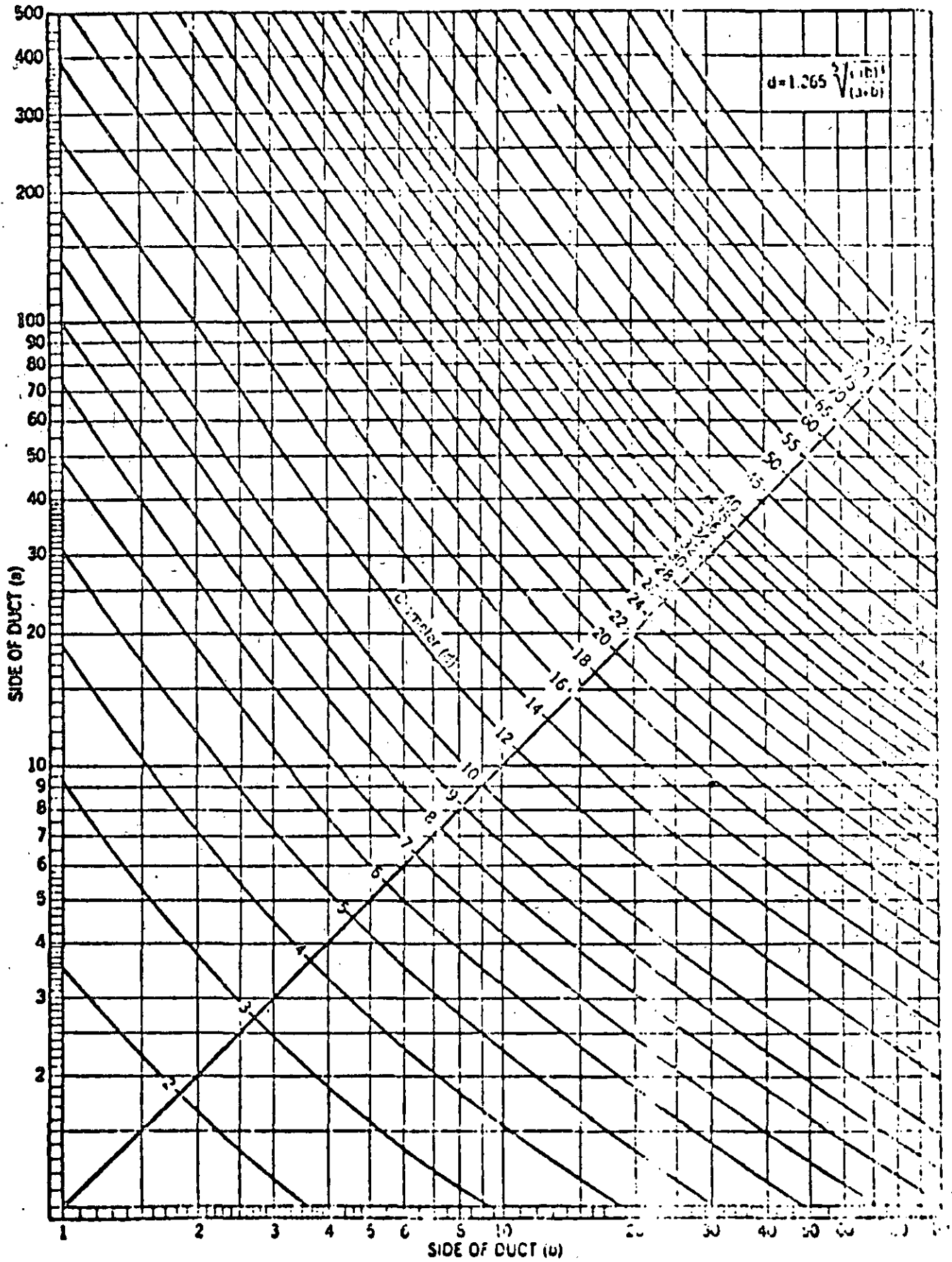


FIG - 9 - PP



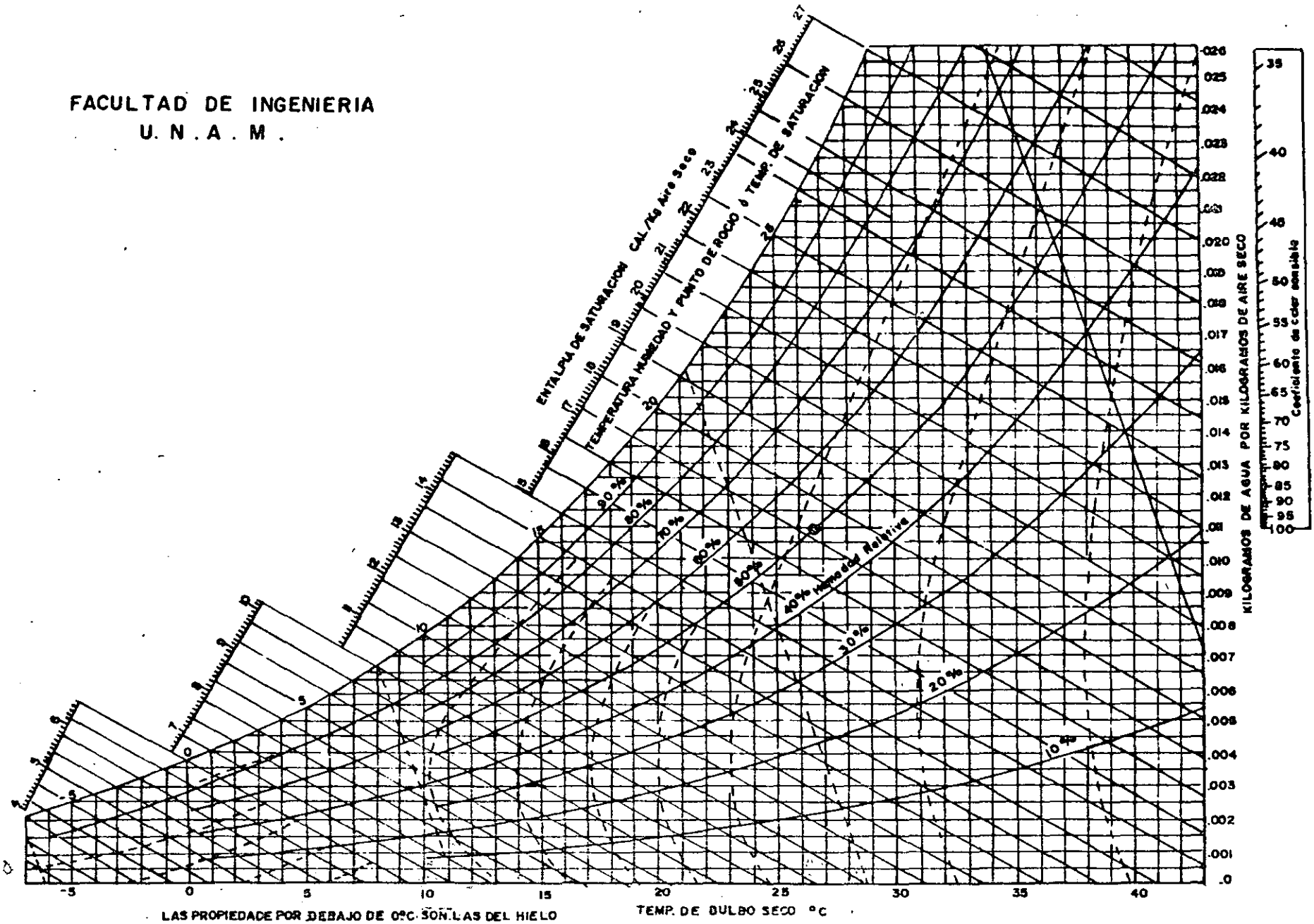
**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.**

**SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE
INSTALACIONES Y APLICACIONES**

INTRODUCCION

NOVIEMBRE, 1984

FACULTAD DE INGENIERIA
U. N. A. M.



LAS PROPIEDADES POR DEBAJO DE 0°C SON LAS DEL HIELO

INTRODUCCION.

Durante las sesiones anteriores han tenido la oportunidad de ver lo correspondiente a "Conceptos Fundamentales, Balance Térmico, Psicrometría y el Ciclo de Refrigeración" y con el Maestro De Anda vieron algo que está a punto de llegarnos como lo es el nuevo "Sistema Internacional de Unidades", del cual nosotros profesionales técnicos tenemos la necesidad y la obligación de conocer y aplicar; consideramos que nuestra especialidad es una de las que más utiliza actualmente el Sistema Inglés en nuestro país, y será necesario para todos el tener que comenzar cuanto antes a aprender todas las equivalencias que este nuevo sistema tiene para su adecuada aplicación, antes de que las autoridades correspondientes nos obliguen a hacerlo.

La parte que hoy explicaremos a ustedes es, siguiendo la secuencia de un proyecto de Aire Acondicionado, la encargada de, (conociendo la capacidad de manejo de aire de los equipos que nos dé el Balance Térmico) se acople a los elementos encargados de transportarlo y distribuirlo a las áreas que se consideraron en los cálculos.

