



83  
21

# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES CUAUTITLAN

## MAQUINAS TERMICAS E IMPACTO AMBIENTAL. AIRE ACONDICIONADO PARA OFICINAS DE EXTENSION UNIVERSITARIA

TRABAJO DE SEMINARIO  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A :  
HERNANDEZ UVILLA BERNARDO ADRIAN  
A S E S O R  
*M. en C. Armando Aguilar Márquez*

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX. 1997

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

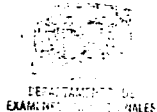
El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLÁN  
PRESENTE.



AT'N: ING. RAFAEL RODRIGUEZ CEBALLOS  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES-C.

Con base en el art. 51 del Reglamento de Exámenes Profesionales de la FES-Cuautitlán, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el Trabajo de Seminario:

Máquinas Térmicas e Impacto Ambiental. Aire acondicionado para oficinas de Extensión  
Universitaria.

que presenta el pasante: Bernardo Adrian Hernández Uvilla  
con número de cuenta: 8406687 - 1 para obtener el Título de:  
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el  
EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VISTO BUENO.

ATENTAMENTE.

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Edo. de México, a 22 de Noviembre de 1996

MODULO:  
I Impacto Ambiental  
II y IV Aire Acondicionado  
III Impacto Ambiental

PROFESOR:  
M.C.A. Armando Aguilar Márquez  
Ing. Juan de la Cruz Hernández  
M.C.A. Frida Ma. León Rodríguez

FIRMA:  
  
Frida Ma. León Rodríguez

DEP/VOROSEM

**AGRADECIMIENTOS :**

**A MIS PADRES :**

Quienes con su ejemplo y esfuerzo me dieron lo mejor de ellos.

Gracias.

**A MIS HERMANOS :**

Quienes me brindaron siempre su apoyo.

Gracias.

**A MI ESPOSA :**

Quien con su cariño y gratitud me ha estimulado.

Gracias.

**A MIS MAESTROS :**

Quienes formaron las bases de mi profesión.

Gracias

**A MIS AMIGOS :**

Quienes siempre me han brindado su amistad.

Gracias.

## INDICE GENERAL

<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>4</b>
<b>1.- GENERALIDADES</b>	<b>5</b>
1.1 <b>COMPOSICIÓN DEL AIRE</b>	<b>5</b>
1.1.1 Calor Especifico del Aire (Cp)	5
1.1.2 Peso Especifico del Aire Seco (w)	7
1.1.3 Volumen Especifico del Aire Seco (v)	7
1.2 <b>LEYES DE LOS GASES PERFECTOS</b>	<b>7</b>
1.2.1 Ley de Boyle	8
1.2.2 Ley de Charles	8
1.2.3 Ley de Gay - Lussac	8
1.2.4 Ley de Joule	8
1.2.5 Ley de Avogadro	9
1.2.6 Ecuación Característica de los Gases Perfectos	10
1.2.7 Ley de Gibbs - Dalton	10
1.2.8 <b>CARACTERÍSTICAS DE LA MEZCLA VAPOR - AIRE</b>	<b>10</b>
1.3.1 Humedad Absoluta o Densidad (dv)	11
1.3.2 Humedad Especifica o Relación de Humedad (Wv)	11
1.3.3 Humedad relativa ( $\phi$ )	11
1.3.4 Variación de la humedad relativa	12
1.3.5 Humedad de saturación y relación de saturación (W)	12
1.3.6 Temperatura de rocío (tw)	12
1.3.7 Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo	13
1.4 <b>CALORIMETRÍA</b>	<b>14</b>
1.4.1 Propagación del calor	14

1.4.2 Balance térmico de cuerpo humano	15
2.-PSICROMETRÍA, PROCESOS DE HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACIÓN	17
2.1 CARTA PSICROMÉTRICA	17
2.2 HUMIDIFICACIÓN	21
2.3 DESHUMIDIFICACIÓN	24
3.- BENEFICIOS DEL AIRE ACONDICIONADO Y CONDICIONES DE COMODIDAD	28
3.1 FACTORES QUE INFLUYEN EN LA COMUDIDAD	28
3.2 LA SENSACIÓN DE COMODIDAD	30
3.3 FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA	32
3.4 CONDICIONES RECOMENDABLES PARA DISEÑAR EN VERANO	33
3.5 CONDICIONES RECOMENDABLES PARA DISEÑAR EN INVIERNO	34
4.- FACTORES DE CARGA DE CALOR	36
4.1 CARGAS EXTERNAS	37
4.1.1 Transmisión de calor	38
4.1.2 Aislamiento	41
4.1.3 Efecto solar	42
4.2 CARGAS DE VENTILACIÓN	44
4.2.1 Infiltración de aire	45
4.3 CARGAS INTERNAS	50
5.- CÁLCULO DE CARGAS COMERCIALES	52
5.1 FACTORES QUE AFECTAN LA GANANCIA Y LA PERDIDA DE CALOR	52
5.2 MOMENTO DEL DÍA CON CARGA PICO DE ENFRIAMIENTO	53
5.3 CONDICIONES EXTERIORES DE DISEÑO	54
5.4 CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO	54
5.5 GANANCIA DE CALOR POR RADIACIÓN SOLAR A TRAVÉS DE VIDRIOS	55
5.6 TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE LOS COMPONENTES ESTRUCTURALES	55

<b>5.7 CONCENTRACIÓN DE PERSONAS Y CANTIDAD DE DISEÑO</b>	<b>56</b>
<b>5.8 GANANCIAS DE CALOR DEBIDO A OTRAS FUENTES INTERIORES</b>	<b>57</b>
<b>5.9 INFILTRACIÓN Y VENTILACIÓN</b>	<b>58</b>
<b>5.10 DESHUMIDIFICACIÓN Y HUMIDIFICACIÓN</b>	<b>58</b>
<b>5.11 GANANCIA Y PERDIDA DE CALOR EN DUCTOS</b>	<b>59</b>
<b>5.12 SELECCIÓN DE EQUIPOS (ENFRIAMIENTO)</b>	<b>60</b>
<b>5.13 PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO DE EXTENSIÓN UNIVERSITARIA</b>	<b>61</b>
<b>5.13.1 Cálculo de carga de enfriamiento</b>	<b>62</b>
<b>5.13.2 Selección de equipo</b>	<b>76</b>
<b>6.-CONDUCTOS Y DISTRIBUCIÓN DEL AIRE</b>	<b>79</b>
<b>6.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DEL FLUJO DE AIRE</b>	<b>79</b>
<b>6.2 MÉTODOS PARA DISEÑO DE DUCTOS</b>	<b>80</b>
<b>6.3 PRESIÓN DEL SISTEMA</b>	<b>82</b>
<b>6.4 DETERMINACIÓN DE TAMAÑO DE LOS DUCTOS</b>	<b>82</b>
<b>6.5 TIPOS DE SUMINISTRO</b>	<b>82</b>
<b>6.6 ESPECIFICACIONES DE SUMINISTRO</b>	<b>85</b>
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>86</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>87</b>
<b>APÉNDICE</b>	<b>88</b>

## **INTRODUCCIÓN**

El objetivo del presente trabajo es conocer los principios básicos y teóricos del aire acondicionado en forma general, y de manera particular, se utilizará esta información para el procedimiento del cálculo de carga de enfriamiento en verano, para el proyecto de aire acondicionado para oficinas de Extensión Universitaria.

En el primer capítulo se presentan los conceptos básicos generales para poder comprender la parte teórica, de donde se fundamentan los principios del aire acondicionado.

En el segundo capítulo se hace referencia a los fundamentos de la Psicometría, para mayor entendimiento de los procesos de humidificación y deshumidificación.

En el tercer capítulo se mencionan los beneficios del aire acondicionado para poder obtener las mayores condiciones de comodidad.

En el cuarto capítulo se dan a conocer los factores de carga de calor que son aplicados para el cálculo de carga para el acondicionamiento de un lugar en específico.

En el quinto capítulo se menciona como se realiza el cálculo de carga comercial, y la realización del cálculo de carga de enfriamiento en verano para el proyecto de aire acondicionado para oficinas de Extensión Universitaria.

En el sexto capítulo se mencionan los elementos para la instalación del aire acondicionado y los principios básicos del flujo de aire.

Posteriormente se presentan las conclusiones en base al trabajo realizado.

A continuación se presenta la bibliografía correspondiente que se consultó, para la realización del presente trabajo y por último se incluye el apéndice que contiene las tablas de carga comercial y el plano del proyecto.



## **CAPITULO I**

### **GENERALIDADES**

#### **1.1 COMPOSICIÓN DEL AIRE**

El aire es un gas incoloro, insípido e inodoro. Es una mezcla de gases. La masa total de aire atmosférica se calcula aproximadamente en  $33.45 \times 10^7$  lb. Algo menos que la millonésima parte de la masa del planeta.

La composición del aire permanece relativamente constante al menos hasta 65, 616.80 ft de altura. Siendo el aire una mezcla y no una combinación química, sus componentes se pueden separar. Normalmente esta separación se realiza enfriando hasta  $-320.8^{\circ}\text{F}$ . A esta temperatura, varios de sus componentes se disocian por destilación fraccionada.

De los componentes que forman el aire, sólo el oxígeno y el nitrógeno son necesarios para la vida, el oxígeno es primordial en el proceso metabólico, por el que nuestro cuerpo transforma los hidratos de carbono, las proteínas y la grasa contenidos en los alimentos, en calor y energía. Una persona puede consumir, por término medio, aproximadamente 750 litros de oxígeno cada veinticuatro horas, siendo el peso del oxígeno consumido aproximadamente igual al peso de los alimentos ingeridos durante el mismo periodo.

El nitrógeno que respiramos no tiene funciones metabólicas, pero sirve como diluyente inerte, y mantienen el henchimiento de ciertas cavidades de nuestro cuerpo, tales como los alvéolos pulmonares, el oído medio y las cavidades de los senos.

##### **1.1.1 CALOR ESPECIFICO DEL AIRE ( $C_p$ )**

El calor específico del aire no es constante, sino que depende de la temperatura. En la práctica se usa:  
Calor específico a presión constante:

$C_p = 0.2415$  ó  $0.24$  Btu / lb °F

Calor específico a volumen constante :

$C_v = 0.1714$  Btu / lb °F

Tabla 1-1 Composición del aire fresco.

Componente	Porcentaje en volumen	Porcentaje en masa
Nitrógeno	78.09	75.51
Oxígeno	20.95	23.15
Argón	0.93	1.28
Dióxido de carbono	0.03	0.046
Neón	0.0018	0.00125
Helio	0.00052	0.000072
Metano	0.00015	0.000094
Criptón	0.0001	0.00029
Monóxido de carbono	0.00001	0.00002
Oxido nitroso	0.00005	0.00008
Hidrógeno	0.00005	0.0000035
Ozono	0.00004	0.000007
Xenón	0.000008	0.000026
Dióxido de nitrógeno	0.0000001	0.0000002
Iodo	$2 \times 10^{-11}$	$1 \times 10^{-11}$
Radón	$6 \times 10^{-12}$	$5 \times 10^{-17}$

### 1.1.2 PESO ESPECÍFICO DEL AIRE SECO (w)

Peso del aire seco : 0.07496 lb/pie<sup>3</sup> (a 70°F y 29.92 pulgadas de Hg)

Peso del aire seco contenido en un pie<sup>3</sup> de aire saturado : 0.07309 lb/pie<sup>3</sup> (70°F y 29.92 pulgadas de Hg)

Peso de la mezcla saturada : 0.074239 lb/pie<sup>3</sup> (70°F y 29.92 pulgadas de Hg)

### 1.1.3 VOLUMEN ESPECÍFICO DEL AIRE SECO (v)

El volumen específico es el recíproco del peso específico, o sea :

$$v = 1/w$$

para  $t=70^{\circ}\text{F}$  y  $P=29.92$  pulgadas de Hg :

$$v = 1/0.07496 = 13.34 \quad \text{pies}^3/\text{lb} \quad (\text{aire seco})$$

$$v = 1/0.07424 = 13.68 \quad \text{pies}^3/\text{lb} \quad (\text{aire seco contenido en una libra de aire saturado})$$

$$v = 1/0.0745 = 13.47 \quad \text{pies}^3/\text{lb} \quad (\text{mezcla vapor de agua-aire saturado})$$

## 1.2 LEYES DE LOS GASES PERFECTOS

El aire seco se conduce en la práctica como un gas perfecto entre los límites de presión y temperatura en los problemas de acondicionamiento, sobre el que se basan los cálculos de los ventiladores, los de las pérdidas de carga del aire en canales, y es el que preside las relaciones entre el peso y el volumen de aire en todos los cálculos del acondicionamiento.

Se entiende por gas perfecto o ideal aquel cuyo comportamiento sigue un conjunto de leyes, y en las cuales quedan enlazadas las tres magnitudes, presión (P), volumen (V) y temperatura (T), pudiendo cambiar cada una de estas tres magnitudes. Por parte de los físicos se ha estudiado la evolución de dos de ellas cuando la otra se mantiene en un valor constante.

### 1.2.1 Ley De Boyle

Robert Boyle hacia mediados del siglo XVII, observó de manera experimental que el volumen de una cantidad dada de gas varía inversamente con la presión absoluta si se mantiene constante la temperatura del gas.

Podemos decir que a temperatura constante, los volúmenes ocupados por una masa gaseosa son inversamente proporcionales a la presión.

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 \quad \text{o} \quad P_1/P_2 = V_2/V_1$$

### 1.2.2 Ley De Charles

A volumen constante, la presión absoluta de una masa de gas dada, es directamente proporcional a las temperaturas absolutas.

$$P/T = \text{Cte} \quad \text{o} \quad P_1 / T_1 = P_2 / T_2 = \dots = P_n/T_n$$

### 1.2.3 Ley De Gay-Lussac

A presión constante, el volumen ocupado por una masa dada de gas es directamente proporcional a su temperatura absoluta.

$$V/T = \text{Cte} \quad \text{o} \quad V_1 / T_1 = V_2 / T_2$$

### 1.2.4. Ley De Joule

Cuando un gas perfecto se expande sin hacer trabajo, su temperatura permanece también inalterable.

La energía interna de un gas perfecto es función solamente de la temperatura.

### 1.2.5 Ley De Avogadro

Iguals volúmenes de cualquier gas, a la misma presión y temperatura, tiene el mismo número de moléculas.

### 1.2.6 Ecuación característica de los gases perfectos.

Todo aquel gas que obedezca las leyes de Boyle, Charles, Joule y Avogadro, se dice que es un gas perfecto, de donde se tiene :

$$PV = nRT$$

R : Es una constante que tiene un valor para cada gas.

n : Es la masa en libras de gas.

Tabla 1-2 Valores de R para algunos gases.

Gas	R(pic-lb/lb°R)
Aire	53.3
Amoniaco	90.73
Bióxido de carbono	35.1
Monóxido de carbono	55.1
Hidrógeno	766.54
Nitrógeno	55.1
Oxígeno	48.3
Bióxido de azufre	24.1
Vapor de agua	85.77

### 1.2.7 Ley De Gibbs Dalton

En una mezcla de gases o vapores, cada gas o vapor ejerce la misma presión en el mismo espacio total como si la ejerciera por sí sólo, a la misma temperatura de la mezcla.

Las mezclas de vapor-aire se rigen prácticamente por la ley de Gibb - Dalton.