Antes de entrar en materia, es conveniente establecer los pasos fundamentales que intervienen en el desarrollo de un proyecto de Aire Acondicionado, pues todos los temas que aquí se tratarán -- llevan como meta el logro de condiciones ambientales óptimas para un local determinado; ya sea para un proceso, un equipo, un sistema ó para el confort de los ocupantes de una área determinada. Estos pasos fundamentales que intervienen en un proyecto de acondicionamiento de aire son:

- 1a.)- Presentación inicial del programa arquitectónico, en el cual nos deben informar principalmente de los siguiente:
 - a).- Tipo de local o edificio (industrial, médico, administrativo, comercial o residencial).
 - b).- Ubicación del mismo, para de acuerdo a la zona climatológica determinar el sistema a emplear (aire acondicionado, temporal o anual, agua helada, expansión directa, enfriamiento evaporativo, ventilación mecánica, etc.).

c).- Orientación

d).- Datos complementarios, horario de trabajo, nivel de limpieza, de ruido, corriente eléctrica disponible, acceso a combustibles, etc..

2o.)- Con estos datos se piden las necesidades de áreas a saber:

a).- Cuarto de Máquinas

b).- Cuarto de Equipos

c).- Espacio entre plafond y losa

d).- Ductos verticales

e).- Ubicación de Torre de enfriamiento o de condensadores remotos.

3o.)- En la 2a. junta de coordinación el Arquitecto deberá presentar las modificaciones que le motivaron nuestras peticiones y entregarnos planos de plantas, cortes y fachadas. (normalmente a escala 1:100) para que elaboremos en forma unifilar nuestro anteproyecto en el cual debemos indicar:

a).- Ubicación y dimensiones aprox. de equipo central

b).- Ubicación y dimensiones aprox. de cuartos de equipos

c).- Dimensiones de ductos verticales

d).- Ubicación de extractores

e).- Ubicación de controles

Claro está que la posición de nuestros difusores y rejillas deberá tener la debida coordinación con las otras 2 instalaciones principales: Eléctrica para la posición de lámparas e hidrosanitaria para la posición de los equipos centrales y recorrido de tuberías.

4o.)- Una vez aceptado nuestro proyecto nos deberá suministrar los planos arquitectónicos amueblados definitivos (normalmente a escala 1:50) para el desarrollo del proyecto con el fin de vaciar el anteproyecto aprobado.

5o.)- Elaboración de la Memoria de Cálculo, selección de equipos y cuando así se acuerde, cuantificación de equipos y materiales así como especificaciones complementarias.

Esta breve descripción del proceso normal de un proyecto de acondicionamiento de aire nos ha dado ahora un panorama general para ver en que punto entraremos al tema que abordaremos en seguida o sea

"Sistemas de Manejo y Acondicionamiento de Aire".

Este días vamos a platicar sobre el tema "Sistemas de Manejo y --
Acondicionamiento de Aire" el cual hemos dividido en 3 partes

PARTE I. "Procedimiento para la elaboración de proyectos de
Ingeniería Electromecánica"

PARTE II. "Sistemas de Acondicionamiento de Aire"

PARTE III. "Clasificación y Selección de Conductos de Aire"

**PARTE I. PROCEDIMIENTOS PARA LA ELABORACION DE PROYECTOS DE INGENIERIA DE -
INSTALACIONES.**

Quienes nos desplazamos en el campo de las instalaciones, hemos te-
nido experiencias en las que frecuentemente vemos que por falta de
planeación o coordinación adecuada entre quienes elaboran un proyec-
to determinado al contruir un edificio nos encontramos en verdade-
ros problemas para su correcta solución y nos enfrentamos a situa-
ciones tales como espacios angustiados entre plafón y losa, falta
de áreas para casas de máquinas o cuartos de equipo, subestaciones,
plantas de tratamientos de agua, alturas inadecuadas para el acom-
do de calderas, enfriadores, ubicación de torre de enfriamiento, -
ventiladores y condensadores que pesan demasiado y tienen aparien-
cia industrial que no es congruente con las fachadas; no se toma -
en cuenta los vientos dominantes y hay ocasiones en que estamos en
el restaurante o la alverca del Hotel o en un Centro Deportivo y -
el escape de las calderas nos ahuyenta del lugar. Recorridos de --
ductos verdaderamente kilométricos. Hemos visto como en lugares -
donde tenemos climas extremosos no se consideran aislamientos tér-
micos en azoteas o muros expuestos, no se instalan parteluces o ce-
losias que ayuden a aminorar la carga de acondicionamiento de aire;
así como también, hemos visto soluciones fortuitas en las que no -
obstante tener el combustible a la puerta del predio no se consideró

la factibilidad de instalar equipos que economicen el costo inicial y de operación. También nos encontramos con soluciones en las que al poner en el sótano del edificio una casa de máquinas se tiene que resolver tanto la ventilación como el desagüe de los equipos y edificios por medio de bombas o ventiladores que aparte de aumentar los costos son un constante peligro de inundaciones o infecciones. Estos problemas nos han motivado a trabajar más coordinadamente en la solución de los proyectos de edificios.

Por otro lado, ante el incremento continuo y aparentemente sin límites de los costos de materiales y mano de obra, la industria de la construcción tiene que estudiar la manera de demostrar a los inversionistas, mediante nuevos materiales, equipos y procedimientos constructivos que sus inversiones sigan siendo costeables y ha desarrollado nuevas técnicas que en el menor tiempo posible resuelvan la construcción de edificios que sirvan para hacer más agradable el habitat del hombre. Así vemos que en un tiempo mínimo se levantan construcciones en diferentes áreas, comerciales, industriales, hospitalarios de servicios públicos y privados, las cuales hace unos años tomaban el doble o triple del tiempo para su ejecución.

Obviamente la rama de Ingeniería de Instalaciones no puede ir a la zaga en estos renglones y periódicamente aparecen también, equipos, sistemas y materiales que resuelvan en tiempo mínimo las diferentes especialidades que dentro de la Ingeniería de Instalaciones existen y que resuelvan los problemas que se plantean en las construcciones modernas.

Así en las etapas previas a la construcción tales como la planeación, anteproyecto y proyecto, se han ido afinando los procedimientos para que la coordinación entre los diferentes grupos interdisciplinarios que intervienen en estas etapas, sea lo más congruente posible para la mejor elaboración de un proyecto.

Esta coordinación es la que sirvió para la elaboración del fluxorama o diagrama de flujo que nos ocupa y cuyo funcionamiento se describe más adelante.

Este fluxorama tiene la particularidad de adaptarse a cualquiera de las especialidades de la Ingeniería de Instalaciones y Estructura, así como a Arquitectura, haciéndole obviamente los ajustes necesarios, pero partiendo de las mismas bases o elementos básicos que lo integran.

Cabe destacar que está diseñado tomando como base los elementos primarios que se utilizan para el desarrollo de una ruta crítica, pudiendo considerarse que ocuparía el lugar del "PLAN MAESTRO" o "PLAN DE ACCION", pues en él se indican todas las actividades secuenciales que intervienen en la elaboración de un proyecto de Ingeniería de Instalaciones, sin adentrarse propiamente en el desarrollo de una ruta crítica completa.

EXPLICACION DEL FLUXORAMA

Está formado por cuatro etapas principales, a saber:

- 1) Planeación
- 2) Anteproyecto
- 3) Proyecto
- 4) Asesoría en Obra

Estas 4 etapas a su vez se subdividen como sigue:

La Planeación en:

La evaluación del programa de necesidades.

El Anteproyecto en:

- a) Asesoría de Arquitectura y
- b) Desarrollo del Anteproyecto

El Proyecto en:

- a) Primera Etapa de Desarrollo
- b) Segunda Etapa de desarrollo

La Asesoría en Obra en:

- a) Concurso y Contratación
- b) Obra Civil Primera Etapa (Trazo, cimentación y estructura).
- c) Obra Civil Segunda Etapa (Albañilería e instalaciones).
- d) Obra Civil Tercera Etapa (Acabados y obras exteriores).

En la parte superior del fluxograma se indican los diferentes eventos y elementos que intervienen en la etapa que se trate, en el eje principal se da el nombre de la etapa y en la parte inferior se indica la participación y alcance de la especialidad, en este caso la de Acondicionamiento de Aire.

PARTE II. SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

1. DEFINICION.

El acondicionamiento de aire es el control de la temperatura, humedad, pureza y distribución del aire dentro del área --- acondicionada.

El control de la temperatura puede hacerse con calefacción ó enfriamiento. La humedad puede controlarse como humidificación o sea agregándola al espacio.

La limpieza en el aire acondicionado es la eliminación de - todas las impurezas tales como polvo, humo, bacterias y gases no atmosféricos.

La distribución puede lograrse directamente de la descarga del equipo o bien a través de ductos, rejillas y/o difusores con o sin control de volumen.

2. DESCRIPCION DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

2.1 Aire Acondicionado Anual.- Es el sistema por medio del cual se pueden lograr las mismas condiciones interiores de diseño de un local determinado durante todo el "año". Esto es por medio de los equipos y dispositivos correspondientes, se proporciona refrigeración ó aire frío en el Verano y calefacción en el Invierno. Para - ello este sistema deberá estar integrado por los si--- guientes elementos:

- | | |
|---------------------------|--|
| A) Equipo de Enfriamiento | a) Agua refrigerada ó - helada.
(Reciprocante, Cen-- trífugo, Absorción, - Helicoidal). |
| | b) Expansión Directa
(Autocontenido, divi- dido). |

- | | |
|---|---|
| B) Equipo de Calentamiento | Vapor, Gas. E. Solar, Agua Caliente, Eléctrico. |
| C) Unidades Manejadoras de Aire | a) Evaporadoras
b) Multizonas
c) Unizonas
d) Individuales Fan & Coil
e) Unidades Terminales |
| D) Sistemas de Conducción de Aire | a) Inyección
b) Retorno
c) Extracción
d) Toma de Aire |
| E) Dispositivos para distribución de Aire | a) Difusores (Rectangular Cuadrados Lineales)
b) Rejillas (Inyección Retorno Extracción Aire Exterior) |
| F) Dispositivos de Control de Temperatura y Humedad | a) Termostatos
b) Humidistatos (Eléctricos Electronicos Neumáticos)
c) Modutroles.
d) Válvulas Motorizadas |
| G) Accesorios | a) Equipo de Control Eléctrico
b) Conexiones flexibles
c) Aislamientos
d) Soportes /
e) Filtros |

2.2 Aire Acondicionado Temporal. - Es el sistema por medio del cual se logran las condiciones interiores de diseño en un local -- determinado ya sea en Verano ó en Invierno. Este sistema difiere del anterior en que deberá definirse de antemano si será de Refrigeración o de Calefacción, considerando las condiciones climatológicas del lugar. Estos sistemas se integran en -

los siguientes elementos:

Aire Acondicionado Verano:

A) Equipo de Enfriamiento

a) Expansión Directa

(Autocontenido
Dividido
U. Condensadora)

b) Agua Helada ó
Refrigerada

(Compresor:
Recíprocante
Centrífugo
Absorción).

(Helicoidal:
Torre de En-
friamiento)

B) Unidades Manejadoras
de Aire

a) Evaporadoras

b) Multizonas

c) Unizonas

d) Individuales Fan & Coils

e) Unidades Terminales

C) Sistemas de Conducción de
Aire

a) Inyección

b) Retorno

c) Extracción

d) Toma de Aire

D) Dispositivos para distri-
bución de Aire

a) Difusores (Rectángular
(re Cuadrados
Lineales)

b) Rejillas (Inyección
Retorno
Extracción
Aire Exterior)

F) Accesorios

a) Equipo de control eléctri-
co

b) Conexiones Flexibles

c) Aislamientos

d) Soportes

e) Filtros

Aire Acondicionado Invierno:

- | | |
|--|--|
| A) Equipo de Calentamiento | a) Vapor
b) Agua Caliente
c) Gas
d) Eléctrico
e) Energía Solar |
| B) Unidades Manejadoras de Aire | a) Multizonas
b) Unizonas
c) Individuales Fan & Coils
d) Unidades Terminales |
| C) Dispositivos de distribución de Aire | a) Difusores (Rectángular
Cuadrados
Lineales)
b) Rejillas (Inyección
Retorno
Extracción
Aire Exterior) |
| D) Dispositivos para Distribución de Temperatura y Humedad | a) Termostátos
b) Humidistátos (Eléctricos
Electrónicos
Neumáticos)
c) Modutroles
d) Válvulas Motorizadas |
| E) Accesorios | a) Equipo de Control eléctrico
b) Conexiones Flexibles
c) Aislamientos
d) Soportes
e) Filtros |

2.3 Enfriamiento Adiabático o Aire Lavado. - Es el sistema por medio del cual se logran las condiciones de diseño interior en un local determinado durante el Verano, haciendo pasar el aire por un medio humidificador (Banco de espesas o panales humidificadores y manejando grandes volúmenes de aire).

Existen sistemas más sofisticados en enfriamiento adiabático,

e especialmente en procesos que requieran un control de la humidificación muy estricto (textil, laboratorios, etc.) en los cuales, el agua deberá enfriar o calentar de acuerdo a las necesidades del proceso. (Diagrama de lavadora de Aire). Para casos de confort tipo comercial lo usual son únicamente los que se mencionaron en primer lugar. La eficiencia de los mismos depende del diseño del equipo y van desde el 60 hasta el 85%.

Estos sistemas están integrados por:

- A) Equipo de enfriamiento adiabático o lavadora de aire que integra ventilador, gabinete, tanque de agua, bomba de recirculación de agua, banco(s) de espumas, paneles humidificadores y filtros de aire. Cuando el sistema es más sofisticado como se mencionó habrá que incorporar equipo de calentamiento o enfriamiento ó ambos en caso necesario.

- B) Sistemas de conducción de Aire
 - a) Inyección
 - b) Retorno
 - c) Extracción
 - d) Toma de Aire

- C) Dispositivos para distribución de aire
 - a) Difusores (Rectangular Cuadrados Lineales)
 - b) Rejillas (Inyección Retorno Extracción Aire Exterior)

- D) Dispositivos de Control de Temperatura y Humedad
 - a) Termostatos
 - b) Humidistatos (Eléctricos Electrónicos Neumáticos)
 - c) Modutroles
 - d) Válvulas Motorizadas

- E) Accesorios
 - a) Equipo de Control Eléctrico
 - b) Conexiones Flexibles
 - c) Aislamientos

d) Soportes

e) Filtros

2.4 Ventilación Mecánica. - Es el sistema por medio del cual se logra cambiar el volumen del aire contenido en un local determinado en determinado periodo de tiempo. Se puede subdividir en:

1).- Inyección - Extracción

2).- Solo Inyección y extracción por sobrepresión

3).- Solo extracción con o sin redes de ductos

Estos sistemas están integrados en la siguiente forma:

1).- Inyección - Extracción

A) Equipo de manejo de aire para inyección y para extracción (Sección de ventilación, ventilador, filtrado de aire).

B) Sistemas de conducción de Aire

a) Inyección

b) Retorno

c) Extracción

d) Toma de Aire

C) Dispositivos para distribución de Aire

a) Difusores (Rectangular
Cuadrados
Lineales)

b) Rejillas (Inyección
Retorno

Extracción
Aire Exterior)

D) Accesorios

a) Equipo de Control Eléctrico

b) Conexiones Flexibles

c) Aislamientos

d) Soportes

e) Filtros

PARTE III. CLASIFICACION Y SELECCION DE CONDUCTOS DE AIRE.

MATERIALES.— Durante mucho tiempo la mayor parte de los ductos para acondicionamiento de aire en cualquier sistema: Aire acondicionado anual o sea verano-invierno, aire acondicionado temporal verano o invierno unicamente, aire lavado y ventilación mecánica, se habían construido invariablemente con lámina galvanizada. Con el avance de la técnica se han ido desarrollando nuevos elementos constructivos para la fabricación de ductos, esto es neopreno expandido, fibra de vidrio la cual permite la construcción en obra de ductos rectangulares y en fabrica de ductos redondos, ductos de lámina galvanizada pero tipo espiral, ductos de lámina negra, lámina de aluminio, acero inoxidable, acero con recubierta de plástico, de asbesto cemento y también de cobre. Considerando desde luego que el uso de estos materiales depende del tipo de proceso a realizar y el ambiente donde se va a instalar (gases o vapores tóxicos, corrosivos, explosivos, etc.) Normalmente en acondicionamiento de aire tenemos que considerar los contaminantes atmosféricos, el arrastre de humedad por la humidificación de los serpentines de enfriamiento, o por las lavadoras de aire, humidificadores o tomas de aire en zonas húmedas. La lámina de aluminio se usa en instalaciones donde se ha evaluado su poco peso o bien su mayor resistencia a la humedad. El acero inoxidable y el cobre se usan en instalaciones donde tanto el aspecto económico como su resistencia a la corrosión se han evaluado especialmente en áreas o procesos con alto contenido de humedad. Es normativo en una buena instalación el uso de lámina negra con juntas soldadas para la extracción de las campanas en las cocinas de restaurantes y comedores, de lámina con recubrimiento de una película de plástico o impermeabilizantes en forma de emulsión para la construcción de charolas de condensados. Existen en el mercado también procesos donde se amerita el uso de lámina galvanizada y bonderizada para la fabricación de gabinetes y ductos con el fin de aumentar su resistencia a la corrosión. El asbesto cemento se utiliza para la fabricación de ductos de inyección de aire que van en sótanos o túneles o bien para la extracción de vapores o gases corrosivos especialmente en las campanas de laboratorios, siempre y cuando se tenga en mente que es más pesado por tener mayor espesor y a la vez tiene menor resistencia a la tensión, flexión y al impacto que la lámina de acero. La fabricación de los refuerzos de todos estos ductos se hace tanto de la misma lámina galvanizada, como de acero estructural

2).- Solo Inyección y extracción por sobre presión.-

- | | |
|---|---|
| A) Unidades manejadoras de Aire | a) Multizonas |
| | b) Unizonas |
| | c) y/o ventiladores |
| B) Sistemas de Conducción de Aire | a) Inyección |
| | b) Retorno |
| | c) Extracción |
| | d) Toma de Aire |
| C) Dispositivos para distribución de Aire | a) Difusores (Rectángular
Cuadrados
Lineales) |
| | b) Rejillas (Inyección
Retorno
Extracción
Aire Exterior) |
| D) Accesorios | a) Equipo de control eléctrico |
| | b) Conexiones Flexibles |
| | c) Soportes |
| | d) Filtros |