De esta ley se sigue que cualquier mezcla de gases ejerce una presión total igual a la suma de las presiones parciales ejercidas independientemente por cada gas.

El aire atmosférico existe a una presión total igual a la presión atmosférica ( $P_b$ ), la cual es :

$$P_b = P_n + P_o + P_v + P_a + P_e \dots\dots\dots$$

Donde :

$P_n$  = Presión parcial del nitrógeno.

$P_o$  = Presión parcial del oxígeno.

$P_v$  = Presión parcial del vapor de agua.

$P_a$  = Presión parcial del aire seco.

La máxima cantidad de vapor que puede existir en el aire depende de la temperatura y es independiente del peso o presión del aire que pueden existir simultáneamente en el espacio.

### 1.3 CARACTERÍSTICAS DE LA MEZCLA VAPOR - AIRE

Es conocido que el aire atmosférico contiene cierta proporción de humedad, viniendo su humedad de la evaporación parcial de las grandes masas de agua que existen en la tierra y del vapor del agua que exhalan personas, animales y vegetales en sus funciones orgánicas.

La proporción de vapor de agua en el aire atmosférico es mayor o menor según el país, la localidad, las condiciones meteorológicas y conforme a las estaciones del año. La disposición del aire para retener agua vaporizada esta relacionada, como veremos, con la temperatura y la presión, pero, principalmente, con la

primera, admitiendo más vapor de agua cuando aumenta su temperatura.

Por lo tanto la humedad es la condición del aire con respecto a la cantidad de vapor de agua que contiene.

### 1.3.1 Humedad absoluta o densidad ( $d_a$ )

El peso de vapor de agua expresando en libras o granos por cada pie cúbico de espacio se llama "Humedad absoluta" o "densidad del vapor de agua" y se representa como  $d_a$ , cuando el aire no está saturado y como  $d_s$  cuando sí lo está.

### 1.3.2 Humedad Específica o relación de humedad ( $w$ )

El peso de vapor de agua expresando en libras o granos por libra de aire seco se llama humedad específica; se representa como  $w$ , cuando la mezcla no está saturada, y como  $w_s$  cuando sí lo está.

### 1.3.3. Humedad relativa ( $\phi$ )

La humedad relativa se define como la relación de la presión parcial del vapor en el aire como la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente. O bien, es la relación de la densidad del vapor de agua en el aire con la densidad de saturación a la temperatura correspondiente.

$$\phi = (p_v / p_s) \times 100 = (d_v / d_s) \times 100$$

En donde :

$p_v$  = Presión parcial del vapor de agua

$d_v$  = Densidad existente del vapor de agua

$p_s$  = presión de saturación del vapor de agua

$d_s$  = Densidad del vapor saturado

#### 1.3.4. Variación de la Humedad Relativa

a) La humedad relativa se puede aumentar de las siguientes formas :

1) Reduciendo la temperatura, sin variar la humedad absoluta.

2) Aumentando la humedad absoluta sin variar la temperatura.

b) La humedad relativa se puede disminuir de las siguientes maneras :

1) Aumentando la temperatura, sin variar la humedad absoluta.

2) Disminuyendo la humedad absoluta sin variar la temperatura final.

#### 1.3.5. Humedad de saturación y relación de saturación ( M )

La humedad de saturación es el máximo peso de vapor de agua que admite una libra de aire seco a una determinada temperatura y presión.

La relación de saturación designada con la letra M se define como la relación del peso de vapor mezclado con una libra de aire seco en un momento dado, con el peso de vapor que satura esa libra de aire a la temperatura de la mezcla.

$$M = w_v / w_a$$

#### 1.3.6. Temperatura de Rocío ( t w )

La temperatura de rocío indica la cantidad de humedad contenida en el aire. Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, suponiendo que no hay aumento ni disminución de humedad, y está expresada en grados Fahrenheit.

La temperatura de rocío no se puede cambiar, si no se aumenta o disminuye la humedad del aire, aunque se aumente o disminuya el calor.

Si el aire se enfría a una temperatura menor que la del rocío, empieza la condensación y se establece una



nueva temperatura de rocío.

La temperatura de rocío se puede disminuir, sustrayendo humedad del aire, o sea, sustrayendo vapor de agua de un peso dado de aire, y se puede aumentar añadiendo vapor de agua a un peso dado de aire.

La temperatura de rocío de cualquier mezcla de aire y vapor de agua se puede determinar de la manera siguiente :

- 1.- Enfriando poco a poco un recipiente que contenga aire, la temperatura a la que la condensación empieza a aparecer en las paredes del recipiente es la temperatura de rocío.
- 2.- La temperatura de rocío se puede encontrar psicrométricamente partiendo de la temperatura de bulbo seco.

Características de la temperatura de rocío :

- Medida de la humedad
- Temperatura a la cual se satura el aire.
- Temperatura que no cambia sin cambiar la humedad.
- Si se enfría por debajo de ésta, empieza la condensación.
- Sólo se reduce disminuyendo vapor.
- Sólo aumenta añadiendo vapor.

### 1.3.7. Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo.

Temperatura de bulbo seco; la temperatura de bulbo seco es la que se mide con un termómetro ordinario, y es la medida del calor sensible del aire expresando en grados Fahrenheit o centígrados.

Temperatura de bulbo húmedo; la temperatura de bulbo húmedo indica la cantidad de calor total contenido en el aire y está expresando en grados Fahrenheit o centígrados. Se determina cubriendo el bulbo de un termómetro con franela o con un trapo húmedo y haciendo pasar aire rápidamente; en esta forma la humedad comienza a evaporarse. La temperatura del agua y del aire circundante baja proporcionalmente a la evaporación ocurrida.

Si está seco el aire que rodea al termómetro, la evaporación es rápida y el descenso de temperatura es grande (relativamente). Por el contrario, si el aire está muy húmedo, la evaporación es lenta y, por lo tanto, la diferencia de temperatura entre el bulbo seco y el húmedo, es pequeña. Si el aire está saturado, no habrá evaporación ni bajará la temperatura.

#### 1.4 CALORIMETRÍA

Por física sabemos que el calor es el valor medio de la energía intercambiada entre un sistema y el medio que lo rodea, debido a los intercambios individuales de energía ocasionados por los choques entre las moléculas del sistema y el medio.

La unidad de calor británica, es la Btu, se definió como la cantidad de calor que debe transferirse a un gramo de agua para elevar su temperatura un grado Fahrenheit.

El calor sensible es la cantidad de calor seco, expresando en Btu por libra de aire; se refleja por la temperatura de bulbo seco.

El calor latente es el calor requerido para evaporar la humedad que contiene una cantidad específica de aire. Esta evaporación ocurre a la temperatura de bulbo húmedo. También, se expresa en Btu por libra de aire.

##### 1.4.1. Propagación del calor

El paso de calor de unos cuerpos a otros, o lo que es igual, que un cuerpo pierda su propio calor hasta establecerse el equilibrio térmico, puede verificarse por conducción, convección y radiación.

En conducción, el calor circula desde un cuerpo de alta temperatura a otra menor temperatura, a través de las superficies en contacto de los cuerpos.

La propagación por convección se verifica cuando el calor se transmite de un sólido caliente a un fluido o, recíprocamente, de un fluido caliente a un sólido.

En la radiación, el calor se desplaza en línea recta a lo largo del espacio, desde un cuerpo de temperatura

elevada a otro de temperatura inferior. La propagación del calor por radiación sucede de igual manera que la propagación de la luz; se desplaza en línea recta en todas las direcciones desde la fuente.

#### 1.4.2 Balance térmico del cuerpo humano.

Vamos a estudiar lo que ocurre en el cuerpo humano y cómo se ajusta a los cambios de temperatura que operan en su exterior, pues la persona es el centro fundamental del proceso del aire acondicionado ya que para ella se intenta crear un ambiente artificial confortable.

La temperatura interna del cuerpo humano es de 98.6 °F aproximadamente, mientras que la de la parte exterior de su piel es de unos 69.8 °F, se tiene la impresión anímica de frío o calor.

El calor generado por el cuerpo es variable y depende de la actividad desarrollada. Simultáneamente, el cuerpo pierde o gana calor según las circunstancias en que se encuentra el medio exterior. Cuando el calor es emitido libremente y la temperatura del cuerpo humano se conserva constante, cercana a los 98.6 °F, sin molestias ni agobios, es decir, cuando el calor producido es igual al calor emitido, se dice que el cuerpo se sostiene en equilibrio homeotérmico, ya que el cuerpo está obligado a disipar el calor al mismo ritmo que lo produce o lo recibe para mantener estable su temperatura.

Esta expulsión del calor puede ocasionarse normalmente por tres formas diferentes: radiación, convección y evaporación. No obstante, para un balance térmico de pérdidas de calor, las que suceden por conducción no se tendrían que considerar en razón a que son las transmitidas entre el cuerpo y el suelo, por medio del calzado o al tocar un objeto. Por lo tanto, no vamos a estimar esta función fisiológica. La emisión por radiación se origina como en cualquier otro cuerpo físico. Existirá una aportación continua de calor del cuerpo humano a la superficie circundante y a otros cuerpos y viceversa. Cuando el cuerpo humano esté mayor temperatura que las superficies cercanas cederá calor. Aquí no se precisa que los cuerpos que intercambian calor estén en contacto, ni exige la presencia de un fluido como el aire.

Si el aire ambiente se encuentra a una temperatura inferior a la de la piel, se ocasionarán pérdidas por convección, esta convección se acrecentará con el movimiento de aire o de la persona. Es decir, cuando un

cuerpo se pone en contacto con aire más frío que él, pasa calor desde el cuerpo al aire. En cambio, la impresión de frío aumenta en el momento que la temperatura desciende o si hay viento.

El órgano principal de la regulación térmica del cuerpo humano es la piel, que por intermedio de los nervios terminales detecta toda variación en las condiciones del ambiente (temperatura, humedad, velocidad del aire), informando el cerebro si la temperatura exterior está bajando o está subiendo para poner en marcha los mecanismos de acción, que es la evaporación. De esta manera, si la temperatura del cuerpo aumenta y en modo alguno son suficientes las pérdidas por convección o radiación, las glándulas sudoríparas entran en funcionamiento, eliminando de ese modo el calor, mediante la evaporación del agua contenida en el sudor que en fría la superficie de la piel. Por contra si la temperatura exterior está descendiendo, los poros de la piel se cierran evitando que el cuerpo se desprenda de su humedad. Si la temperatura exterior baja notablemente, las personas se abrigan para confinar el calor de su cuerpo y constituir una capa de aire caliente cercana a la piel.

El calor emitido y disipado por conducción y radiación se le denomina calor sensible y se manifiesta por una elevación de la temperatura del aire ambiente que está en contacto con el cuerpo; las pérdidas de calor por evaporación se citan como calor latente y es emitido por las funciones corporales de exhalación y exudación, supone la aportación de humedad al ambiente.

Crear un clima artificial que no rompa el equilibrio del organismo humano es una de las condiciones que deben imperar en la técnica del acondicionamiento del aire para que el interior del cuerpo humano sano nunca se desvíe más de un grado de los 98.6 °F, sea cual sea el tiempo atmosférico que reine en el espacio exterior.

## **CAPITULO 2**

### **PSICROMETRÍA , PROCESOS DE HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACIÓN**

Por psicrometría se entiende, por aquellos procedimientos relacionados con la medida del contenido en vapor de agua existentes en el aire, sea cual sea su estado (comprimido o no) aunque, en una expresión general, la psicrometría puede referirse a cualquier gas; aquí aludiremos al sistema de agua / aire.

En esta ocasión solo tenemos aquellos conceptos y fórmulas para comprender los fenómenos agua / aire que suceden en el aire acondicionado. Consideremos que el aire seco y la humedad, o el vapor de agua recalentando, que componen el aire, están en esté tan íntima, como uniformemente mezclados. Una masa de aire puede dividirse en pequeñas fracciones con la seguridad de encontrar que, en cada una de ellas, el aire seco y el vapor de agua se encuentran en igual proporción. Esta uniformidad es resultado del poder de difusión de los gases del cual participan, como tales, el aire seco y el vapor de agua recalentado.

Ahora bien, la cantidad de vapor de agua abarcado en la unidad de volumen de aire, depende por lo general de la temperatura y del grado de saturación. Bajo las condiciones normales del aire, el peso del vapor acuoso por unidad de volumen es independiente de la presión barométrica. El peso del vapor de agua saturado por unidad de volumen en presencia del aire, es substancialmente igual al del vapor de agua saturado a la misma temperatura fuera de la presencia del aire.

#### **2.1 Carta Psicrométrica**

La carta Psicrométrica es probablemente el mejor modo de mostrar lo que sucede al aire y al vapor de agua, cuando cambian sus propiedades.

La carta muestra, básicamente, la relación entre las cinco siguientes propiedades del aire.

- 1) Temperatura del bulbo húmedo.

- 2) Temperatura de rocío.
- 3) Temperatura de bulbo seco.
- 4) Humedad relativa.
- 5) Humedad específica.

Cuando se conocen dos de estas propiedades, las demás se encuentran con toda facilidad.

Para comprender la realización de esta carta, todo lo que hacemos es arrancar con la escala de temperatura ordinaria, llamada la temperatura de bulbo seco. En seguida, se coloca la escala vertical de acuerdo a la cantidad de vapor de agua mezclado con cada libra de aire seco. Sabemos que el aire puede contener diferentes cantidades de humedad, dependiendo de su temperatura; si contiene toda la humedad que puede (100%), se dice que está saturado. Para su mayor comprensión podemos colocar ahora los puntos de saturación (fig. 2.1) para cada condición de temperatura de bulbo seco y cuando éstas se conectan forman una curva o línea de saturación.

Por ejemplo, una muestra de aire (punto A, fig. 2.2), con una temperatura de bulbo seco de 80°F que contiene 0.011 lb de humedad. Si fuéramos a calentar el aire sin añadir humedad, el punto se movería a la derecha sobre la línea horizontal, mostrando un incremento en la temperatura de bulbo seco, sin cambiar su contenido de humedad.

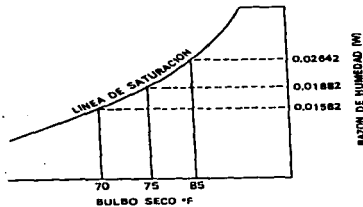


figura 2.1 Puntos de saturación.

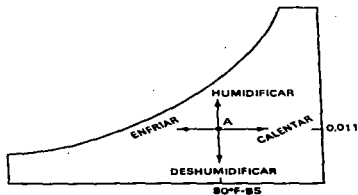


figura 2.2 Muestra de aire.

Si fuéramos a añadir humedad (humidificar) sin cambiar la temperatura de bulbo seco, el punto se movería

verticalmente hacia arriba. Si se redujera la humedad (deshumidificar), se movería verticalmente hacia abajo. Si se añade temperatura y humedad, el punto se movería hacia arriba y hacia la derecha, y si el aire fuera enfriando (sin cambiar su contenido de humedad), el punto se movería horizontalmente a la izquierda.