3).- Solo Extracción

- | | |
|--|--------------------------------|
| A) Unidades Manejadoras de Aire | a) Multizonas |
| | b) Unizonas |
| | c) y/o Ventiladores |
| B) Sistema de Conducción de Aire (opcional) | |
| C) Dispositivos para distribución de Aire (opcional) | |
| D) Accesorios | a) Equipo de control eléctrico |
| | b) Conexiones Flexibles |
| | c) Soportes |
| | d) Filtros |

2).- Solo inyección y extracción por sobre presión.-

- | | |
|---|--|
| A) Unidades manejadoras de Aire | a) Multizonas
b) Unizonas
c) y/o ventiladores |
| B) Sistemas de Conducción de Aire | a) Inyección
b) Retorno
c) Extracción
d) Toma de Aire |
| C) Dispositivos para distribución de Aire | a) Difusores (Rectángular
Cuadrados
Lineales)
b) Rejillas (Inyección
Retorno
Extracción
Aire Exterior) |
| D) Accesorios | a) Equipo de control eléctrico
b) Conexiones Flexibles
c) Soportes
d) Filtros |

3).- Solo Extracción

- | | |
|--|--|
| A) Unidades Manejadoras de Aire | a) Multizonas
b) Unizonas
c) y/o Ventiladores |
| B) Sistema de Conducción de Aire (opcional) | |
| C) Dispositivos para distribución de Aire (opcional) | |
| D) Accesorios | a) Equipo de control eléctrico
b) Conexiones Flexibles
c) Soportes
d) Filtros |

ya sea de canal, fierro angulo o solera o una combinación de todos estos materiales. Las tablas que más adelante se anexan nos indican las normas constructivas y de aplicación de todos ellos.

CLASIFICACION DE DUCTOS.- El aire cuando se transporta en un ducto, tiene que soportar dos cargas en su estructura: Esto es la impuesta por la presión y la otra la impuesta por la velocidad del aire, siendo la primera de ellas conocida como presión estática la que a través de las paredes del ducto, normalmente tiene mayor efecto. En forma adicional la turbulencia del aire, ejerce también una carga pulsante y variable en las paredes del ducto. Partiendo de la descripción de un ducto el cual como sabemos es un aditamento estructural cuya función primaria es la de transportar el aire entre puntos específicos y considerando para esto los diversos elementos constructivos tales como lámina, refuerzos, juntas, sellos y soportes, su construcción dependerá del estudio previo que tome en cuenta las siguientes limitantes:

- a).- Deformación y deflexión o sea estabilidad funcional
- b).- Hermeticidad
- c).- Vibración
- d).- Generación y/o transmisión de ruido
- e).- Exposición al maltrato tanto físico como climatológico
- f).- Soportación
- g).- Perdidas por fricción
- h).- Velocidad del aire
- i).- Infiltraciones
- j).- Aspecto económico ó sea costo inicial, costo de operación y costo de mantenimiento.

Habiendo considerado lo anterior, la construcción de los ductos se han clasificado en terminos de presión de operación, ó sea ductos de alta y baja presión.

DUCTOS DE BAJA PRESION:

125 Pa ó menores	(0.5" H2O ó menores)
125 a 250 Pa	(0.5" a 1" H2O)
250 a 500 Pa	(1.0 a 2" H2O)

DUCTOS DE ALTA PRESION:

500 a 750 Pa	(2.0 a 3.0" H2O)
1000 a 1500 Pa	(4.0 a 6.0" H2O)
1500 a 2500 Pa	(6.0 a 10.0" H2O)

Estas clasificaciones se usan algunas veces con otras limitaciones de presión dependiendo del material utilizado según el proceso a realizar. Por ejemplo ductos redondos rígidos, ductos flexibles, y ductos de fibra de vidrio y poliestireno expandido se clasifican en forma diferente tanto en sistemas con presión positiva como negativa, así mismo para estos últimos ductos se debe tomar en cuenta las limitantes que tiene la velocidad del sistema. Habría que tomar en cuenta que la presión estática en un punto determinado de un sistema de ductos no es necesariamente la presión estática del ventilador, por lo que es recomendable obtener la presión estática de cada sección lo más exacto posible, para esto nos podemos ahora apoyar en la computación pues con esta ayuda el cálculo se hace más rápido y exacto. Los sistemas de ductos tienen también dos categorías a saber:

- a).- Ducto Sencillo
- b).- Ducto Doble

Los sistemas de ductos individuales pueden contener partes del mismo bajo presión positiva y/o negativa y las velocidades dentro del sistema pueden variar de punto a punto: en serpentines y filtros la velocidad normalmente anda entre los 500 a 600 p.p.m. (2.53 a 3.05 m/s.); en la salida de los ventiladores varían entre 1,000 a 3,000 p.p.m. (5.08 a 15.23 m/s) y la velocidad en ductos principales y ramales pueden estar a niveles variables o constantes ya sea altos o bajos.

Con los diferentes métodos de diseño de ductos (igual fricción, recuperación estática, reducción de velocidad, presión total, etc., de los cuales se hablará posteriormente) y los diferentes tipos de sistemas disponibles, la eficiencia no puede ser económicamente optimizada a menos que el calculista correlacione adecuadamente la presión, la velocidad y los detalles constructivos.

En terminos generales la rigidez de un ducto junto con la deflexión y fugas son funciones mas de presión que de velocidad, --- mientras que en sistemas convencionales, el ruido, la vibración y la pérdida de fricción están más relacionadas con la velocidad. Debido a que la presión total disminuye en la dirección del flujo la clasificación de la presión de un ducto es igual a la presión de salida de ventilador o también la presión estática que debe -

vencer el ventilador aunque esta no debe aplicarse a todo el sistema de ductos.

Por eso se recomienda para una clara y correcta interpretación de los requerimientos del sistema que los planos de ductos muestren las dimensiones de cada tramo.

Las limitaciones de espacio en los edificios modernos obligan a reducir las dimensiones de los ductos, por lo tanto para conducir los volúmenes necesarios de aire se deben emplear altas velocidades. El incremento de la velocidad trae como consecuencia una más alta pérdida por fricción y para mantener el flujo contra la alta fricción en el ducto, es necesario tener mayor presión en la fuente del aire, por esta razón los términos "alta presión" y "alta velocidad", generalmente andan juntos.

En acondicionamiento de aire, los ductos de alta presión, se usan juntamente con varios tipos de sistemas de los cuales los más populares son los de doble ducto, inducción, y con terminales de recalentamiento. Algunos sistemas de volumen variable necesitan tramos de ductos de alta presión.

Los ductos de alta presión pueden, en efecto, ser usados en cualquier sistema de aire acondicionado mientras se hagan las previsiones para controlar el flujo y atenuar el sonido a la salida del aire. (fig. 1-1 y 1-2).

Las instalaciones de inducción y con terminales de recalentamiento, normalmente tienen una condición de volumen constante después del balance inicial, por lo tanto, la velocidad y la presión, en un punto dado del sistema permanecen constantes mientras el sistema está en operación. Bajo estas condiciones, es posible que las secciones del mismo sistema del ventilador operen a diferente clasificación de presión. Esta clasificación de presión es importante para sistemas de ductos rectangulares. (fig. 1-3).

Aquí se representa un sistema típico de ductos con terminales de recalentamiento de inyección en este ejemplo la presión estática total del ventilador es 10" H₂O (2,500 Pa). Después de ajustar las pérdidas por fricción del equipo, las ganancias o pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante al principio de la descarga del ducto debe ser 8" (2,000 Pa).

Si los requerimientos de aire del sistema son fijos, es posible definir las pérdidas de fricción en el ducto. Como se muestra en la figura, el ducto después del punto B opera a menos de 6" (1,500 Pa); por lo tanto los ductos entre los puntos A a B deben ser clasificados como de alta presión mientras que los ductos después del punto B (arriba del aditamento para reducir la presión) pueden clasificarse como de presión media. Este análisis del sistema también puede permitir el uso de 3 o 4" (750 ó 1,000 Pa) de presión estática.

Para una clara interpretación de un sistema de ductos rectangulares de alta presión, es conveniente en los planos correspondientes indicar donde hay cambios de presión.

Por otro lado, en el caso de sistemas de doble ducto, el flujo del aire puede variar grandemente a lo largo de la operación -- normal del sistema (fig. 1-4).

En esta figura se representa un sistema de doble ducto y en este ejemplo, la presión estática del ventilador es de 8" H₂O, -- (2,000 Pa), después de ajustar las pérdidas por fricción y las ganancias o pérdidas de la presión de velocidad, la presión estática resultante en el pleno de descarga del ventilador debe ser de 6" (1,500 Pa). Durante la operación normal, la presión estática en el punto B podría ser tan baja como 1" (250 Pa), debido a las pérdidas de fricción entre los puntos A y B, sin embargo, si todas las cajas mezcladoras requieren dar el 100% de enfriamiento (lo cual puede ocurrir al arrancar el sistema), no habría flujo de aire en el ducto caliente. Y si no hay pérdida de fricción sin flujo, por lo tanto la presión estática en los puntos A y B será la misma; y la misma situación puede ocurrir en el ducto frío. Con este tipo de sistema todos los ductos deben ser construidos para resistir la máxima presión estática en el pleno de descarga del ventilador que en este caso es de 6" - (1,500 Pa). También para estos sistemas se recomienda en los -- planos de ductos, determinar y especificar las clasificaciones de presión en el sistema de ductos rectangulares, e indicar claramente la diferencia entre la presión estática total del ventilador y la presión estática neta en el pleno de descarga.

TIPOS DE DUCTOS DE ALTA PRESION.- Los ductos de alta presión -- pueden hacerse redondos, rectangulares u ovalados, pero en todos ellos se debe considerar el menor costo inicial, y la facilidad

para su instalación.

DUCTOS OVALADOS.- El ducto ovalado combina las ventajas del ducto redondo y del rectangular y se utiliza en espacios donde no cabe el ducto redondo aunque se emplean las mismas técnicas para su fabricación que las utilizadas en la fabricación del ducto redondo.

El ducto ovalado tiene menor superficie recta la cual es susceptible a la vibración y requiere menores refuerzos que su correspondiente ducto rectangular; en su fabricación puede ser unido usando junta del tipo deslizante aplicando un sellador que garantice una buena junta. En dimensiones grandes se pueden usar juntas bridadas para su fácil ensamble o para mantener el lado plano lo más recto posible. Para calcular la medida de un ducto ovalado, de la conversión de otro redondo, debe hacerse cuidando de mantener como base una pérdida de presión equivalente y no una superficie transversal igual a la del ducto redondo original (fig. 3-1).

La deflexión de la parte plana del ducto ovalado bajo presión es menor que el ancho de un ducto rectangular, y es función tanto de la presión como de la medida del mismo ducto, por otro lado en el ducto ovalado tipo espiral, el reborde de la espiral le da una mayor resistencia y rigidez a la parte plana. La máxima deflexión permisible es de 19 mm, medida en las partes planas del ducto debiendo procurarse no llegar a ella, por lo que deben consultarse las normas establecidas para utilizar los refuerzos necesarios en caso de dudarse de una deflexión mayor a la indicada.

La deflexión máxima permisible para los refuerzos transversales es de 1/4" (6.3 mm) y en medidas donde se utilicen juntas bridadas, estas bridas pueden considerarse como refuerzos. En cuanto a las conexiones para estos ductos, estas pueden hacerse tanto como las que se utilizan para ductos redondos, aunque todas las juntas y acoplamientos de estas al ducto deben ser soldadas cuidando de que cuando se queme la capa de zinc durante la soldadura, se pinte esta para evitar corrosión. Las transiciones pueden hacerse de ducto oval a oval y de oval a redondo según se requiera así mismo las reducciones y estas pueden ser exentricas y concentricas. En cuanto a los soportes para estos ductos.

siguen las mismas reglas que para ductos rectangulares.

Es conveniente hacer hincapié en que los ductos ovalados son para aplicaciones donde la presión del sistema sea POSITIVA.

DUCTOS RECTANGULARES.- Los ductos rectangulares para alta presión se utilizan en donde se han analizado los diferentes factores que intervienen en su fabricación e instalación tales como dimensiones de los ductos, relación ancho-peralte, frecuencia de las conexiones, accesibilidad, claros y otras circunstancias del mercado en particular, pero se utilizan indistintamente como los ovalados o los redondos para sistemas con presiones positivas o negativas desde 3 hasta 10" H₂O (750 hasta 2,500 Pa) de presión estática. Las figuras y tablas de la 4-1 a la 4-9 nos ilustraran sobre los refuerzos que se requieren en su fabricación, siendo importante señalar que los extremos de los refuerzos así como los de las partes verticales de las juntas transversales sean sostenidas de manera que no tengan deflexión en las esquinas del ducto.

En cuanto a los selladores utilizados en ductos donde no se utilice la soldadura continua, todas las juntas y acoplamientos deben sellarse para garantizar su hermeticidad; estos pueden ser en forma líquida ó pastosa las cuales se recomiendan cuando se fabrican ductos que llevan juntas deslizables pues llenan totalmente los espacios entre metal y metal que no exceden de 1/16" (1.58 mm), y normalmente se aplican con brocha.

Los selladores llamados mastics se utilizan en ranuras o filetes y se aplican normalmente con una pistola especial para que se introduzca adecuadamente en los espacios del ducto y su junta o acoplamiento, estos selladores deben tener excelente adhesión y elasticidad y no perderla por lo menos en un año. También se usan empaques tales como el neopreno los cuales se colocan con su respectivo adhesivo y por ultimo las cintas selladoras, aunque estas deben usarse conjuntamente con otro sellador líquido y su función principal es la de evitar que el sellador sea despegado de la junta por la presión del aire, pero se debe tener cuidado que la cinta sea compatible con el sellador húmedo y no entren en reacción perdiendo sus propiedades, y son más aplicables estas cintas para sellar ductos redondos que los rectangulares.

DUCTOS REDONDOS.- Los ductos redondos son los más usados en sistemas de alta velocidad debido a su alta resistencia, y relación de peso y pueden ser fabricados a base de junta sellada, junta solda

da longitudinalmente o junta en espiral; de este último se pueden construir ductos en diámetros desde 3 hasta 84" (75 a 213 mm), pero debe tenerse cuidado en que las conexiones de codos, derivaciones, etc. sean manufacturadas con la misma máquina para que el diámetro sea exactamente el mismo de los ductos. (fig. 2-2).

Los lineamientos para la construcción de estos ductos están indicados en la figura 2-2. Las conexiones de todas las piezas redondas deben ser unidas al ducto principal mediante soldadura continua y debe prevenirse que si durante este proceso la capa de zinc se quema, la parte afectada deberá pintarse para prevenir la corrosión y también debe tenerse cuidado de que no queden rebabas dentro de los ductos. En cuanto a los codos el óptimo es el liso o troquelado que tenga un radio de 1 1/2 veces su diámetro y construido sin gajos, desgraciadamente su fabricación está limitada a secciones pequeñas y lo sustituyen los codos fabricados a gajos, los lineamientos para el número de gajos es la siguiente:

<u>Codo de</u>	<u>No. de gajos</u>
hasta 36° -	2
de 37° a 72° -	3
de 70° a 90° -	5

Es muy importante en las derivaciones en forma de tee que estas se hagan cónicas pues son más económicas al reducir la dimensión del ramal que una combinación tee-codo.

En la fig. 2-5 se pueden ver las conexiones mas usuales y los lineamientos para su fabricación.

DUCTOS DE BAJA VELOCIDAD.- Son estos tan conocidos, que me limitaré a mencionarlos como parte de la platica, haciendo mención que los métodos para el diseño de los mismos son también los mencionados anteriormente o sea de reducción de velocidad, igual fricción, recuperación estática, etc. y bien sabido por ustedes que existen en el mercado varios calculadores de ductos llamados "ductuladores" los cuales nos dan casi a ojos cerrados las dimensiones óptimas de cualquier sistema, sin embargo me parece interesante presentar la gráfica que nos da las dimensiones más exactas de un ducto considerando el gasto, la velocidad y las pérdidas por fricción (fig. 9MM y 9-00), así como la gráfica pa

ra calcular el ducto rectangular equivalente (fig. 9 PP).

Las figuras siguientes nos darán los lineamientos para la construcción de ductos de baja velocidad así como refuerzos, conexiones y accesorios que es conveniente tener en mente a la hora de proyectar pues ayudan al instalador a realizar debidamente su trabajo.

En las figuras de la 1-5 a la 1-15 podemos ver las recomendaciones para la fabricación y refuerzos de ductos de baja velocidad tipo rectangular y cuadrado y en las figuras y tablas de la 2-5 a la 2-11 veremos algunos de los lineamientos que rigen en las instalaciones de accesorios para distribución de aire en sistemas de baja velocidad tales como compuertas de control de volumen, cálculo de derivaciones, codos, reducciones, ramales principales y derivados deflectores, transiciones. Así mismo se dan recomendaciones sobre la manera de "absorber" un elemento constructivo cuando es simétrico y cuando no lo es, instalación de serpentines de enfriamiento y calefacción en ductos, compuertas de volumen con sus herrajes necesarios, etc.

Las normas y técnicas que acabamos de ver son aplicables también a la lámina de aluminio con la aclaración de que deben seguirse los lineamientos correspondientes en cuanto a los calibres, refuerzos y soportes.

Esta lámina de aluminio se especifica como sabemos, cuando en el proceso o el lugar de la instalación existen elementos tóxicos, inflamables o corrosivos que nos obliguen por especificación a utilizarlos.

DUCTOS NO METALICOS.- Como el tema a desarrollar indica que se mencionen los "diferentes sistemas y características de conducción de aire", es oportuno referirme a otros materiales usados para la fabricación de ductos para acondicionamiento de aire, - dos de ellos son la fibra de vidrio y el poliestireno expandido ambos de tipo autoextinguible.