Continuando el ejemplo, si la muestra de aire se enfría, eventualmente alcanza la línea de saturación (punto B, fig. 2.3) en donde no puede contener más vapor de agua y con enfriamiento posterior, se empezaría a condensar algo de ese vapor. Esa temperatura es justamente 59.7 °F. Esta se conoce como la temperatura de punto de rocío de la muestra. Puede leerse en la intersección de la línea vertical de la temperatura de bulbo seco y la línea de saturación. En resumen, en el punto B, se tiene una temperatura de bulbo seco de 59.7°F, una temperatura de punto de rocío de 59.7°F y un contenido de humedad de 0.011 lb de agua por libra de aire seco.

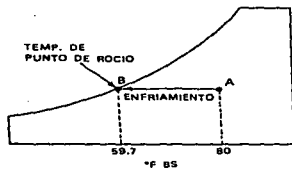


figura 2.3 Línea de saturación (B).

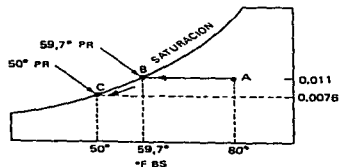


figura 2.4 Línea de saturación (C).

Ahora, si la muestra se enfría más, por ejemplo a 50°F de bulbo seco, la humedad se condensará siguiendo la línea de saturación hasta el punto C (fig. 2-4), en donde tendrá un punto de rocío de 50°F y una razón de humedad de sólo 0.0076. Así la muestra ha perdido 0.00034 lb de humedad. Se ha enfriado y deshumidificado.

El siguiente elemento en nuestra carta, es la construcción de las líneas de humedad relativa para condiciones parcialmente saturadas (fig. 2.5). Sabemos que la humedad relativa es 100 % en la línea de saturación. Pueden dibujarse líneas para 80%, 60%, 40% etc., ya que sabemos el contenido de humedad específica en relación a las temperaturas.

La temperatura de bulbo húmedo se lee en la línea de saturación, a causa de que en ese punto no puede

contener más humedad y viene a ser igual a la temperatura de bulbo seco y punto de rocío. En la fig. 2.5 se muestra la carta Psicrométrica simplificada la cual ayudará a entender las relaciones de las líneas en la carta real.

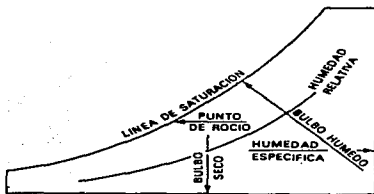


figura 2.5 Carta Psicrométrica Simplificada.

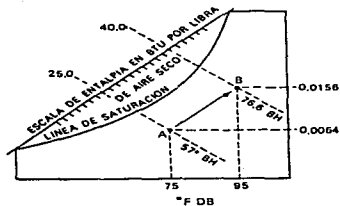


figura 2.6.

Otro término que se encuentra sobre la carta Psicrométrica es el de contenido de calor total o entalpía, de la mezcla de aire y vapor de agua. La entalpía es muy útil para determinar la cantidad de calor añadido o retirado



del aire en un proceso dado. La escala de entalpía se encuentra sobre la carta Psicrométrica en la fig. 2.6, siguiendo las líneas de temperatura de bulbo húmedo; pasando la línea de saturación, está la escala de entalpía. El punto A representa aire a 75°F BS y 0.0064 lb de humedad y cerca a 35% de humedad relativa, su entalpía es 25.0 Btu por lb de aire seco. Calentando y humedeciendo el aire hasta el punto B, 95°F BS y 0.0156 lb de humedad y cerca a 44% de humedad relativa, la entalpía es ahora 40 Btu por lb de aire seco. El incremento en calor total sería 40-25, o 15 Btu por lb de aire seco.

## 2.2 Humidificación

En invierno la introducción de aire exterior, hace que el ambiente quede deficiente de humedad; consecuentemente, la humedad se ajustará en invierno con insertación de agua.

La humidificación es el proceso mediante el cual se aumenta la humedad específica y la cantidad de calor del aire.

En algunos procesos, la humedad específica se aumenta agregando agua, que se absorbe en forma de vapor.

El agua vaporizada en el aire absorbe calor del propio aire, lo cual hace descender la temperatura. Por lo tanto, para conservar o aumentar la temperatura, es necesario agregar calor de otra fuente.

La figura 2.7, muestra cómo se logra un proceso sencillo de humidificación, usado en aire acondicionado.

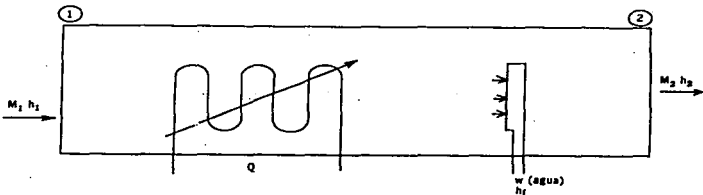


figura 2.7 Humidificación del aire

Por lo cual se tiene la siguiente expresión :

$$M1 h1 + Q + Whf = M2 h2$$

Donde :  $M1$  = masa de aire a la entrada (lb/h)

$h1$  = entalpia total del aire a la entrada (Btu/lba)

$Q$  = calor agregado en el calentador (Btu/h)

$Whf$  = energía que trae el agua agregada en el proceso (Btu/h)

$M2$  = masa de aire a la salida (Lb/h)

$h2$  = entalpia total del aire a la salida (Btu/Lb)

En la carta Psicrométrica, el proceso se muestra en la figura (2-8), como se puede ver, se obtienen tres formas de proceso, según la temperatura final del aire que se desee, o sea:

Proceso 1 2 (la tbs final disminuye)

Proceso 1 2' (la tbs final permanece constante)

Proceso 1 2'' (la tbs final aumenta)

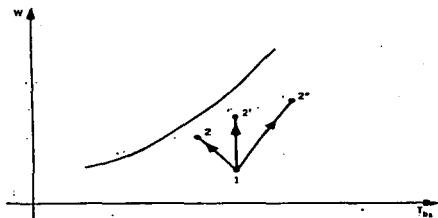


figura 2.8 Proceso de humidificación.

Para efectuar este proceso de humidificación, existen dos métodos según las condiciones iniciales que se tengan,

a saber:

1. Primero se calienta y luego se humidifica, como se ve en la figura 2.9 y como se indica en la figura 2.7.

1 - 1' calentamiento en el atemperador

1'- 2' humidificación hasta saturarlo

2'- 2 calentamiento hasta la condición final 2

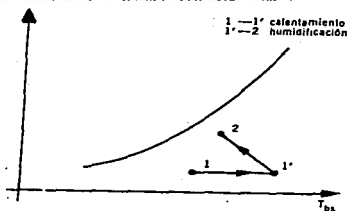


figura 2.9 Calentamiento y humidificación.

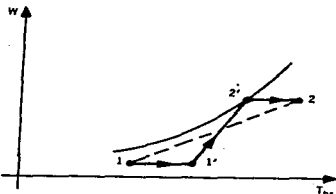


figura 2.10 calentamiento, humidificación y recalentamiento

2. Primero se calienta en un atemperador, después se humidifica con agua caliente hasta saturar; luego se vuelve a calentar hasta obtener la condición final 2. El punto de saturación 2' debe ser tal que sea el punto de rocío de la condición 2 (figuras 2.10 y 2.11).

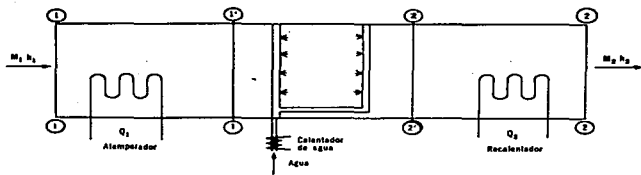


figura 2.11 humidificación del aire.

### 2.3 Deshumidificación

El secado del aire o deshumidificación tiene por objeto rebajar el grado de humedad del ambiente, y ello se logra empleando materias higroscópicas, es decir, aquellas que tienen la propiedad de absorber la humedad, siendo muy común el sistema de absorción que efectúa el secado por intermedio de un absorbente sólido de naturaleza regenerare, por ejemplo el sílice puro o la alumina activada con estructura granular, que retiene, en ciclo de absorción, el vapor de agua comprendido en el fluido, eliminando este vapor por un segundo ciclo de desabsorción, al ser sometido dicho absorbente a una corriente de aire caliente encargado de evaporar el agua reactivándolo.

La deshumidificación la podemos representar en un diagrama de TS como puede verse en la figura 2.11 que muestra solamente el proceso del vapor de agua.

El proceso se lleva a cabo en dos etapas: primero, enfriando hasta el punto rocío; después, hasta condensar y eliminar el agua necesaria, para alcanzar el punto de rocío del estado final. Una vez separada humedad, se puede recalentar hasta la condición final, sin añadir ni absorber agua (fig. 2.13 y 2.14).

Primer paso: (de 1 a 2)

$$M_1 h_1 - Q_1 = M_2 h_2 + Wh_F..$$

$$M_1 - W = M_2 ...$$

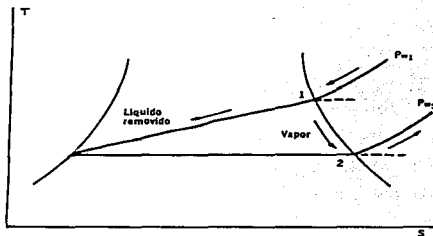


figura 2.12 Diagrama TS Deshumidificación.

Donde :

$M_1$  - lb / h de aire en la condición

$Q_1$  - calor absorbido en Btu / h

$h_1$  - entalpía del aire en la entrada (condición 1) Btu / lb.

$M_2$  - lb/h de aire en la condición 2

$h_2$  - entalpía del aire en la condición 2 (Btu/Lb<sub>a</sub>)

$W$  - lb/h de humedad retirada

$Wh_F$  - energía de la humedad retirada Btu/h

Segundo paso : (de 2 a 3 )

$$M_2 h_2 + Q_2 = M_2 h_3$$

$Q_2$  - calor para recalentar Btu/h

$h_3$  - entalpia del aire recalentado a la salida

En las ecuaciones, se puede observar que  $Q_1 = Q_2$ , por lo que  $Q_1$  es negativo y  $Q_2$  positivo. En un momento dado,  $Q_1 = Q_2$ , por lo que el calor total cedido o absorbido es cero (0); sin embargo, se necesitan esas fuentes de calor para llevar a cabo el proceso mostrado en la figura 2.15

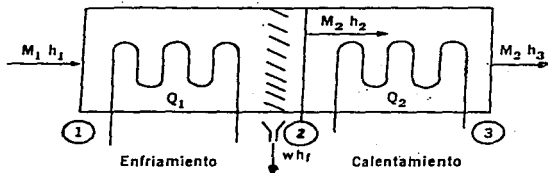


figura 2.13 Deshumidificación del aire

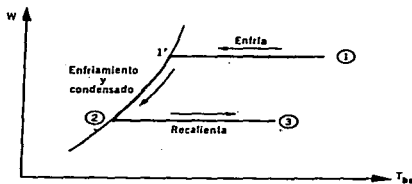


figura 2.14 Deshumidificación del aire.

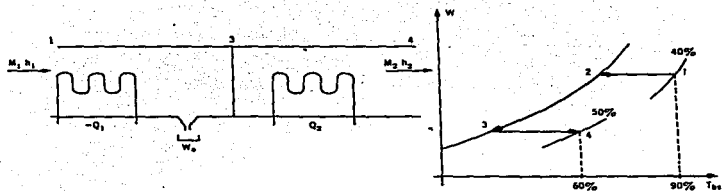


fig. 2-15 Deshumidificación del aire.

## **CAPITULO 3**

### **BENEFICIOS DEL AIRE ACONDICIONADO Y CONDICIONES DE COMODIDAD**

El cuerpo humano, es un aparato generador de calor. Su temperatura normal es 98.6°F. El puede regular o controlar esta condición con cuatro métodos; convección, radiación, conducción y evaporación. Cuando está en un cuarto donde las condiciones de éste son a temperaturas inferiores a menos de 98.6°F, transferirá calor al aire que pasa sobre la piel, por convección. Simultáneamente, cede calor por conducción a la ropa, cama o a lo que esté en contacto con la piel. Adicionalmente, libera calor por radiación a los objetos más fríos a su alrededor. Si éstas tres no son suficientes, las glándulas sudoríferas se abrirán, permitiendo que la humedad de la piel se evapore. De discusiones previas, se sabe que este cambio de agua a vapor absorbe mucho calor. El cambio en temperatura y el movimiento del aire son elementos importantes.

En alrededores más fríos, la radiación, conducción y convección, tienen lugar más rápidamente, requiriendo vestuario para aislar y mantener el calor del cuerpo. La evaporación se hace mínima cuando decrece la cantidad de sudor en la piel.

El cuerpo es también sensible a las impurezas, polvo, humo, polen de las plantas, etc., causan irritación a la nariz, pulmones y ojos. Esto indica la necesidad de limpiar el aire. Finalmente el cuerpo requiere "aire fresco", para renovar su suministro de oxígeno o diluir olores indeseables.

#### **3.1 Factores Que Influyen en la Comodidad**

En forma simple el cuerpo debe tener una atmósfera sana y confortable. Deben tratarse para ello cuatro propiedades del aire:

- a) **Temperatura (enfriamiento o calefacción)**
- b) **Contenido de humedad (humidificación o deshumidificación)**



c) Movimiento del aire (circulación)

d) Limpieza del aire (filtrado) y ventilación (introducción de aire exterior)

a) TEMPERATURA

La temperatura del aire es indicada por la sensación de caliente o frío y puede medirse con un termómetro ordinario, comúnmente llamado termómetro de bulbo seco. Si no hubiera control de la temperatura, la vida sería imposible. Por esto, el control artificial de la temperatura dentro de un espacio cerrado fue el primer intento para lograr la "comodidad humana".

b) CONTENIDO DE HUMEDAD

En cuanto a la humedad, el ser humano, en su proceso metabólico, precisa del agua para sobrevivir y también, necesita estar rodeado por ello en forma de vapor de agua. Una gran parte del calor generado por el cuerpo humano se disipa por evaporación a través de la piel, realizándose con ello el enfriamiento del organismo. Esta evaporación del sudor se favorece con una humedad relativamente baja, aunque si el aire tiene una humedad excesivamente baja, entonces daría lugar a resecaimiento de la boca, de las mucosas y las vías respiratorias y, además, a una evaporación del sudor demasiado rápida que ocasiona una desagradable sensación de frío.

Si, por el contrario, hay demasiada humedad, sus consecuencias son igualmente contraproducentes. Si el aire que nos rodea tiene exceso de humedad, nos hallamos incómodos, nos quejamos de apreciar "un calor pegajoso" en nuestro cuerpo. La razón estriba en que la evaporación del sudor es más, y, por consiguiente, el enfriamiento del cuerpo se hace con dificultad.

c) MOVIMIENTO DEL AIRE

El movimiento del aire, es otro factor en las consideraciones de condiciones de comodidad. En la carta de comodidad fig. 3.1 se basa en un movimiento del aire con velocidad de 15 a 25 pies/min. La temperatura efectiva cae bruscamente cuando se incrementa la velocidad. Esto parecería descabido para aire acondicionado de verano, pero este aire se introduce usualmente de 15° a 20°, bajo las condiciones del cuarto; si la velocidad se aproximará a 100 pies/min. Se notarían ráfagas frías.

Los sistemas forzados de calefacción con aire, están aún más sujetos a ráfaga, particularmente cuando se

enciende el ventilador. Parece que la piel reacciona más rápidamente a las corrientes de aire tibio y una buena regla general es no exceder una velocidad de 50 pies/min. en la zona de comodidad. Reciente discusiones sugieren limitar la velocidad para todo el año a 70 pies/min.

Debe evitarse la poca circulación de aire, ya que la gente tiende a sentirse "encerrada". Esta puede ser una desventaja de los sistemas de calefacción sin ductos que dependen de la circulación por gravedad y no tienen medios de filtración. La situación se hace aún más crítica cuando la estructura es bien aislada y la infiltración de aire exterior es muy poca.

#### d) LIMPIEZA DEL AIRE Y VENTILACIÓN (Introducción de aire exterior)

Limpieza y ventilación, son las dos últimas necesidades para el tratamiento apropiado del aire; están estrechamente relacionadas y trabajan una contra la otra. Respiramos 36 libras de aire por día, comemos 3.8 libras y bebemos 4.3 libras de agua. El aire ordinario, está contaminado con impurezas tales como polvo, polen, humo, vapores y químicos. Todo esto debe filtrarse tanto en el aire interior como en el exterior que entra a la estructura.

La eficiencia de la filtración depende del tipo de sistema, como se verá posteriormente. Algunos tienen la capacidad de remover más de 95% de impurezas. Sin embargo aun con el filtro más fino, se requiere un buen porcentaje de aire fresco para eliminar esa sensación de aire muerto y también diluir olores y suplir oxígeno para respirar y para aplicaciones ventiladas (ventiladores de extracción, secadores, hornos, calentadores de agua). La cantidad de aire exterior necesario, depende del espacio acondicionado. La tabla 3.1 lista algunas aplicaciones típicas y las recomendaciones de ASHRAE, basadas en pies cúbicos por minuto (P.C.M.).

### 3.2 La Sensación de Comodidad

Para establecer "estándares" de temperatura, humedad, movimiento y pureza del aire, es indispensable encontrar los valores óptimos para que el cuerpo humano tenga la sensación de comodidad.

Debido a las grandes diferencias fisiológicas y psicológicas de los individuos, encontrar valores determinados es prácticamente imposible

Tabla 3-1, Tabla de ventilación de ASHRAE

Aplicación	Fumando	P.C.M.	
		Optimo	POR PERSONA Mínimo
Banco	Algo	10	7 ½
Bar	Mucho	40	25
Oficinas	Algo	15	10
General	No	25	15
Privada	Considerable	30	25
Residencia	Ocasional	20	10
Restaurante	Considerable	15	12
Almacén	Muy poco	10	7 ½
Teatro	Algo	15	10

ASHRAE, realizó un estudio investigativo durante muchos años, analizando las reacciones de un gran número de personas, para establecer un rango de temperaturas, humedad y movimiento del aire que provee al máximo de comodidad. Esto se conoce como la zona de comodidad. Cada combinación se conoce como temperatura efectiva (TE). Se encontró, por ejemplo que con una velocidad de aire dada, varias combinaciones de temperaturas de bulbo seco y humedad relativa, daban la misma sensación de comodidad al 90% de la gente. Así, pudo construirse una zona de comodidad figura 3.1. De la zona de temperaturas efectivas, sombreada, puede determinarse que temperaturas de bulbo seco y humedad relativa producirán ese resultado. Note en hecho obvio, a mayor humedad, más baja puede ser la temperatura de bulbo seco.

La carta de comodidad, es un buen punto de ventaja, ya que explica cómo deben controlarse la temperatura y la humedad mostrando la necesidad de aire acondicionado para todo el año.

### CARTA DE COMODIDAD

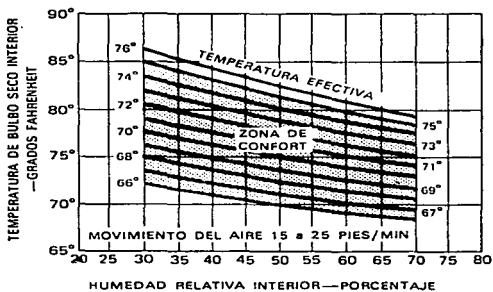


figura 3.1 Zona de comodidad

### 3.3 Factores Que Determinan La Temperatura Efectiva

Los factores que pueden cambiar la temperatura efectiva son:

#### a) Aclimatación Diferente

Es evidente que los que viven en climas fríos están cómodos a temperatura efectiva más baja que los que viven en lugares cálidos.

La temperatura deseable entre el verano y el invierno es muy diferente, como puede apreciarse en la carta.

La temperatura efectiva deseable en invierno, 67 a 71°F; verano 69 a 73°F.

La temperatura efectiva deseable y la humedad varían por lo general, según el individuo, país o región.

#### b) Duración de la Ocupación

Una importante variación de la temperatura efectiva es la duración de las personas dentro del volumen controlado.

La experiencia ha demostrado que mientras más poco tiempo se ocupe un volumen controlado debe haber un mayor cambio de temperatura; el cambio es con respecto a la temperatura exterior.

**c) Ropa**

Durante el invierno, la ropa desempeña un papel importante con respecto a los puntos (a) y (b), ya que muchos problemas se solucionan despojándose o poniéndose ropa.

**d) Edad y Sexo**

Las personas mayores de 40 años requieren, por lo general 1°F más de temperatura efectiva. Las mujeres requieren, por lo general, 1°F más de temperatura efectiva que los hombres; sin embargo, las temperaturas de la carta de comodidad están consideradas para los hombres.

**e) Efectos de Choque**

Este efecto se debe a la entrada rápida del exterior a un lugar controlado. Este problema es más grave en verano. Para evitar el choque, en los pasillos o corredores se mantiene una temperatura efectiva media entre la exterior y interior.

**f) Actividad**

La actividad es un importante factor para determinar la temperatura efectiva, y por lo general las recomendaciones para elegir una temperatura efectiva varían de acuerdo con la actividad.

**g) Calor Radiado**

Cuando hay una muchedumbre, en un teatro o en un cine por ejemplo: el efecto del calor radiado por el cuerpo de una persona a otra requiere que se disminuya la temperatura efectiva. El calor radiado de una persona a muros o ventanas frías, requieren compensación, aumentado la temperatura efectiva.

### **3.4 Condiciones Recomendables para Diseñar en Verano**

Las temperaturas efectivas durante el verano, por lo general varían desde 68 a 76°F, dependiendo de los factores que se discutieron anteriormente. Así mismo, las temperaturas de bulbo seco recomendables durante el verano varían desde 71 a 85°F con humedades relativas que van desde 40 a 60% como máximo.

Existen tablas que muestran las condiciones interiores durante el verano, partiendo del tipo de actividad de los ocupantes, del tiempo que los ocupantes están dentro del salón por acondicionar y de la localización del lugar. Sin embargo, la mejor manera de determinar estas condiciones es haciendo un análisis de los factores que rigen la temperatura efectiva en combinación con la carta de comodidad.

### 3.5 Condiciones Recomendables para Diseñar en Invierno

Existen varias tablas para determinar las condiciones interiores de diferentes lugares para el invierno. La tabla 3-3 da las condiciones recomendables en habitaciones para calentamiento con y sin humidificación.

Tabla 3-2 humedad relativa máxima permisible para diferentes tipos de ventanas, suponiendo una temperatura interior de 70°F.

TIPO DE VENTANA	TEMPERATURA EXTERIOR (°F)					
	U <sub>a</sub>	30	20	10	0	-10
Marco sencillo y cristal sencillo	1.25	33%	24%	18%	13%	9%
Marco doble y cristal sencillo	0.50	65%	58%	72%	47%	42%
Marco metálico sencillo, cristal doble	1.00	42%	33%	26%	20%	15%
Marco de madera sencillo, cristal doble	0.60	60%	52%	45%	40%	35%
Bloque de cristal (de 4")	0.65	57%	49%	42%	37%	32%

La humedad permisible para diferentes tipos de ventanas también está tabulada (tabla 3-2). Esta humedad que se lee en la tabla evita condensaciones en los cristales, lo cual obviamente trae consigo muchos problemas de humedades.

Tabla 3-3 Condiciones interiores recomendables para invierno

APLICACIÓN	BS,"F	BH,"F	O,%	TE,"F
En general, casas, departamentos, oficinas, colegios, teatros, cuartos de hotel y de hospital, restaurantes				
Enfermos e inválidos, por lo general vestidos y sentados	76/74	*57.4	*/35	68/68
Adultos y niños sanos, normalmente vestidos, sentados	80/77	*59.7	*35	70/70
Ocupaciones que requieren trabajo ligero	72/70	*54.2	*/35	65/65
Ocupaciones que requieren trabajo pesado	68/66	*51/5	*/35	62/62
Garajes	65	*	*	60
Gimnasios	65	*	*	60
Quirófanos	80	66.7	50	74
Cocinas	70	*	*	63.5
Lavanderías	70	*	*	63.5
Vestidores	70	*	*	63.5
Tiendas: clientes con ropa de calle	70/68	*/52.8	*/35	63.5/63.5
Albercas	80	69.6	60	75
Tocadores	72	*	*	65

## **CAPITULO 4**

### **FACTORES DE CARGA DE CALOR**

Por el momento es un establecido los beneficios del aire acondicionado, la norma para condiciones de comodidad, las propiedades psicrométricas del aire. Ahora pondremos esos fundamentos en práctica, y estudiaremos las fases del aire acondicionado tales como factores que afectan las cargas de calor en una estructura. Posteriormente discutiremos la práctica real en la estimación de cargas de enfriamiento y calefacción.

El sistema para todo el año, debe cumplir con factores que afectan las condiciones en verano e invierno. En general son de carácter opuesto. En invierno debemos añadir calor y humidificar; en verano queremos retirar calor y deshumidificar. Pero estos conceptos opuestos, tienen dos cosas en común; calor sensible y calor latente, como se definieron previamente en psicrometría .

Los Factores de Carga de Calor Sensible se Derivan de :

- La transmisión de calor a través de paredes, piso, ciclo raso, puertas, ventanas, etc.
- El calor producido (o perdido) al traer aire exterior para ventilación.
- El calor producido por la gente (ocupantes).
- El calor solar (radiación).
- El calor de luces, aparatos de cocina, secadores, motores, etc.
- El calor sensible se expresa en Btu.

Los Factores de Calor Latente se Derivan de :

- La humedad cedida por las personas.
- La humedad en aparatos de cocina, secadores y baños.
- La humedad introducida con el aire de ventilación.
- El calor latente se expresa en Btu.



#### 4.1 Cargas Externas

Las cargas exteriores consisten en:

##### 1. Rayos de Sol que entran por las Ventanas:

Una gran parte de la ganancia de calor solar es energía radiante y será almacenada parcialmente por ejemplo: el almacenamiento de calor en la estructura de un edificio. Los factores de almacenamiento se deben de considerar a las ganancias de calor solar para determinar la carga real de refrigeración.

##### 2. Rayos de Sol que inciden sobre las paredes y Techo:

Estos, junto con la elevada temperatura del aire exterior, hacen que fluya el calor en el espacio acondicionado.

##### 3. Temperatura del aire Exterior:

Una temperatura del exterior más alta que la del interior hace que el calor fluya a través de las ventanas, tabiques y suelos.

##### 4. Presión del vapor de Agua.

Una elevada presión de vapor de agua alrededor del espacio acondicionado, hace que el vapor fluya a través de los materiales que constituyen el edificio. Esta carga sólo es apreciable en los casos de bajo punto de rocío interior.

##### 5. Viento que sopla contra una pared del Edificio:

El viento hace que el aire exterior, con mayor temperatura y contenido de humedad, se infiltre a través de las rendijas de puertas y ventanas, con lo que resulta una ganancia de calor latente y sensible. Toda o parte de esta infiltración puede anularse por el aire que se introduce a través del aparato de acondicionamiento a efectos de ventilación.

##### 6. Aire exterior necesario para la Ventilación:

Generalmente, se necesita aire exterior para renovar el interior y suprimir olores. Este aire de ventilación impone al equipo de acondicionamiento una carga de enfriamiento y de deshumidificación, ya que hay que sustraer calor o humedad, o ambos. La mayoría de equipos de acondicionamiento permiten desviar al aire

exterior de la superficie de enfriamiento. Este aire exterior desviado constituye una carga en el espacio acondicionado, análogo a la infiltración; en vez de introducirse por las rendijas de las ventanas, entra en el local por el conducto de aire. La cantidad de aire exterior desviado depende del tipo de aparato que se utiliza.

#### 4.1.1 Transmisión de Calor

La ganancia de calor a través de paredes, pisos y cielo raso, variará con el tipo de construcción, el área expuesta a diferentes temperaturas, el tipo y espesor del aislamiento y la diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y el aire ambiente.

La conductividad térmica varía directamente con el tiempo, el área y la diferencia de temperatura y se expresa en Btu por hora, por pie cuadrado de área, por grado Fahrenheit de diferencia de temperatura por pulgada de espesor.

Se aprecia rápidamente, que para reducir la transferencia de calor, el factor de conductividad térmica (basada en la composición del material) debe ser tan pequeño como sea posible y el material tan ancho como sea factible.

La transferencia de calor a través de cualquier material también está sujeta o afectada por la resistencia de la superficie al flujo de calor y esto está determinado por el tipo de superficie, rugosa o suave; su posición, vertical u horizontal; sus propiedades reflectivas y la rata de flujo de aire sobre la superficie.

Se han hecho extensas pruebas en muchos laboratorios para determinar valores precisos de la transferencia de calor a través de todos los materiales comunes en edificios y estructuras. Ciertos materiales (como los aislantes) tienen alta resistencia al flujo de calor; otros no son tan buenos.

Para simplificar la tarea de calcular las pérdidas de calor, la industria ha desarrollado un término de medida llamada resistencia (R), el cual es la oposición al flujo de calor de una pulgada de material o de un espesor especificado o de un espacio de aire, una película de aire o un conjunto completo. Su valor se expresa en grados Fahrenheit de diferencia de temperatura por Btu por hora por pie cuadrado. Valores de R altos, indican bajas en el flujo de calor. La resistencia de varios componentes de una pared pueden sumarse para obtener la resistencia

Tabla 4-1 Coeficientes típicos de transferencia de calor

MATERIAL	DENSIDAD lb/pie <sup>3</sup>	TEMPERATUR MEDIA*F	CONDUCTIVID k	CONDUCTANCI C	RESISTENCIA	
					POR PULG.	TOTAL
<b>Materiales aislantes</b>						
Manta de lana mineral	0.5	75	0.32		3.12	
Manta de fibra de vidrio	0.5	75	0.32		3.12	
Lámina de corcho	6.5-8.0	0	0.25		4.0	
Lámina de fibra de vidrio	9.5-11.0	-16	0.21		4.76	
Uretano expandido,R 11		0	0.17		5.88	
Polyestireno expandido	1.0	0	0.24		4.17	
Lámina de lana mineral	15.0	0	0.25		4.0	
Aislamiento p/techo de 2 pulg.		75		0.18		5.56
Lana mineral suelta	2.0-5.0	0	0.23		4.35	
Perlite expandida	5.0-8.0	0	0.32	3.12		
<b>Materiales de mampostería</b>						
Concreto, arena y grava	140		12.0		0.08	
Ladrillo común	120	75	5.0		0.20	
Ladrillo a las vista	130	75	9.0		0.11	
Ladrillo hueco, 2 celdas 6 pulg.		75		0.66		1.52
Bloque de concreto, arena y grava, 8 pulg.		75		0.90		1.11
Bloque de concreto, ceniza, 8 pulg.		75		0.58		1.72
Estuco, arena	105	75	5.6		0.18	

total.