El primero de ellos se utiliza tanto en refrigeración como en calefacción y con velocidades del aire hasta de 7.62 m/s (1,500 PPM) y a 2" H₂O (500 Pa) de presión estática. Su fabricación es a base de placas rígidas de fibra de vidrio de 1" (25 mm) de espesor aglutinado con una resina especial y traen integral su barrera de vapor; sus ventajas principales son:

pesor aglutinado con una resina especial y traen integral su barrera de vapor; sus ventajas principales son:

- a).- Menor probabilidad de fugas
- b).- Mejor aislamiento térmico
- c).- Evita la condensación
- d).- Proporciona aislamiento acústico
- e).- Elimina vibraciones
- f).- Ahorra tiempo en su instalación
- g).- Evita la propagación de incendio

Los fabricantes dan tablas y gráficas de sus propiedades que lo hacen confiable para instalaciones donde se desea mantener condiciones de confort. Se ha utilizado de manera experimental en áreas de oficinas y enseñanza, por norma no se usa para áreas especiales como laboratorios, cocinas, tococirugía, terapia intensiva, etc. Para su fabricación se usan herramientas especiales y se requieren aditamentos y accesorios de lámina galvanizada para la fabricación de codos, derivaciones, reducciones, conexiones a equipos y conexiones a difusores y rejillas y la soportación de los mismos, requiere un trato especial para que no sufra deterioro en los bordes, el fabricante proporciona todos los lineamientos y recomendaciones para ello. En nuestro país - únicamente se fabrica para sistemas de ductos rectangulares, pero en Estados Unidos y otros países se produce tanto en esta forma como en ductos redondos.

En cuanto a los ductos de poliestireno expandido tipo autoextinguible, propiamente tiene las mismas características técnicas - de los de fibra de vidrio, aunque no se ha propagado su uso en virtud de falta de promoción, sus ventajas son similares a las de la fibra de vidrio y está en México todavía en el proceso experimental.

La fábrica se encuentra en Monterrey y lo ha patentado con el nombre de UNIDUCTO. Se presenta en dimensiones dadas desde fábrica a saber desde 6 X 6" (15 X 15 cm) hasta 44 X 12" (1.11 X 30 cm) en tramos de 120 m de largo y 25 mm de espesor, densidad de 20 kg/m³ y recubierto con papel kraft de 30 kg y fail de aluminio de 7 milésimas. Para instalarlo basta seleccionar las di-

mensiones del proyecto unir las orillas en toda su longitud y sellarlas con cinta adhesiva de 10 mm de ancho. La unión de tramo con tramo se hace también con la misma cinta adhesiva la cual tiene una malla de refuerzo de hilo nylon, papel kraft y pegamento de contacto. Los codos de 90° y 45° también se hacen del mismo material tanto verticales como horizontales. Así mismo las transformaciones se fabrican con el mismo material en obra de acuerdo a las dimensiones de los tramos por unir, pegándolos con la cinta adhesiva ya descrita. Como en el caso del vitroduto, la unión de los ductos con los equipos de manejo de aire, serpentines, humidificadores, rejillas y difusores se recomienda hacerlos con lámina galvanizada de manera convencional, para lo cual el fabricante da ciertas recomendaciones para que el peso de estos aditamentos no destruyan el ducto.

Todos los tramos que se requieran de lámina galvanizada deberán forrarse con aislamiento térmico de fibra de vidrio de 25 mm de espesor, papel kraft y foil de aluminio para evitar pérdidas de temperatura y condensaciones, procurando sellar sus uniones con el ducto de poliestireno con cinta adhesiva de 100 mm de ancho.

Para poder controlar correctamente el volumen del aire deberán todos los difusores y rejillas tener compuertas de control de volumen.

Cuando se requieran instalaciones de ductos en la intemperie se recomienda que el espesor del material sea de 38 mm protegiendo las posteriormente contra intemperie en forma convencional.

DUCTOS FLEXIBLES.

Los ductos flexibles son normalmente utilizados para conectar equipo de distribución de aire, tales como cajas de mezcla, unidades combinadas difusor-lámpara, unidades de inducción, cajas de distribución de aire, difusores lineales, etc., así mismo se utilizan donde las terminales de difusión del aire están sujetas a posibles cambios. La longitud del ducto flexible debe ser lo suficientemente largo para hacer la conexión desde el ducto principal hasta la terminal de que se trata sin que sufra restricción alguna, procurando evitar en lo posible vueltas o cur-

vas innecesarias. Las presiones de trabajo no deben rebasar los límites fijados por el fabricante. Se debe tener cuidado en utilizar preferentemente ducto flexible aislado de fábrica y en caso contrario deberá aislarse con material térmico y con barrera de vapor para evitar fugas y condensaciones.

AISLAMIENTO TERMICO

La fibra de vidrio y la lana mineral son utilizadas comunmente para el aislamiento de ductos, tanto rectangulares como redondos debido a su flexibilidad, pues se presenta para este uso en forma de colchoneta de baja densidad, sobre todo cuando los ductos quedan en áreas que no están sujetas a abuso físico. Esta colchoneta de baja densidad debe aplicarse al ducto ligeramente pues el hacerlo demasiado rígido propiciaría la transmisión de calor. Las placas rígidas de alta densidad se utilizan normalmente en cuartos de máquinas o en áreas donde la apariencia agradable es importante, aunque su costo es considerablemente mayor que la flexible de baja densidad.

Al utilizar el aislamiento térmico se debe tomar en cuenta el costo inicial, el costo de instalación y el costo de operación, aunque siempre es justificable su uso en virtud del ahorro que representa bajar el costo de equipo y materiales instalados, pues con la utilización del aislamiento térmico la carga de refrigeración y/o calefacción disminuye así como la potencia instalada, además conviene tener en cuenta la instalación de una buena barrera de vapor, pues de no tomar las providencias necesarias se puede tener condensaciones molestas y peligrosas que deterioren plafones, cortinas, alfombras, equipos, etc.

PLENOS, GABINETES Y CONEXIONES A EQUIPOS

Debido a su propia construcción los plenos y gabinetes de equipos son prácticamente de acero estructural y lámina galvanizada o de aluminio. Normalmente además de la pared de lámina galvanizada por el exterior, en la parte interna lleva un tratamiento térmico y/o Acústico o en ocasiones lleva una especie de sandwich con

paredes de lámina externa e internamente, presentándose también algunas, según la necesidad, con perforaciones en la pared interna. Los plenos y gabinetes en la descarga del ventilador se construye normalmente para soportar la presión estática total del ventilador, salvo en los casos en que el lado de succión sea mayor la pérdida por fricción.

En forma análoga cuando estos aditamentos van en la succión del ventilador se construyen bajo la base de soportar la presión negativa del aire, que viene a ser igual a las pérdidas por fricción, ocasionadas en la parte positiva del sistema.

Se debe tener en cuenta en la construcción de estos aditamentos la prevención de un posible cierre en la toma del aire pues esto ocasiona una pérdida de presión negativa que iguale o sobrepase la presión máxima de operación.

Para proteger las paredes de estos gabinetes o cajas plenas de un colapso como el mencionado, se recomienda utilizar dispositivos de seguridad, tales como interruptores límite en compuertas, fabricadas con lámina más gruesa que la del gabinete.

TRAMPAS ACUSTICAS

En algunas ocasiones hay instalaciones que requieren el uso de materiales absorbentes de ruido que provoca el paso del aire en el ducto. Esto se logra con trampas acústicas o trampas de sonido, las cuales en ocasiones pueden también servir como aislamiento térmico, y a la vez la pared del ducto puede servir como barrera de vapor. La trampa de sonido se recomienda no sea utilizada para otras funciones que la original, debido a que en muchos casos la temperatura del ducto puede ser menor que la temperatura del bulbo de rocío del aire ambiente y puede eso ocasionar condensaciones; por ejemplo, esto puede ocurrir si el ducto tiene recorridos al exterior de un edificio o si pasa por áreas no acondicionadas. Aunque muchos materiales son absorbentes acústicos, la trampa de sonido debe ser particularmente resistente a

la corrosión, al fuego y tener propiedades para su aplicación en los ductos; algunas trampas de sonido son manufacturadas con fibra de vidrio semi-rígido en placas o colchonetas con un tratamiento especial en la superficie que entra en contacto con la corriente de aire. Las placas de fibra de vidrio se usan comúnmente en los gabinetes de algunos equipos de manejo de aire, en cámaras plenas, así como para ductos horizontales y verticales utilizados para aire acondicionado.

La superficie del material usado en las trampas de sonido están cubiertas completamente con un adhesivo retardador de flama y son fijados al ducto por medio de anclas; la posición, distancia entre ellos y su número dependen de la velocidad del proceso. Es recomendable tener mano de obra calificada en la manufactura de estas trampas para evitar, en lo máximo posible que el material durante el proceso de aplicación sufra deterioro y con ello se propicie la erosión que posteriormente por arrastre se adhiera a los serpentines, controles de volúmen, accesorios terminales, pues en primer lugar incrementa la presión estática y también es dañino para los ocupantes de las áreas acondicionadas.

EXTRACCION DE COCINAS

Esta sección trata la construcción de ductos usados en la remoción de humo o vapores de grasa de los alimentos en coción. Para estos sistemas el diseñador deberá tener presente los métodos constructivos y los materiales empleados para ello, tanto de los ductos como en soportes, campanas, trampas de grasa, etc.

Por ejemplo, la construcción de ductos y soportes deberá hacerse con lámina negra de 1.6 mm de espesor o sea la No. 16 y si son de acero inoxidable deberán ser de 1.2 mm o sea No. 18.