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3, \dots$$

La tabla 4 - 1 (coeficientes típicos de transferencia de calor) lista algunos valores de R para materiales de construcción comunes, para ilustrar las diferencias en las características de flujo de calor. Para listas más exhaustivas de valores de R, refiérase al Handbook of Fundamentals de ASHRAE. La cantidad real de transferencia de calor (Q) a través de una sustancia o material de calculo, luego por la fórmula :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Q = Transferencia de calor, Btu/h

U = Coeficiente de transferencia de calor total Btu/h pie<sup>2</sup> °F

U = 1/R<sub>t</sub> (Para un conjunto R<sub>t</sub> = R<sub>1</sub> + R<sub>2</sub> + R<sub>3</sub>,..... para varios componentes)

A = Área en pies<sup>2</sup>

ΔT = Diferencia de temperatura entre las temperaturas de diseño interior y exterior.

Por ejemplo:

Calcule el flujo de calor a través de una pared de bloque de concreto de ciento veinte pies<sup>2</sup> de Área, que tiene una diferencia de temperatura de 55°F entre el interior y exterior, además tiene un aislamiento de seis pulgadas de fibra de vidrio en la pared y calcule la carga de transmisión.

El valor de R para una pared de bloque de concreto de pulgadas es 1.72, para el valor de R por una pulgada de aislamiento de fibra de vidrio es de 3.12, entonces para 6 " \* 3.12 = 18.72.

Factor U = 1/R<sub>t</sub>

R<sub>t</sub> = R<sub>1</sub> (bloque de concreto) + R<sub>2</sub> (6 pulgadas de aislamiento)

R<sub>t</sub> = 1.72 + 18.72

R<sub>t</sub> = 20.44

Por consiguiente U = 1/20.44 = 0.049

Q = 0.049 \* 120 pies<sup>2</sup> \* 55°F = 323.4 Btu/h

En caso que no tuviera aislamiento

$$Q = 0.58 * 120 \text{ pies}^2 * 55^\circ\text{F} = 3,828 \text{ Btu/h}$$

de flujo de calor al interior del espacio

Este ejemplo demuestra el efecto acumulativo de los valores R en la determinación de la resistencia total de la pared, muestra la diferencia de flujo de calor sin aislamiento y la reducción de calor que puede alcanzarse con el aislamiento adecuado; en este caso de 3,828.00 Btu/h baja a 323.4 Btu/h, lo cual reduciría drásticamente el tamaño del equipo de calefacción necesario y el costo de operación.

#### 4.1.2 Aislamiento

El aislamiento es la disminución de la transmisión de calor, en donde realmente es necesario, que se coloque el aislamiento, en las paredes, pisos y cielo rasos. La función real del aislamiento es resistir el flujo de calor. La habilidad para hacer esto también se expresa en su valor de R, por que a mayor valor de R, mejor el aislamiento. Por ejemplo : 3 ½ pulgadas de espesor de aislamiento de fibra de vidrio tiene un valor para R de 11. Para lograr el mismo grado de resistencia con otros materiales sería necesario:

- Una pared de madera de un pie de espesor.
- Una pared de ladrillo de 4 ½ pies de espesor.
- Una pared de concreto reforzado de 10 pies de espesor.
- Una pared de piedra de 17 pies de espesor.

El material aislante viene en tres formas populares, mantas flexibles, las cuales vienen en grandes rollos; láminas, en longitudes de 96 pulgadas (8 pies) o menos y material flojo en bolsas que contienen material fibroso suelto.

Tanto el aislamiento en mantas enrolladas como en láminas, vienen con un papel Kraft impregnado en asfalto en un lado, como barrera resistente al vapor. También tienen un acople de una pulgada en los extremos, para fácil y rápida instalación. Otra opción es el foil de aluminio brillante aplicado en un lado del aislamiento de fibra de vidrio. El foil refleja el calor radiante.

La fibra de vidrio también se consigue sin material de acabado y está diseñada para mantener a sí misma entre las estructuras hasta que se coloca la superficie de acabado. Es útil alrededor de tuberías y también en interiores para una combinación de control térmico y de sonido.

El material de vaciar se usa principalmente en estructuras existentes y donde el uso de rollos y bloques no pueden ser colocados. El material flojo también se puede colocar en el espacio entre cuarterones y vigas. Debe recordarse que el material vaciado o soplado, no tiene barrera de vapor y deben usarse otros métodos de control de humedad.

El aislamiento reflectivo se hace de una o más capas de foil de aluminio y funciona como aislante y como barrera de vapor. A causa de que aísla reflejando calor, se usa principalmente en aquellas áreas en donde el enfriamiento en verano, es la principal consideración. En las paredes del sótano en donde se puedan usar los paneles, son una excelente aplicación, a causa de que este material no absorbe humedad, no se pudre o corroe y no retiene hongos o moho. Estos paneles también son ideales para aislar las paredes interiores de los subsótanos. Son impermeables a la humedad y a los ácidos de la tierra de tal modo que no ocurre la descomposición. Tiene un valor aproximado de R de 5.8 por pulgada de espesor.

El vidrio aislante, en lugar de vidrio de una sola lámina, también ayuda grandemente en la reducción de la carga de calor. El factor de flujo de calor del vidrio aislante que tiene un espacio de aire de  $\frac{1}{4}$  de pulgada, es exactamente la mitad del de las ventanas de una sola lámina. Esto es más importante en donde se usan grandes extensiones de paredes de vidrio y ventanas, usualmente casas vacacionales y recreacionales.

Una consideración mayor en la reducción de las cargas de transmisión es el manejo de la ventilación de techo y ático. En una situación de techo plano, no hay oportunidad para sacar el aire caliente antes de que afecte las condiciones del cuarto. Sin embargo en un techo inclinado hay una oportunidad de hacer algo. Una ventilación apropiada del ático, puede reducir la carga de calor considerablemente.

#### 4.1.3. Efecto Solar

Una de las fuentes externas más grandes de carga de calor, en el verano, es el sol. El calor del sol puede

introducirse a la edificación en una de dos formas: a través del vidrio o a través del techo y paredes. El calor solar a través del vidrio es absorbido instantáneamente por el cuarto. Esto es una adición al calor conducido que pasa por el vidrio. Los métodos de reducir la radiación solar se cubrirán después.

En el caso de las paredes y el techo sin embargo, el sol calienta la superficie exterior y luego es conducido al cuarto. Dependiendo del tipo de construcción y el aislamiento, hay usualmente un retardo de tiempo de 2 a 10 horas antes de que el calor alcance el cuarto. Esto significa que puede pasar calor después de que el sol se ha ocultado.

La cantidad exacta de ganancia de calor de una u otra fuente depende del área, la orientación de cada pared, el sombreado y el tipo de color de la superficie expuesta al sol; esto es, la estación del año, el tiempo del día y la latitud en la cual se encuentre ubicada la edificación. La figura 4.1 muestra gráficamente el efecto del calor del sol a través del vidrio para un típico día de agosto. Note que la exposición este, está en su máximo punto aproximadamente a las 8:00 a.m. La exposición sur tiene su pico al mediodía y la oeste cerca a las 4:00 p.m. Una exposición norte recibe algo de calor reflejado, pero es una cantidad muy pequeña comparada con la radiación directa.

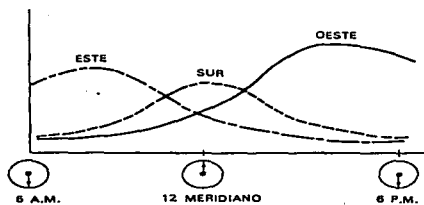


figura 4.1

El sombreado exterior del vidrio puede lograrse a través del uso de un alero en el edificio o mediante toldos exteriores, una pantalla solar o persianas verticales. Estas son quizás las más efectivas para rechazar los rayos

solares directos; ellas pueden reducir el calor solar cerca del 75% . Habrá todavía, un 25% que entra a causa de la luz difusa.

El sombreado interior ayuda pero no es tan efectivo. Las persianas venecianas reflejan sólo cerca del 35% de los rayos solares. Las telas ligeras ayudan a reflejar la luz exterior. Algunas telas son recomendadas específicamente para absorción solar mínima. El vidrio aislado reduce la penetración solar cerca de 10-20% sobre el vidrio ordinario.

El efecto del sol sobre las paredes y el techo. En este caso el sol calienta la superficie exterior y luego algo de este calor va gradualmente al interior del edificio, mientras otra parte es reflejada y conducida al aire exterior.

El efecto del sol batiendo sobre las paredes es similar a su efecto sobre el techo, pero debe considerarse otro factor, la orientación de la pared. Tanto las paredes como el techo se enfrían en la noche.

El calentamiento del techo se inicia casi inmediatamente con la salida del sol, pero el calentamiento de la pared depende de cuando los rayos del sol realmente empiecen a golpearla. Las paredes del oeste tienden a ser pico a las 6:00 p.m., o más tarde y causa de que la temperatura ambiente está también en su pico, las paredes del oeste generalmente tiene la máxima ganancia de calor por pie cuadrado.

Este retardo de pico y almacenamiento de calor solar en las paredes y techo es llamado efecto de volante, porque no es instantáneo como sería en el caso del vidrio.

#### 4.2 Cargas de Ventilación

Ningún edificio es 100% hermético, la gente debe abrir puertas para entrar o salir del mismo. Así una cierta cantidad de aire exterior entra al edificio por este proceso, llamamos a esto infiltración. El aire exterior es deseable para recuperar el oxígeno y para suministrar aire de renovación para aparatos y sistemas de extracción. En dado caso el aire exterior añadirá o sustrará calor y humedad. En invierno, debe ser calentado y humidificado. En verano, el calor y la humedad deben retirarse para alcanzar condiciones de comodidad.



#### 4.2.1. Infiltración de Aire

La infiltración de aire es otra carga de calor muy importante, es el aire frío que penetra en el interior, a través de las ranuras de las puertas y ventanas, y aberturas.

Esta pérdida depende del tipo de sello existente entre puertas, ventanas y de la velocidad del viento.

Para evaluar de un modo aproximado la cantidad de aire que se infiltra, existen varios métodos, de los cuales se mencionan los siguientes:

##### 1. Método de las ranuras

Este método consiste en medir la longitud de todas las ranuras de puertas y ventanas por medio de tablas experimentales, tabla 4-2, que dan la cantidad de  $\text{pies}^3 / \text{min.}$  o  $\text{pies}^3 / \text{h}$  por pie lineal de ranura, se calcula la infiltración total.

##### 2. Método del área

Con este método se obtienen las áreas de las puertas y ventanas mediante las tablas experimentales que dan la cantidad de  $\text{pie}^3 / \text{min.}$  por  $\text{pie}^2$  de ventana o puerta, se determina la infiltración total. Tablas 4-3 y 4-4.

##### 3. Método del Volumen

Con este método se calcula el volumen del espacio por calentar. Se selecciona un factor de infiltración, que multiplicando por el volumen anterior y por la  $\Delta T$  existente proporciona directamente los  $\text{Btu/h}$  perdidos por infiltración.

Este método se aplica sólo cuando las ventanas son relativamente pequeñas, en la tabla 4-5 aparecen los factores de infiltración.

Tabla 4-2 Volumen de aire infiltrado por pie de ranura para diferentes tipos de ventanas y puertas.

TIPO DE VENTANA O PUERTA	OBSERVACIONES	PIES <sup>3</sup> / MIN POR PIE DE RANURA					
		Velocidad del viento (mph)					
		5	10	15	20	25	30
Ventana de doble hoja ó guillotina (madera)	Ventana normal; sin protección especial incluyendo fugas a través del marco de madera.	.12	.35	.65	.98	1.33	1.73
	Idem; con protección especial	.07	.22	.40	.60	.82	1.05
	Ventana de construcción barata, sin protección especial; incluyendo fugas a través del marco	.45	1.15	1.85	2.6	3.3	4.2
	Idem; con protección especial	.10	.32	.57	.85	1.18	1.53
Ventana de metal de doble hoja	Sin cerrojo; sin protección especial	.33	.78	1.23	1.73	2.3	2.8
	Sin cerrojo; con protección especial	.10	.32	.53	.77	1.00	1.27
Ventana metálica de guillotina	Ranura de 1/16" (con fugas a través del marco)	.87	1.80	2.9	4.1	5.1	6.2
	Ranura de 1/32" (sin fugas a través del marco)	.25	.60	1.03	1.43	1.86	2.3
	Ranura de 3/64" (sin fugas a través del marco)	.33	.87	1.47	1.93	2.5	3.0
	Ranura de 1/64" (en residencias sin fugas)	.10	.30	.55	.78	1.00	1.23
	Ranura de 1/32" (en residencias sin fugas)	.23	.53	.87	1.27	1.67	2.1
	Ranura de 1/64" (sin fugas a través del marco)	.05	.17	.30	.43	.58	.80
	Ranura de 1/32" (sin fugas a través del marco)	.13	.40	.63	.90	1.20	1.53
Estructura tubular	Ventana con pivote vertical (con fugas)	.50	1.46	2.4	3.1	3.7	4.0

TIPO DE VENTANA O PUERTA	OBSERVACIONES	PIES <sup>3</sup> / MIN POR PIE DE RANURA					
		Velocidad del viento (mph)					
		5	10	15	20	25	30
Puertas de vidrio	Ranura de 1/8" (buena instalación)	3.2	6.4	9.6	13.0	16.0	19.0
	Ranura de 3/16" (mediana instalación)	4.8	15.0	14.0	20.0	24.0	29.0
	Ranura de 1/4" (pobre instalación)	6.4	13.0	19.0	26.0	32.0	38.0
Puerta normal de metal o madera	Buena construcción; sin protección especial	0.90	1.2	1.8	2.6	3.3	4.2
	Mala construcción; sin protección especial	0.90	2.3	3.7	5.2	6.6	8.4
Puertas de fábrica	1/8" de ranura	3.2	6.4	9.6	13.0	16.0	19.0

(continuación de la tabla 4.2)

Tabla 4-3 Volumen de aire infiltrado por pie<sup>2</sup> de superficie de ventana para invierno.

TIPO DE VENTANA	OBSERVACIONES	PIES <sup>3</sup> / MIN POR PIE <sup>2</sup> DE SUP. DE VENTANA ( <sup>1</sup> ) Velocidad del viento 15 millas /h. ( <sup>2</sup> )	
		VENTANAS PEQUEÑAS (aproximadamente 30x72 plg)	VENTANAS GRANDES (aproximadamente 54x96 plg)
Ventana de doble hoja o guillotina (madera)	Ventana normal, sin protección esp. Incluyendo fugas a través del marco de madera.	0.85	0.53
	Ídem; con protección especial	0.52	0.33
	Ventana de const. Barata, sin protec. *especial, incluyendo fugas a través del marco de madera	2.4	1.52
	Ídem; con protección especial	0.74	0.47
Ventanas de metal de doble hoja	Sin cerrojo, sin protección especial*	1.60	1.01
	Sin cerrojo, sin protección especial	0.69	0.44

Tabla 4.4 Volumen de aire por pie<sup>2</sup> de superficie de puertas (para invierno).

TIPO DE PUERTA	Infiltración	
	pie <sup>3</sup> /min. por pie <sup>2</sup>	pie <sup>3</sup> /min por pie <sup>2</sup>
Puerta de cristal; construcción normal	Poco Uso	Uso Normal
1/16" de ranura	9.0	20.0
Puerta normal de madera (3' x 7')	2.0	13.0
Puerta de garage	4.0	9.0
Puerta de fabricas pequeñas	1.5	3.0

En la tabla 4-5. aparecen estos factores de infiltración.

<b>A)</b>	<b>Ventanas y puertas exteriores sin sello especial</b>	
	a) Cuartos con ventanas o puertas exteriores de un solo lado	0.017
	b) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en dos lados.	0.027
	c) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en tres lados	0.036
	d) Vestibulos de entrada	0.036
	e) Cuartos con varias ventanas en tres lados	0.054
<b>B)</b>	<b>Ventanas y puertas exteriores con sello especial</b>	
	a) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en un solo lado	0.011

b) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en dos lados	0.017
c) Cuartos con ventanas o puertas exteriores en tres lados	0.027
d) Vestíbulos de entrada	0.027
e) Cuartos con varias ventanas en tres lados	0.036

(continuación de la tabla 4-5)

#### 4.3 CARGAS INTERNAS:

Una de las más importantes fuentes de calor interno es la gente. La gente en un cuarto cede calor sensible y latente. La cantidad exacta se determina por el tipo de actividad. La carga interna o calor generado en el local depende de la aplicación. En cada caso habrá que aplicar a todas las cargas internas el correspondiente factor de diversidad y empleo.

Generalmente, las ganancias internas provienen de algunas (o todas) de las siguientes fuentes:

1. Personas
2. Alumbrado
3. Utensilios
4. Máquinas eléctricas
5. Motores eléctricos
6. Tuberías y depósitos de agua caliente
7. Diversas fuentes de calor

La cantidad de calor generado y disipado depende de la temperatura ambiente y del grado de actividad de la persona. La gente sentada en reposo en un teatro libera cerca de 350 Btu/h de calor total por persona de los cuales unos 235 Btu/h son calor sensible y 115 Btu/h calor latente. Compare que la gente danzando libera un

total de 900 Btu/h por persona, 325 son calor sensible y 575 latente. Así, usted puede ver el resultado de la transpiración del cuerpo y la carga latente cuando se incrementa la actividad. De nuevo las formas de cálculo de carga para situaciones residenciales y comerciales le proveerá los factores apropiados.

Las cargas de calor de gente trabajan para el sistema en invierno pero contra el sistema en verano.

La iluminación y los aparatos son otras formas de fuentes de calor interno. Las luces incandescentes ceden 3.4 Btu/h por vatio de electricidad de consumo.

Las luces fluorescentes, sin embargo, requieren potencia extra, cerca de 25% más. Así, una lámpara nominal de 40 vatios de tipo fluorescente consume 50 vatios y produce 170 Btu/h de calor. Aparatos como cafeteras producen más de 1,000 Btu/h (770 sensible y 230 latente). Las estufas eléctricas con varias boquillas y horno producen una gran cantidad de calor, también se toma en cuenta los televisores y la radio.

El baño es otro contribuyente a la carga interna de verano, una gran cantidad de humedad y calor sensible se añade al espacio acondicionado.

## **CAPITULO 5**

### **CÁLCULO DE CARGAS COMERCIALES**

El aire acondicionado para condiciones de comodidad comercial es el proceso de tratar el aire para controlar simultáneamente su temperatura, humedad, limpieza y distribución, para satisfacer ciertos requisitos de condiciones de comodidad para personas que trabajan en un espacio comercial.

En esta ocasión informaremos y daremos a conocer los procedimientos para el cálculo de carga de calefacción y de enfriamiento, en el caso del cálculo de carga de calefacción será generalmente suficiente seleccionar los factores apropiados de transmisión de calor que deberán ser aplicados a los varios elementos de construcción. Para la carga de enfriamiento hay otros factores que deben ser considerados para llegar a un resultado exacto de la carga. La orientación del edificio, la dirección a la cual miran las distintas paredes del espacio que debe ser enfriado, deben ser considerados. El momento del día en que la carga llega a su pico también debe ser determinado.

#### **5.1 Factores que Afectan la Ganancia y la Pérdida de Calor**

Para poder hacer un buen cálculo de las cargas de calor y enfriamiento, se debe hacer una investigación exacta de los componentes de la carga del espacio que se va a condicionar. Los siguientes son los factores que afectan la ganancia y la pérdida de calor en un espacio dado:

- 1.- Los materiales de construcción
- 2.- Las dimensiones físicas
- 3.- La orientación del edificio o del espacio
- 4.- La cantidad de personas
- 5.- La iluminación



6.- Los equipos y electrodomésticos

7.- La infiltración

8.- La ventilación

9.- El horario de uso

10.- Las condiciones exteriores de diseño

11.- Las condiciones interiores de diseño

## 5.2 Momento del Día con Carga Pico de Enfriamiento

El momento del día durante el cual la carga de enfriamiento llega a su pico máximo no es siempre detectable fácilmente. Esto se debe a que los componentes principales de la carga de enfriamiento no llegan a sus picos individuales simultáneamente. Mientras que la máxima temperatura exterior ocurre cerca de las 3:00 p.m. (tiempo estándar) en los meses de verano, la máxima ganancia de calor solar a través de las ventanas ocurre en cualquier momento desde las 7:00 a.m. hasta las 5:00 p.m., dependiendo de que ventanas estén expuestas al sol.

Además, las ganancias de calor internas pueden llegar a su pico en cualquier momento. Se hace necesario entonces efectuar un cálculo de la ganancia total de calor en varios puntos a lo largo del día para poder determinar el pico máximo de la carga de enfriamiento.

Nótese que en las tablas en las que utilizaremos están basadas en la hora estándar (3:00 p.m.).

Un aspecto importante de cálculo de cargas de enfriamiento a horas diferentes de las 3:00 p.m. y que en algunas ocasiones es olvidado, es la corrección que debe hacerse a la temperatura exterior de diseño de bulbo seco para cada momento del día en particular. Obviamente, si la máxima temperatura exterior de bulbo seco se presenta todos los días a las 3:00 p.m., en cualquier otro momento debe ser menor. Por consiguiente, la diferencia entre la temperatura interior y exterior de bulbo seco a otras horas distintas de las 3:00 p.m., será menor que en las condiciones de diseño que se presentan a las 3:00 p.m. La tabla 5 (apéndice) da los factores para hacer las correcciones necesarias y la nota debajo de la tabla da un ejemplo de cómo hacer un cálculo típico. Las correcciones no solamente afectan la diferencia de temperaturas de exterior y interior, sino también

la diferencia total equivalente en las temperaturas de paredes (tabla 7 del apéndice) y techos (tabla 8 del apéndice).

### 5.3 Condiciones Exteriores de Diseño

Para el caso de enfriamiento; las temperaturas de diseño exterior de bulbo seco y bulbo húmedo utilizadas para el cálculo de las cargas de enfriamiento no deben ser menores a las de un patrón que ya estén registradas para la ciudad o lugar del diseño.

Para el caso de calefacción, las temperaturas exteriores de diseño de bulbo seco utilizadas para el cálculo de las cargas de calefacción no deben ser mayores a las de aquellas que están ya registradas para la ciudad o lugar del diseño.

### 5.4 Condiciones Interiores de Diseño

Para el caso de calefacción, la temperatura interior de diseño de bulbo seco debe determinarse teniendo en cuenta el uso que tiene el espacio. Donde se dispone de humidificación controlada para evitar la condensación sobre las ventanas, la humedad relativa interior de diseño no debe exceder la dada por la tabla 20 (apéndice) para las distintas temperaturas exteriores.

Para el caso de enfriamiento, las condiciones interiores de diseño deben determinarse teniendo en cuenta el uso que tiene el espacio.

Para condiciones de comodidad el estándar ASHRAE define la zona o envolvente de comodidad como un cuadrilátero sobre la carta Psicrométrica. Cuando la temperatura radiante media es igual a la temperatura del bulbo seco, las esquinas del cuadrilátero están localizadas aproximadamente en los siguientes cuatro puntos: 72°F BS y 81% HR (65°F BH), 78°F BS y 58% HR (67°F BH), 73°F BS y 24% HR (53°F BH) y 80°F BS y 19 HR (56°F BH).

La tabla 15b (apéndice) muestra la información basada en condiciones interiores de 80°F BS y 50% HR, claramente fuera de la zona de comodidad, aunque no muy lejos de ella. De modo similar, la tabla 21a (apéndice) da la información basada en condiciones interiores de 68°F BS y HR tan baja como del 5% y de nuevo claramente por fuera de la zona de comodidad. El rango de condiciones bajo las cuales la mayoría de la gente se siente cómoda desde los 71.5°F y 71% HR hasta los 79.7°F y 20% HR.

En términos generales, para mantener las condiciones de comodidad, mientras más alta sea la temperatura de bulbo seco, menor debe ser la humedad relativa y viceversa.

#### 5.5 Ganancia de Calor por Radiación Solar a Través de Vidrios

Las ganancias de calor por radiación solar para vidrios claros se muestran en la tabla 1 (apéndice). Los factores de corrección para otros tipos de vidrios y distintos tipos de accesorios para sombra se muestra en la tabla 2 (apéndice).

El sombreado de ventanas con aleros, no reciben directamente el sol están sujetas a la misma ganancia de calor por radiación solar que una ventana que mira hacia el norte, solamente la parte sombreada.

Para el cálculo de la área sombreada y el área soleada de una ventana que está parcialmente protegida por un alero, determine a que distancia está la línea de sombra por debajo del borde inferior del alero multiplicando la longitud del alero por el factor dado en la tabla 3 (apéndice). En seguida, reste la distancia que hay de la parte inferior del alero a la parte superior de la ventana, de la distancia que hay del borde inferior del alero a la línea de sombra. El resultado es la altura de la parte sombreada de la ventana, que al multiplicarse por el ancho de la ventana, da el área sombreada que puede tratarse como cualquier vidrio que mira hacia el norte. El resto de la ventana está soleado y sometido a una ganancia de calor por radiación según la dirección en que mira y de acuerdo a lo mostrado en la tabla 1 (apéndice).

#### 5.6 Transmisión de Calor a Través de los Componentes Estructurales

La transmisión de los componentes se lleva a cabo de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

Donde :

Q = velocidad a la que el calor pasa a través de un componente en Btu/h.

U = factor general de transmisión de calor para el componente estructural en Btu/h, por pies<sup>2</sup> por grado F de diferencia en temperatura entre el exterior y el interior [ Btu/h (pie<sup>2</sup>) (grado °F) ]

A = el área del componente estructural que queda expuesto a las temperaturas interiores y exterior.

$\Delta T$  = diferencia en temperatura entre el interior y exterior en grados °F.

La tabla 6 (apéndice) da los valores de U para paredes, techos y pisos comúnmente usados en construcciones.

La tabla 4 (apéndice) muestra los valores de U para vidrios.

Las diferencias equivalentes de temperaturas que se aplican a paredes y techos combinan los efectos de la radiación solar, efectos de retardo o efectos de almacenamiento y diferencias en la temperatura del aire. Es esta la diferencia en temperatura que produciría por sí sola, el mismo flujo de calor hacia el espacio interior que se produce realmente como resultado de la acción simultánea de la radiación, la convección y la conducción. Las tablas 7 y 8 (apéndice) dan las diferencias de temperaturas equivalentes para varios tipos de construcciones en distintos momentos del día para techos y paredes respectivamente.

#### 5.7 Concentración de Personas y Cantidad de Diseño

Las personas que ocupan el espacio que debe ser enfriada contribuyen con cantidades importantes de calor sensible y de calor latente, que aumentan la carga total de enfriamiento de dicho espacio. El cálculo de la carga debida a las personas debe basarse en el número promedio de estas dentro del espacio durante el periodo de la máxima carga de enfriamiento de diseño. La cantidad de calor debida a las personas, que va a aumentar la carga total de enfriamiento, debe estar de acuerdo con la actividad desarrollada por esas personas como se indica en la tabla 9 (apéndice). La tabla 14 (apéndice) da estimativas de concentración en pies cuadrados por persona para

ser usados cuando no se disponga de datos más exactos.

Las instalaciones de aplicación comercial o de sitios de reunión de grandes cantidades de público, pueden algunas veces requerir operación durante las 24 horas del día. En algunos casos, el equipo es apagado en el momento de cierre del negocio y prendido de nuevo antes o en el momento de abrir al día siguiente. En otros casos, el equipo puede ser operado continuamente para sacar la máxima utilidad al efecto de inercia térmica de la estructura y de sus componentes. En aplicaciones especiales, incluyendo las iglesias, la utilización puede ser solamente unas pocas horas a la semana y los espacios pueden ser pre-enfriados, posiblemente por debajo de la temperatura interior de diseño, para una mejor utilización de efecto de inercia térmica. Un buen criterio se requiere para determinar cómo la concentración de diseño puede afectar al equipo y la capacidad del sistema.

#### 5.8 Ganancia de Calor Debido a Otras Fuentes Interiores

Entre las fuentes de calor dentro del espacio para ser enfriado están las luces, las máquinas de oficina, los electrodomésticos y los motores eléctricos. La tabla 2 (apéndice) muestra los calores generados por distintos aparatos en un restaurante y por otros equipos diversos. La tabla 10 (apéndice) muestra los calores generados por motores dependiendo de la localización del motor y del aparato movido por el motor.

Puesto que la mayoría de la maquinaria movida por motores eléctricos está muy pocas veces en uso continuo, será necesario generalmente aplicar un factor de utilización al calor generado en Btu/h que muestra la tabla 10. Si un motor trabaja aproximadamente  $\frac{1}{4}$  del tiempo posible, el factor de utilización será de 0.75; si un motor trabaja la mitad del tiempo, el factor de utilización será de 0.50. Las ganancias de calor (calor generado) mostradas en la tabla 11 son para electrodomésticos situados en espacios acondicionados y estos valores están ya corregidos por un factor de utilización. Por consiguiente, no se debe aplicar ningún factor de corrección por utilización a los valores de la tabla 11.

Generalmente la placa de identificación del electrodoméstico, máquina o equipo dará la información necesaria para sacar un dato aproximado de calor generado por el aparato. En las placas en que se especifique la potencia consumida, ésta se puede tratar del mismo modo que las luces por 3.4 para obtener los Btu/h. Si lo

especificado es la potencia del motor, use la tabla 10 para obtener los Btu/h. Si solamente se especifican el voltaje y los amperios consumidos a plena carga, multiplique el voltaje por el amperaje por un factor de potencia razonable (de 0.6 para motores pequeños hasta 0.9 para motores grandes) y por 3.4 para obtener los Btu/h. En todos los casos, aplique un factor aproximado de utilización.

### 5.9 Infiltración y Ventilación

Infiltración es la entrada de aire exterior a través de rajaduras y uniones alrededor de ventanas, puertas y a través de pisos y paredes. La cantidad de infiltración depende del tipo de construcción y del estado de la edificación.

La tabla 12 (apéndice) muestra los valores de infiltración estimados en base al método de cambios de aire. Ventilación es el desplazamiento intencional del aire interior y su remplazo por aire exterior con o sin la ayuda de ventiladores. Generalmente, el aire de ventilación es tomado directamente del exterior, mezclado con el aire de retorno y pasado a través del equipo de calefacción o en enfriamiento, antes de ser llevado hasta el espacio acondicionado. La temperatura de la mezcla de aire exterior, con aire de retorno al entrar al equipo de calefacción, debe ser determinada para poder establecer la temperatura de suministro del equipo y también para poder estimar las pérdidas de calor en los conductos. Los requisitos de ventilación para el verano y para el invierno los podemos obtener de la tabla 13 (apéndice).