Las juntas, grapas y zetas deberán ser a prueba de agua con cordón de soldadura eléctrica continua. Si las temperaturas dentro del ducto alcanzan temperaturas mayores de 1100°C (2000°F) durante un incendio, deberá preverse su expansión de acuerdo a la norma correspondiente o sea de 40 a 50 mm de elongación máxima. Los ductos de extracción nunca deberán conectarse con ningún ramal de

otro sistema de ventilación, sino que deberán ser independientes y deberán diseñarse para tener recorridos lo más vertical posible desde el lugar donde se ubique la cocina hasta la azotea del edificio. Nunca deben instalarse con depresiones o trampas que puedan acumular residuos, excepto cuando se ha previsto una trampa con remoción continua o automática.

En cada cambio de dirección deberán preverse registros suficientemente amplios para inspección y limpieza y deberán ubicarse en el peralte del ducto a un mínimo de 40 mm (1.5") de la parte inferior del mismo. Estos registros deberán fijarse lo más hermético posible con cubiertas a prueba de grasa, construidas del mismo material y espesor del ducto. De preferencia cada campana deberá tener su sistema de extracción independiente. Los ductos de cocinas localizados en el exterior del edificio requieren trampas de grasa en cada codo en el que exista una columna vertical.

Los ductos deben rematar como mínimo a 1 metro sobre el nivel de azotea y a 3 metros de cualquier muro, caseta o equipo que se encuentre en la misma. Los ventiladores de extracción deben ubicarse siguiendo estos mismos lineamientos; cuando las casetas se construyan deberán hacerse con los mismos lineamientos que los ductos tienen para evitar un incendio, de otra manera los extractores deberán montarse a 1 metro mínimo del nivel de la azotea.

Si el muro transporta únicamente vapores de grasa, deberá construirse de algún material no ferroso o bien con acero inoxidable; todas las juntas y uniones deberán hacerse totalmente herméticas, los calibres o espesores de las láminas y de los refuerzos intermedios deberán seguir los lineamientos correspondientes.

Es práctico para cocinas adyacentes a áreas acondicionadas, inyectar aire de reposición sin tratar, esto es a las mismas condiciones ambientales exteriores, únicamente prefiltrándolo, con el objeto de que no se succione por la campana el aire acondicionado colindante y evitar pérdidas en la carga de refrigeración del equipo correspondiente.

Para diseñar un sistema de ductos se recomienda seguir el siguiente procedimiento:

- 10.) Trace el recorrido más conveniente del sistema de ductos - de tal manera que obtenga una distribución adecuada y tenga facilidad de instalación.
- 20.) De su carga de enfriamiento, calefacción o ventilación, -- calcule el volumen necesario de aire en PCM por inyectar, -- retornar o extraer.
- 30.) Determine las dimensiones primero de los ramales finales - usando ya sea la velocidad ó caída de presión para inyec-- tar la cantidad necesaria o requerida de aire.
- 40.) Calcule las dimensiones de cada ducto por cualquiera de -- los siguientes métodos:

a) POR VELOCIDAD

(Siguiendo las recomendaciones de acuerdo al tipo de - edificio de que se trate y según sea ramal final, se-- cundario o principal).

b) IGUAL FRICCIÓN

Es una costumbre utilizarlo en casi todos los sistemas de tipo comercial y residencial y se elige 0.1" H₂O/ 1 100' ducto como la caída, más adecuada.

c) RECUPERACION ESTÁTICA

Método en el cual teóricamente se considera que la pre-- sión estática requerida para el flujo en un ramal des-- de su derivación es igual a la presión estática del ra-- mal principal en el punto donde se unen.

- 50.) Determine con cualquiera de los métodos indicados en el -- punto 4, el circuito que ofrece la mayor resistencia por - fricción. Aunque en la mayor parte de los casos sucede que el circuito más largo es el que mayor resistencia tiene, - no siempre es así y habrá que verificar la resistencia tan-- to de ductos, tramos, rectos, codos, curvas, deflectores, -- serpentines

La máxima resistencia del circuito determina la presión estática que el ventilador debe vencer para inyectar el volumen de aire necesario a través de los ductos.

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO
SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE, INSTALACIONES Y APLICACIONES

1984

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA O INSTITUCION</u>
1. JAVIER ANAYA RUIZ Daniel Delgadillo N° 3 Magisterial Vista Bella Tlanepantla, Edo. de México 398 41 85	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A. José Sotero Castañeda N° 604 Col. Vista Alegre 530 94 97
2. FERNANDO ARELLANO CASTILLO Calle 11 N° 287 Col. Ampliación Gpe. Proletaria Deleg. Gustavo A. Madero 391 09 19	INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO Av. de los 100 Metros N° 152 México, D.F. 567 66 00 ext. 20320
3. ROGELIO BAEZA CHAVEZ Av. 557 N°16 Unidad San Juan de Aragón Deleg. Gustavo A. Madero México, D.F.	TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL Niños Héroe y Dr. Lavista Col. Doctores México, D.F. 761 45 58
4. JORGE JAVIER BALTAZAR CURZ Torres Adalid 1856 Col. Cuauhtémoc 03020 México, D.F.	CLIMATRON, S.A. Monte Albán 163 Col. Cuauhtémoc 03020 México, D.F. 538 15 18
5. MARIO CASTELLANOS ARCILA Av. Castellanos Quinto 300 Col. Educación Deleg. Coyoacán 04400 México, D.F. 549 57 42	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A. Melchor Ocampo 131-420 Col. Tlaxpana Deleg. Miguel Hidalgo México, D.F. 592 04 32
6. JAVIER CORNEJO BARRAGAN Calz. de Tlalpan 4650 Col. Tlalpan 01400 México, D.F. 573 68 45	FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM Ciudad Universitaria México, D.F.
7. MANUEL CRUZ MESINAS C. Sacalum Lote 12 Mz. 10 Col. Lomas de Padierna Deleg. Tlalpan 14240 México, D.F. 568 73 17	DIRECCION GENERAL DE OBRAS Av. Revolución 2045 Ciudad Universitaria Coyoacán 550 57 68

8. RAUL GALVAN ROSAS
Guillermo Prieto 10
Col. Ixtacalco
Deleg. Ixtacalco
08900 México, D.F.
696 02 51

ENTERPRISE, S.A.
Rodríguez Saro 424
Col. Del Valle
Deleg. Coyoacán
México, D.F.,
534 60 20

9. LUIS GERARDO GARCIA CANSINO
Dr. Atl 45 - Circ. Pintores
Cd. Satélite
Naucalpan
562 76 39

MINERALES CERAMICOS, S.A.
Av. Cuauhtémoc 18
Col. Los Reyes Acozac
Tecamachalco
Edo. de México

10. VICTOR MANUEL GARCIA DIAZ
Prados de Tule 23
Cd. Netzahualcoyotl
Edo. de México
C.P. 51170

AEROPUERTOS Y SERVICIOS AUXILIARES
Av. 602 N° 161
Col. Aragón
Deleg. Venustiano Carranza
México. D.F.
571 07 21

11. SAMUEL GARRIDO CORTEZ
Av. La Suiza
Edif. Polar - Dpto. 2
Fracc. Las Playas
Acapulgo, Gro.
364 28

HOTEL ACAPULCO PRINCESS
Playa Revolcadero s/n
Col. Granjas del Marqués
Acapulco, Gro.
431 00

12. JOSE LUIS GIL PALOMARES
Camino Real de Toluca 94
Col. Bella Vista
Deleg. Alvaro Obregón
01140 México, D.F.
516 21 26

RECORDAN DE MEXICO, S.A.
Av. Popocatepetl 474
Col. Xoco
Deleg. Benito Juárez
03330 México, D.F.
688 97 00

13. CELSO GONZALEZ ZAMORA
Bahía de Ballenas 52-1
Col. Verónica Anzures
Deleg. Miguel Hidalgo
México, D.F.
529 78 80 ext. 3190

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
Río Mississippi 71-7° piso
Col. Cuauhtémoc
México, D.F.
553 71 33 ext. 2115

14. MARIO ANTONIO GUIZA
Real de los Reyes 77
Edif. Alamo Dpto. 31
Los Reyes Coyoacán
544 21 41

CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A.
Melchor Ocampo 171
Col. Anáhuac
Deleg. Cuauhtémoc
México, D.F.
546 70 04

15. FACULDO GUZMAN GALEANA
Sn. Isidro Alto Lerma 628
Col. Santa Lucía
Deleg. Alvaro Obregón
México, D.F.

S.C.T.
Providencia 807-3er piso
Col. Del Valle
México, D.F.
523 48 53

16. FLORENCIO VELAZQUEZ ESCAIP
Necaxa 22
Col. Paseos de Churubusco
Deleg. Ixtapalapa
México, D.F.
657 79 88

TECNICOS AL SERVICIO DE LA
INDUSTRIA GENERAL, S.A.
Allende 2-A
Col. Del Carmen
Deleg. Coyoacán
04100 México, D.F.
554 50 97

17. MANUEL GALLARDO RODRIGUEZ
Mitla 51 N° 3
Col. Independencia
Deleg. Benito Juárez
03630 México, D.F.
532 27 72

TELEFONOS DE MEXICO, S.A.
Ernesto Pugibet 12
Centro
México, D.F.
521 45 65

18. EMILIANO GUTIERREZ SANCHEZ
Cantil 16
Col. Estado de Hidalgo
Deleg. Alvaro Obregón
01520 México, D.F.
680 08 06

SERVICIO GUTIERREZ
Cantil 13
Col. Estado de Hidalgo
Deleg. Alvaro Obregón
México, D.F.
680 08 06

19. EDUARDO HERNANDEZ OSORIO

INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

20. FACUNDO GUZMAN GALEANA

S.C.T.