### 5.10 Deshumidificación y Humidificación

La eliminación de la humedad que trae el aire introducido dentro del espacio acondicionado durante el verano, se logra en el serpentín de enfriamiento de la unidad de aire acondicionado.

La deshumidificación por este método se logra cuando el aire es enfriado hasta o por debajo de su temperatura de punto de rocío de modo que una porción del vapor de agua en el aire se condensa, se drena por una bandeja y manguera de condensado. La condensación del vapor de agua requiere que se quite calor

(latente) en cantidades de aproximadamente 1.070 Btu/h por libra de agua condensada.

La tabla 15a (apéndice) muestra la cantidad de calor removida por cada 100 pies<sup>3</sup>/min de aire exterior que se necesitan llevar hasta unas condiciones interiores de 75°F BS y 50% HR. La tabla 15b (apéndice) muestra la cantidad de calor removido por cada 100 pies<sup>3</sup>/min que se necesitan llevar hasta 80°F BS y 50% HR. La interpolación entre 75°F y 80°F para temperaturas interiores del bulbo seco, dará resultados lo suficientemente exactos para ser utilizados en cálculos de cargas ordinarias.

Humidificación; aunque se recomienda una humedad relativa interior por encima del 20% para un máximo de comodidad y para ciertos materiales y procesos, la humidificación en edificaciones comerciales existentes debe ser implementada con precaución. El nivel de humedad que una edificación puede ser mucho más bajo que el nivel de humedad que produce la condensación visible en los vidrios de las ventanas. La tabla 20 (apéndice) da la máxima humedad relativa interior para evitar condensación sobre los vidrios de las ventanas para variadas temperaturas exteriores con vidrios dobles y sencillos. La humidificación de edificios con barreras de vapor y aislamiento inadecuadas no es recomendable, puesto que hay la posibilidad de daños estructurales debidos a la condensación en sitios de difícil acceso.

El aumento de la humedad del aire exterior que se introduce en el espacio acondicionado durante el invierno requiere el gasto de energía en la forma de calor. El calor requerido para evaporar agua en un humidificador es del orden de 1.070 Btu por libra de agua evaporada aproximadamente.

Las tablas 21a, 21b y 21c (apéndice) muestran la cantidad de agua en galones por día por cada 100 pies<sup>3</sup>/min, que debe ser evaporada y entregada al espacio acondicionado para alcanzar un determinado nivel de humedad relativa interior. También se encuentran en las tablas 21a, 21b y 21c las cantidades de calor en Btu/h requeridas para cada uno de los valores de la humidificación.

#### 5.11 Ganancia y Pérdida de Calor en Ductos

La ganancia o pérdida de calor a través de ductos localizados en espacios no acondicionados puede ser

apreciable. Tampoco puede ser calculada con exactitud sin antes haber diseñado el sistema de ductos, pero de todos modos tiene que ser incluida en el cálculo de las cargas de calefacción y enfriamiento. Después de que el sistema de ductos ha sido diseñado, la ganancia o pérdida de calor a través de los ductos puede ser verificada y pueden ser hechos ajustes en las demás partes del cálculo de cargas, si es necesario.

La tabla 16a (apéndice) muestra el porcentaje que debe ser añadido a la carga sensible, según la longitud de los ductos, para compensar por la ganancia de calor del aire de suministro a través de las paredes del ducto. Las curvas mostradas sirven solo bajo las condiciones establecidas en la tabla. Del mismo modo, la tabla 22a (apéndice) muestra el porcentaje que debe ser añadido a la carga de calefacción, según la longitud de los ductos, para compensar por la pérdida de calor que se sufre en el aire de suministro a través de las paredes del ducto. Las convecciones de la tabla determinan las condiciones bajo las cuales se pueden utilizar las curvas.

Para condiciones distintas a las establecidas las tablas 16a y 22a, se utilizan los multiplicadores sacados de los cuadros y tablas posteriores a las tablas mencionadas. Estos multiplicadores se aplican al porcentaje obtenido en las tablas 16a y 22a para condiciones normales.

### 5.12 Selección de Equipos (Enfriamiento)

Para una aplicación de enfriamiento normal, la capacidad del equipo debe ser tan parecida como sea posible a las cargas de enfriamiento (sensible y latente). Las tablas de capacidades publicadas por los fabricantes muestran la capacidad sensible y latente del equipo para distintas cantidades de flujo de aire (pies<sup>3</sup>/min).

Para poder seleccionar un equipo correctamente deben conocerse las cargas de calor sensible y latente, lo mismo que los pies <sup>3</sup>/min requeridos de flujo de aire. Puesto que la mayoría de las aplicaciones comerciales implican una operación continua de las aplicaciones residenciales, los equipos comerciales no son normalmente seleccionados utilizando el concepto del cambio de temperatura esperado, como se recomienda para el cálculo de cargas residenciales.

Las instalaciones en sitios geográficos de alta humedad también pueden beneficiarse del uso de varias unidades en vez de la utilización de una sola unidad enfriadora. El uso de una sola unidad enfriadora puede



resultar en un buen control de la humedad únicamente en los casos en que dicha unidad está equipada con un control de capacidad.

Varias unidades pueden dar un rendimiento superior al de una sola unidad cuando se trata de mantener unas condiciones interiores satisfactorias, si se operan solo con parte de la carga máxima. Puesto que las condiciones exteriores de diseño ocurren solo durante unas pocas horas durante la estación de enfriamiento, los equipos operan la mayor parte del tiempo en condiciones de poca carga. Bajo estas condiciones, solo funcionarán aquellas unidades que sean necesarias para satisfacer la carga existente. Con una sola unidad bajo condiciones de carga parcial, la unidad prenderá y parará continuamente, perdiendo así el control de la humedad dentro del espacio acondicionado.

### 5.13 PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO PARA OFICINAS DE EXTENSIÓN UNIVERSITARIA.

Las oficinas están localizadas en el auditorio de Extensión Universitaria en Cuautitlán Izcalli, Estado de México. El plano aparece en el apéndice.

Los detalles de construcción son los siguientes:

**Paredes :** las paredes exteriores del auditorio de Extensión Universitaria son de concreto, de un espesor de 5 pulgadas, color claro. Las paredes interiores son de fibrocemento ( tablaroca ) de un espesor de 4 pulgadas, color claro. Algunas de las paredes son de tabique con revestimiento de yeso, el tabique es hueco y tiene un espesor de 4 pulgadas.

**Techo :** Es plano y de color oscuro, el techo esta compuesto de fibrocemento, por lo que lo consideramos de una construcción liviana y a la sombra, por que las oficinas están en el interior del Auditorio.

**Ventanas :** de vidrio plano sencillo, de un espesor de ¼ de pulgada.

Otros detalles de diseño son los siguientes :

**Iluminación :** lamparas fluorescentes de 40 W.

**Concentración de personas :** En la mayoría de las oficinas esta ocupada por 2 personas y solamente una de las

oficinas esta ocupada por 4 personas.

Condiciones de diseño para verano .

Condiciones exteriores :

Latitud =  $19^{\circ} 31'$

Longitud =  $98^{\circ} 52'$

Altura sobre el nivel del mar = 2,216 mts. = 7,270.341 ft.

Presión barométrica = 588 mm Hg

Temperatura máxima exterior =  $34^{\circ}\text{C} = 93.2^{\circ}\text{F}$

Temperatura de calculo :

Bulbo seco =  $32^{\circ}\text{C} = 89.6^{\circ}\text{F}$

Bulbo húmedo =  $19^{\circ}\text{C} = 66.2^{\circ}\text{F}$

Condiciones interiores :

Temperatura de diseño interior :

Bulbo seco =  $23^{\circ}\text{C} = 73.4^{\circ}\text{F}$

Bulbo húmedo =  $15.6^{\circ}\text{C} = 60.08^{\circ}\text{F}$

Humedad relativa = 50 %

Hora de calculo = 3:00 PM

#### 5.13.1 Cálculo de carga de enfriamiento

PARA LA OFICINA NÚMERO 1.

1 ) Ganancias de calor por radiación solar a través de vidrios ( calor sensible ) .

a ) La ventana del lado norte-este, la consideramos como una ventana mirando al norte , debido a la marquesina la proteje de la radiación solar directa.

Área de la ventana =  $(2.25 \times 1.5) \text{ m}^2 = 3.375 \text{ m}^2 = 36.328 \text{ ft}^2$

b ) Las ventanas del lado norte, las consideramos como una sola .

$$\text{Área de la ventana } [(0.85 + 1.90) \times 1.50] \text{ m}^2 = 4.125 \text{ m}^2 = 44.401 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área total de las ventanas} = (36.328 + 44.401) \text{ ft}^2 = 80.729 \text{ ft}^2$$

De la tabla 1 con el valor de la latitud de  $19^\circ 31'$  obtenemos el factor de radiación =  $33.5 \text{ [Btu/h ft}^2]$

De la tabla 2 para vidrio plano (1/4 plg.) obtenemos el factor de corrección : 0.64

$$Q = 80.729 \text{ [ft}^2] \times 33.5 \text{ [Btu/h ft}^2] \times 0.64 = 1730.83 \text{ [Btu/h]}$$

2) Ganancia por transmisión ( calor sensible )

a) Para vidrios : de la tabla 4 obtenemos el factor de transmisión  $u = 0.81 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]}$

$$\text{Área total} = 80.729 \text{ [ft}^2]$$

$$\Delta T = T_{\text{bs ext}} - T_{\text{bs int}} = 89.6 - 73.4 = 16.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q = 80.729 \text{ [ft}^2] \times 0.81 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}] \times 16.2 \text{ [}^\circ\text{F}] = 1059.326 \text{ [Btu/h]}$$

b) Paredes : de la del lado norte y del norte-este son de concreto de 5 plg. y  $u = 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}]$

De la tabla 7 obtenemos  $\Delta T = 15 \text{ }^\circ\text{F}$

$$A = [(0.85 + 2.25 + 1.90) \times 1.00] \text{ m}^2 = 5.00 \text{ m}^2 = 53.82 \text{ ft}^2$$

$$Q = 53.82 \text{ [ft}^2] \times 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}] \times 15 \text{ [}^\circ\text{F}] = 678.132 \text{ [Btu/h]}$$

Las demás paredes que son de fibrocemento las consideramos al norte por que están a la sombra.

( puerta =  $1.84 \text{ m}^2 = 19.805 \text{ ft}^2$  ), para fibrocemento  $u = 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}]$

$$A = [(4.70 + 4.10 + 2.80 + 2.40) \times 2.5] \text{ m}^2 - 1.84 \text{ m}^2 = 33.16 \text{ m}^2 = 356.932 \text{ ft}^2$$

$$Q = 356.932 \text{ [ft}^2] \times 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}] \times 15 \text{ [}^\circ\text{F}] = 3105.308 \text{ [Btu/h]}$$

a) Techo : esta compuesto de fibrocemento, por lo que se considera como una construcción liviana y lo consideramos a la sombra.

$$A = 22.343 \text{ m}^2 = 240.498 \text{ ft}^2$$

Para fibrocemento  $u = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}]$

De la tabla 8  $\Delta T = 18^\circ\text{F}$

$$Q = 240.498 \text{ [ft}^2] \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}] \times 18^\circ\text{F} = 2510.799 \text{ [Btu/h]}$$

3) Ganancias de calor internas

a) Para Personas : obtenemos el calor sensible y latente, esta oficina esta ocupada por 2 personas.

$$\text{Calor sensible : } Q = 2 \times 250 \text{ [Btu/h]} = 500 \text{ [Btu/h]}$$

$$\text{Calor latente : } Q = 2 \times 200 \text{ [Btu/h]} = 400 \text{ [Btu/h]}$$

b) Para Luces (calor sensible )

$$Q = 40 \text{ [w]} \times 3.4121 \text{ [(Btu/h)/w]} = 818.904 \text{ [Btu/h]}$$

4) Infiltración o Ventilación

a) Infiltración: De la tabla 12 se buscan los cambios de aire por hora debido a la infiltración, el valor considerado para este caso es 1.2, por consiguiente se multiplica el volumen por el factor entre el tiempo.

$$V = 55.857 \text{ m}^3 = 1972.571 \text{ ft}^3$$

$$\text{La infiltración} = (1972.571 \text{ [ft}^3\text{]} \times 1.2) / 60 \text{ min} = 39.451 \text{ [ft}^3\text{/min]}$$

b) Ventilación : De la tabla 13 se buscan los requisitos de ventilación por persona, en esta oficina esta ocupada por 2 personas, para la oficina corresponde 7[ft<sup>3</sup>/min].

$$\text{Oficina : } 2 \times 7 \text{ [ft}^3\text{/min]} = 14 \text{ [ft}^3\text{/min]}$$

En este caso la infiltración es mayor que los requisitos de ventilación, por consiguiente tomamos el valor de la infiltración de 39.451[ft<sup>3</sup>/min] = 2367.06 [ft<sup>3</sup>/h]

Si el aire exterior esta a Tbs = 89.6°F y Tbh = 66.2°F de la carta Psicrométrica obtenemos el vol. esp. = 14.01[ft<sup>3</sup>/lb] (aire ext. de infiltración/vol. esp.) = (2367.06[ft<sup>3</sup>/h]/14.01[ft<sup>3</sup>/lb]) = 168.955 [lb/h]

El calor sensible se calcula de la manera siguiente:

$$Q_s = 168.955 \text{ [lb/h]} \times 0.244 \text{ [Btu/lb}^\circ\text{F]} \times (89.6 - 73.4) \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$Q_s = 667.945 \text{ [Btu/h]}$$

De la tabla 15 con los valores de la temperatura de :

Tbs = 89.6°F y Tbh = 66.2°F obtenemos en este caso el valor mínimo correspondiente de la Tbs por consiguiente tenemos 290 Btu/h por cada 100 ft<sup>3</sup>/min y lo multiplicaremos por el valor de las infiltraciones por lo que obtendremos :

$$Q_L = 39.451 \text{ [ft}^3\text{/min]} \times 290 \text{ [Btu/h]/100 [ft}^3\text{/min]}$$

$$Q_L = 144.408 \text{ [Btu/h]}$$

5) Carga Total de Enfriamiento : se suman la carga sensible total y la carga latente total.

Carga total de enfriamiento en la oficina #1 = 11,615.652 [Btu/h]

#### PARA LA OFICINA NÚMERO 2.

1) Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios (calor sensible).