21. FRANCISCO HERNANDEZ BARRANCO
Unidad Pte. Madero
Edif. H-104
Col. Azcapotzalco
02000 México, D.F.
394 04 95

TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL
Dr. Lavista 144
Col. Doctores
Deleg. Cuauhtémoc
06000 México, D.F.
588 10 60 ext. 78

22. ODILON HERNANDEZ SALGADO
J.A. Torres 858-2
Col. Viaducto Piedad
Deleg. Iztacalco
08200 México, D.F.
530 04 40

DIRECCION GENERAL DE OBRAS
Av. Revolución 2045
Col. Copilco
Deleg. Alvaro Obregón
México, D.F.
550 57 58

23. LUIS LECHUGA MARTINEZ
Priv. Jazmín L-23 Mz-7
Col. La Casilda
Deleg. Gustavo A. Madero
México, D.F.
544 01 20 y 549 73 77

LABORATORIO CENTRAL DE CONTROL,
División del Norte 3330
Cd. Jardín
Deleg. Coyoacán
México, D.F.
549 73 77 y 544 01 20

24. JUAN MARTINEZ REYES
Sur 115 N° 2202
Col. Juventino Rosas
Deleg. Venustiano Carranza
México, D.F.
657 57 28

MEXALIT, S.A.
Bosque de Ciruelos 168-2° piso
Fracc. Bosques de las Lomas
Deleg. Miguel Hidalgo
11700 México, D.F.
596 80 11

25. JOSE CRUZ MELENDEZ GARCIA
Lago Ontario 33
Col. Tacuba
Deleg. Miguel Hidalgo
México, D.F.
527 96 65

TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL
Niños Héroes y Dr. Lavista
Col. Doctores
Deleg. Cuauhtémoc
06000 México, D.F.
761 45 58

26. MARTHA MENDEZ VELARDE
Insurgentes Sur 382-26
Col. Roma Sur
Deleg. Cuauhtémoc
México, D.F.
584 47 27

SRIA. DE COMUNICACIONES Y TRANSPORTES
Av. Eugenia 197-10° piso
Col. Narvarte
México, D.F.

27. CLEMENTE MORALES LOPEZ
Metepec 17
Lomas de Atizapán
54500 Edo. de México
822 30 47

CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A.
Melchor Ocampo 171
Col. Tlaxcala
Deleg. Miguel Hidalgo
México, D.F.
592 04 32

28. ARNOLDO NAVAR CAVADA
Reforma 616-406
Tlatelolco
Deleg. Cuauhtémoc
06900 México, D.F.
687 53 27

DIRECCION GRAL. DE OBRAS MARITIMAS
Insurgentes Sur 466
Col. Del Valle
Deleg. Benito Juárez
03200 México, D.F.
687 53 27

29. WINSTON DAVID O'GAM ESPINOSA
Cda. de Marte 24
Col. Guerrero
Deleg. Cuauhtémoc
06300 México, D.F.

SERVICIO GUTIERREZ
Cantil 13
Col. Estado de Hidalgo
Deleg. Alvaro Obregón
México, D.F.
680 08 06

30. ROBERTO SALVADOR OROPEZA ANGELES
Av. Quetzales 132
Col. Las Alamedas
Atizapán de Zaragoza
Edo. de México

CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A.
Av. Melchor Ocampo 171
Col. Tlaxpana
Deleg. Miguel Hidalgo
México, D.F.
592 04 32

31. JAIME PALACIOS RIOS
Calle 25 N° 25
Col. Progreso Nacional
Deleg. Gustavo A. Madero
07600 México, D.F.
391 07 65

TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL
Col. Doctores
Deleg. Cuauhtémoc
06000 México, D.F.
761 45 58

32. FRANCISCO PANIAGUA BOCANEGRA
División del Norte 18-D-208
Col. Villa Coapa
Deleg. Tlalpan
14390 México, D.F.
671 45 24

HARLA, S.A.
Antonio Caso 142
Col. San Rafael
México, D.F.
592 42 77

33. MIGUEL ANGEL PERALTA GOMEZ
Calle 16 N° 25-5
Col. Moctezuma
Deleg. Venustiano Carranza
15500 México, D.F.
762 82 91

PETROQUIMICA DE MEXICO, S.A.
Paseo de la Reforma 195-12° piso
Col. Cuauhtémoc
México, D.F.
566 11 44

34. IGNACIO QUESADA SUAREZ
Colina de la Quebrada 84
Naucalpan de Juárez
Deleg. Boulevares
373 93 68

AUTOSENSE
Puebla 122-A
Col. Roma
Deleg. Miguel Hidalgo
México, D.F.
525 88 62

35. RAYMUNDO PEREZ MORENO

S I M S A
Carr. México-Toluca N° 3495
Cuajimalpa de Morelos
México, D.F.
812 01 99

36. TOMAS RAMIREZ SANTILLAN
Calle Soledad 3
Col. Tetelpan
México, D.F.

CLIMATRON, S.A.
Monte Albán 168
Col. Narvarte
México, D.F.

37. JAVIET ALBERTO REYES MIRANDA
5 de Mayo N° 2
Centro
Deleg. Cuauhtémoc
México, D.F.

BANCO DE MEXICO
512 81 55

38. MARTIN RIEVERA BERDEJA
Constancia 122-C
Col. Morelos
Deleg. Cuauhtémoc
México, D.F.

G.A. INGENIEROS, S.A. DE C.V.
Miguel Angel 148
Col. Mixcoac
Deleg. Benito Juárez
03910 México, D.F.
598 55 60

39. JOSE T. RODRIGUEZ CANTU

DIRECCION GRAL. DE INTERCAMBIO ACADEMICO

40. JOSE LUIS RODRIGUEZ JURADO
Lomas del Jasmín 25
Balcónes de la Herradura
Huixquilucan, Edo. de México
556 87 91

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD
Río Ródano 14
Col. Cuauhtémoc
México, D.F.
553 71 33

41. JOSE RODRIGUEZ TORREZ
Edif. E 1-2 Dpto. 902
Unidad Gralísimo. J. Ma. Morelos y Pavón
Cuautitlán Izcalli
Edo. de México

TESORERÍA DEL DISTRITO FEDERAL
Niños Héroes y Dr. Lavista
Col. Doctores
Deleg. Cuauhtémoc
México, D.F.
761 45 58

42. CESAR AUGUSTO SAMANIEGO

S.C.T.

43. JUAN CARLOS SAMPERIO CRUZ
Calle Celso N° 22 Mz-609
Col. Sta. Ursula Coapa
Deleg. Coyoacán
México, D.F.
677 28 03

I B M DE MEXICO, S.A.
Mariano Escobedo 595
Col. Polanco
Deleg. Benito Juárez
México, D.F.
250 90 11

44. MANUEL SANCHEZ CIPRIANO
Yautepec 75-10
Col. Condesa
Deleg. Cuauhtémoc
06140 México, D.F.

S.C.T.
Eugenia 197-10° piso
Col. Narvarte
México, D.F.
590 42 97

45. ALEJANDRO SANCHEZ CRUZ
Lago Masis 95-4
Col. Anáhuac
Deleg. Miguel Hidalgo
11320 México, D.F.
399 96 14

TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL
Niños Héroes y Dr. Lavista
Col. Doctores
Deleg. Cuauhtémoc
México, D.F.
761 45 58

46. J. JESUS SEGOVIA RAMIREZ
Juan Finlay 8
Unidad Los Picos Ixtacalco
México, D.F.

S.G.T.
Providencia 806-2º piso
Col. Del Valle
México, D.F.
523 28 15

47. TOMAS VALDIVIA SALAZAR *
Norte 72 N° 5426
Col. Bondonjito
Deleg. Gustavo A. Madero
México, D.F.
588 10 81

TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL
Dr. La Vista y Niños Héroeos
Col. Doctores
Deleg. Cuauhtémoc
México, D.F. 761 45 58

48. PABLO SIMON DOMINGUEZ
Casa N° 4
Col. Empleados
Cd. Pemex, Tabasco
4 01 49

PETROLEOS MEXICANOS,
Domicilio Conocido
Cd. Pemex, Tabasco

49. CARLOS VAZQUEZ MEDINA
Albañiles 40-3
Col. Morelos
México, D.F.
789 51 26

SIMSA
Carr. México-Toluca 3495
Col. Cuajimalpa de Morelos
México, D.F.
812 01 99

50. ISMAEL WALDO FLORES
Básilica de Guadalupe 71
2a. Secc. de la Metropolitana
Cd. Nezahualcoyotl
792 24 83

TESORERIA DEL DISTRITO FEDERAL
Dr. Lavista y Niños Héroeos
Col. Doctores
Deleg. Cuauhtémoc
México, D.F.
761 45 58

51. ARQUIMIDES SOLIS TELLEZ
Mesones 82-3
Centro
Deleg. Cuauhtémoc
06090 México, D.F.
510 00 91

UNAM. ENEP-ARAGON
Av. Rancho Seco s/n
Col. Impulsora
Edo. de México