Una de las ventanas esta ubicada del lado norte y la otra a la sombra del lado sur, por lo que las consideramos ambas al norte.

$$A_T = (3 \times 1.5) \text{ m}^2 + (2.1 \times 1.5) \text{ m}^2 = 7.65 \text{ m}^2 = 82.344 \text{ ft}^2$$

$$Q = 1765.455 \text{ [Btu/h]}$$

2) Ganancia por transmisión (calor sensible)

a) Para vidrios

De la tabla 1 el factor de radiación : 33.5 [Btu/h ft<sup>2</sup>]

De la tabla 2 el factor de corrección : 0.64

$$Q = 82.344 \text{ [ft}^2\text{]} \times 33.5 \text{ [Btu/h ft}^2\text{]} \times 0.64$$

De la tabla 4  $u = 0.81$  [Btu/h ft<sup>2</sup> °F]

$$\Delta T = T_{\text{bs ext.}} - T_{\text{bs int.}} = 89.6 - 73.4 = 16.2^\circ\text{F} \quad A_T = 82.344 \text{ ft}^2$$

$$Q = 82.344 \text{ [ft}^2\text{]} \times 0.81 \text{ [Btu/h ft}^2\text{ }^\circ\text{F]} \times 16.2 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$Q = 1080.518 \text{ [Btu/h]}$$

b) Paredes : Para la pared del lado norte, esta construida de concreto de 5 plg.  $U = 0.84$  [Btu/h ft<sup>2</sup> °F]

De la tabla 7 sacamos  $\Delta T = 15^\circ\text{F}$

$$A = (1.00 \times 3.00) \text{ m}^2 = 3.00 \text{ m}^2 = 32.292 \text{ ft}^2$$

$$Q = 32.292 \text{ [ft}^2\text{]} \times 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2\text{ }^\circ\text{F]} \times 15 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$Q = 406.879 \text{ [Btu/h]}$$

Las demás paredes están compuestas de fibrocemento y las consideramos las paredes que no estén colindando con un área que se haya hecho el cálculo para acondicionamiento

colindando con un área que se haya hecho el cálculo para acondicionamiento.

$$\text{Pared oeste } (3.90 \times 2.50) \text{ m}^2 = 9.75 \text{ m}^2 = 104.948 \text{ ft}^2$$

$$\text{Pared sur } (1.00 \times 2.10) \text{ m}^2 = 2.10 \text{ m}^2 = 22.604 \text{ ft}^2$$

$$A_T = 104.948 \text{ ft}^2 + 22.604 \text{ ft}^2 = 127.552 \text{ ft}^2$$

$$\text{Fibrocemento } U = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F] }$$

De la tabla 7 sacamos  $\Delta T = 15^\circ\text{F}$

$$Q = 127.552 \text{ [ft}^2\text{]} \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 15 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$Q = 1109.702 \text{ [Btu/h]}$$

c) Techo

Esta compuesto de fibrocemento por lo cual lo consideramos como una construcción liviana y a la sombra

$$u = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]}$$

$$A = 11.7 \text{ m}^2 = 125.938 \text{ ft}^2$$

De la tabla 8 sacamos  $\Delta T = 18^\circ\text{F}$

$$Q = 125.938 \text{ [ft}^2\text{]} \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 18 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$Q = 1314.793 \text{ [Btu/h]}$$

3) Ganancias de Calor Internas

a) Para Personas : de la tabla 9 obtenemos el calor sensible y latente, esta oficina esta ocupada por 2 personas.

$$Q_s = 2 \times 250 \text{ [Btu/h]} = 500 \text{ [Btu/h]}$$

$$Q_L = 2 \times 200 \text{ [Btu/h]} = 400 \text{ [Btu/h]}$$

b) Para Luces (calor sensible)

Tiene 2 lamparas de 40w

$$Q = 2 \times 40\text{w} = 80\text{w} \times 3.4121 \text{ [(Btu/h)/w]} = 272.968 \text{ [Btu/h]}$$

4) Infiltración o Ventilación

a) Infiltración : de la tabla 12 se buscan los cambios de aire por hora debido a la infiltración. El valor para este caso es 1.2,  $v = 29.25\text{m}^3 = 1032.954 \text{ ft}^3$

La infiltración =  $(1032.954 \text{ [ft}^3 \times 1.2] / 60 \text{ min.} = 20.659 \text{ [ft}^3/\text{min})$

b) Ventilación : de la tabla 13 se buscan los requisitos de ventilación por persona, en esta oficina esta ocupada por 2 personas, para oficina el factor es 7  $\text{[ft}^3/\text{min})$ .

Oficina :  $2 \times 7 \text{ [ft}^3/\text{min}) = 14 \text{ [ft}^3/\text{min})$

En este caso la infiltración es mayor que los requisitos de ventilación, por consiguiente tomamos el valor de la infiltración de  $20.629 \text{ [ft}^3/\text{min}) = 1237.74 \text{ [ft}^3/\text{h})$ .

Si el aire exterior esta a  $T_{bs} = 89.6^\circ\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2^\circ\text{F}$  de la carta Psicrométrica obtenemos el vol. esp. =  $14.01 \text{ [ft}^3/\text{lb})$  (aire ext. de infiltración/vol. esp.) =  $(1237.74 \text{ [ft}^3/\text{h}) / 14.01 \text{ [ft}^3/\text{lb}) = 88.347 \text{ [lb/h)$

El calor sensible se calcula de la manera siguiente:

Si el calor específico es  $C_p = 0.244$  entonces.

$$Q_s = 88.347 \text{ [lb/h}) \times 0.244 \text{ [Btu/lb } ^\circ\text{F}) \times (89.6 - 73.4) \text{ [}^\circ\text{F})$$

$$Q_s = 349.218 \text{ Btu/h}$$

De la tabla 15 con los valores de la temperatura de  $T_{bs}$  y  $T_{bh}$  exterior, obtenemos 290  $\text{[Btu/h)}$

$$Q_t = 20.629 \text{ [ft}^3/\text{min}) \times 290 \text{ [Btu/h}) / 100 \text{ [ft}^3/\text{min})$$

$$Q_t = 59.824 \text{ Btu/h}$$

5) Carga Total de Enfriamiento : se suman la carga sensible total y la carga latente total.

Carga total de enfriamiento de la oficina #2

### PARA LA OFICINA NÚMERO 3

1) Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios no hay ventanas

2) Ganancias de transmisión

a) Paredes : En esta oficina consideraremos tres de sus paredes, porque la otra pared colinda con una oficina donde ya se realizo el cálculo de acondicionamiento, estas paredes se consideran a la sombra.

Las paredes están compuestas de fibrocemento  $u = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}$

$$\Delta T = T_{bs} \text{ ext.} - T_{bs} \text{ int.} = 89.6 - 73.4 = 16.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Las paredes tienen la misma medida pero hay que restar el área de la puerta  $(2.30 \times 0.90) \text{ m}^2 = 2.07 \text{ m}^2$

$$3 (2.8 \times 2.5) \text{ m}^2 = 21 \text{ m}^2 - 2.07 \text{ m}^2 = 18.93 \text{ m}^2 = 203.761 \text{ ft}^2$$

$$Q = 203.761 \text{ [ft}^2] \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 16.2 \text{ [}^\circ\text{F]}$$

$$Q = 1914.538 \text{ [Btu/h]}$$

b) Techo : esta compuesto de fibrocemento, lo consideramos a la sombra y como una construcción liviana,  $u = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]}$  de la tabla 8 sacamos  $\Delta T = 18^\circ\text{F}$ .

$$A = (2.80 \times 2.80) \text{ m}^2 = 7.84 \text{ m}^2 = 84.389 \text{ ft}^2$$

$$Q = 84.389 \text{ [ft}^2] \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 18 \text{ [}^\circ\text{F]} = 881.021 \text{ [Btu/h]}$$

3) Ganancias de calor internas

a) Para personas : de la tabla 9 obtenemos el calor sensible y latente, en esta oficina esta ocupada por 2 personas

$$Q = 2 \times 250 \text{ [Btu/h]} = 500 \text{ [Btu/h]} \quad (\text{calor sensible})$$

$$Q = 2 \times 200 \text{ [Btu/h]} = 400 \text{ [Btu/h]} \quad (\text{calor latente})$$

b) Para luces ( calor sensible )

$$Q = 40 \text{ [W]} \times 2 \text{ lamparas} = 80 \text{ [W]} \times 3.4121 \text{ [(Btu/h)/W]} = 272.968 \text{ [Btu/h]}$$

4) Infiltración o ventilación.

a) Infiltración : de la tabla 12 se busca los cambios de aire por hora debido a la infiltración, el valor considerado para este caso es 1.2, el volumen de la oficina es  $19.6 \text{ m}^3 = 692.167 \text{ ft}^3$

$$\text{La infiltración} = (692.167 \text{ [ft}^3] \times 1.2) / 60 \text{ min.} = 11.536 \text{ [ft}^3/\text{min.}]$$

b) Ventilación : de la tabla 13 se buscan los requisitos de ventilación por persona, en esta oficina, esta ocupada por 2 personas, para la oficina le corresponde 7 [ft<sup>3</sup>/min] .

$$\text{oficina : } 2 \times 7 \text{ [ft}^3/\text{min.}] = 14 \text{ [ft}^3/\text{min.}]$$

En este caso la infiltración es menor que la ventilación, por consiguiente tomamos el valor de la ventilación de  $14 \text{ [ft}^3/\text{min.}] = 840 \text{ [ft}^3/\text{h]}$

Si el aire exterior esta a  $T_{bs} = 89.6 \text{ }^\circ\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2 \text{ }^\circ\text{F}$  de la carta Psicrométrica obtenemos el vol. esp. =  $14.01 \text{ [ft}^3/\text{lb}]$  (aire ext. de infiltración / vol. esp.) =  $(840 \text{ [ft}^3/\text{h}] / 14.01 \text{ [ft}^3/\text{lb}]) = 59.957 \text{ [lb/h]}$



El calor sensible se calcula de la manera siguiente :

$$Q = 59.957 \text{ [lb/h]} \times 0.244 \text{ [Btu/lb } ^\circ\text{F]} \times (89.6 - 73.4) \text{ [ } ^\circ\text{F]} = 236.998 \text{ [Btu/h]}$$

De la tabla 15 con los valores de la temperatura de  $T_{bs} = 89.6 \text{ } ^\circ\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2 \text{ } ^\circ\text{F}$ , obtenemos en esta caso 290 [ Btu/h] por cada 100 [ft<sup>3</sup> /min.] y lo multiplicamos por el valor de las infiltraciones, por lo que obtendremos el calor latente.

$$Q = 14 \text{ [ft}^3\text{/min.]} \times 290 \text{ [Btu/h]} / 100 \text{ [ft}^3\text{/min.]} = 40.6 \text{ [Btu/h]}$$

5) Carga total de enfriamiento: se suman la carga sensible total y la carga latente total.

$$\text{Carga total de enfriamiento en la oficina \#3} = 3\,446.125 \text{ [Btu/h]}$$

PARA LAS OFICINAS NÚMERO 4,5,6. es la misma carga de enfriamiento que la calculada para la oficina número 3. porque tienen las mismas condiciones y dimensiones.

#### PARA LA OFICINA NÚMERO 7

1) Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios, del lado oeste, con persiana.

$$A = (1.5 \times 3.9) \text{ m}^2 = 5.85 \text{ m}^2 = 62.969 \text{ ft}^2$$

2) Ganancia por transmisión (calor sensible).

a) Para vidrios : de la tabla 4 obtenemos  $u = 1.06 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{]}$

$$\Delta T = T_{bs} \text{ ext.} - T_{bh} \text{ int.} = (89.6 - 73.4) \text{ } ^\circ\text{F} = 16.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A = (1.5 \times 3.90) \text{ m}^2 = 5.85 \text{ m}^2 = 62.969 \text{ ft}^2$$

$$Q = 62.969 \text{ [ft}^2 \text{]} \times 1.06 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F]} \times 16.2 \text{ [} ^\circ\text{F]} = 1081.304 \text{ [Btu/h]}$$

b) Paredes : Para el lado oeste, es de concreto de 5 plg. y el factor de transmisión es de  $u = 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F]}$  y de la tabla 7 obtenemos  $\Delta T = 12 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$A = (1.00 \times 3.90) \text{ m}^2 = 3.90 \text{ m}^2 = 41.979 \text{ ft}^2$$

$$Q = 41.979 \text{ [ft}^2 \text{]} \times 0.81 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F]} \times 12 \text{ [} ^\circ\text{F]} = 423.148 \text{ [Btu/h]}$$

Las demás paredes son de tabique con una cara de revestimiento de yeso y las consideramos a la sombra, el valor del factor de transmisión es de  $u = 0.31 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F]}$

Área total de las tres paredes =  $27.61 \text{ m}^2 = 297.192 \text{ ft}^2$

De la tabla 7 obtenemos  $\Delta T = 15 \text{ }^\circ\text{F}$

$$Q = 297.192 \text{ [ft}^2\text{]} \times 0.31 \text{ [Btu/h]} \times 15 \text{ [}^\circ\text{F]} = 1381.942 \text{ [Btu/h]}$$

C) Para el techo : esta compuesto de fibrocemento por lo cual es una construcción liviana, y lo consideramos a la sombra y el factor de transmisión es  $u = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]}$

$$A = (3.90 \times 4.4) \text{ m}^2 = 17.16 \text{ m}^2 = 184.709 \text{ ft}^2$$

De la tabla 8 obtenemos  $\Delta T = 18 \text{ }^\circ\text{F}$

$$Q = 184.709 \text{ [ft}^2\text{]} \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 18 \text{ [}^\circ\text{F]} = 1928.362 \text{ [Btu/h]}$$

3) Ganancias de calor internas.

a) Para personas : de la tabla 9 obtenemos el calor sensible y latente, esta oficina es ocupada por 2 personas.

$$Q = 2 \times 250 \text{ [Btu/h]} = 500 \text{ [Btu/h]} \text{ (calor sensible)}$$

$$Q = 2 \times 200 \text{ [Btu/h]} = 400 \text{ [Btu/h]} \text{ (calor latente)}$$

4) Infiltración o ventilación .

a) Infiltración : de la tabla 12 se buscan los cambios de aire por hora debido a la infiltración, el valor considerado para este caso es 1.2, el volumen de la oficina es de  $42.9 \text{ m}^3 = 1514.999 \text{ ft}^3$ .

$$\text{La infiltración} = (1514.999 \text{ [ft}^3\text{]} \times 1.2) / 60 \text{ min.} = 30.299 \text{ [ft}^3\text{/min.]}$$

b) Ventilación : de la tabla 13 se buscan los requisitos de ventilación por persona, en esta oficina es ocupada por 2 personas, para la oficina le corresponde 7 [ft<sup>3</sup>/min.].

$$\text{Oficina : } 2 \times 7 \text{ [ft}^3\text{/min.]} = 14 \text{ [ft}^3\text{/min.]}$$

En este caso la infiltración es mayor que da ventilación, por consiguiente tomamos el valor de la infiltración de  $30.299 \text{ [ft}^3\text{/min.]} = 1817.94 \text{ [ft}^3\text{/min.]}$

Si el aire exterior esta a  $T_{bs} = 89.6 \text{ }^\circ\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2 \text{ }^\circ\text{F}$  de la carta Psicrométrica obtenemos el vol. esp. =  $14.01 \text{ [ft}^3\text{/lb]}$  (aire ext. de infiltración/vol. esp.) =  $(1817.94 \text{ [ft}^3\text{/h]} / 14.01 \text{ [ft}^3\text{/lb]}) = 129.76 \text{ [lb/h]}$

El calor sensible se calcula de la manera siguiente :

$$Q = 129.76 \text{ [lb/h]} \times 0.244 \text{ [Btu/lb }^\circ\text{F]} \times (89.6 - 73.4) \text{ [}^\circ\text{F]} = 512.915 \text{ [Btu/h]}$$

De la tabla 15 con los valores de la temperatura de  $T_{bs} = 89.6\text{ }^{\circ}\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2\text{ }^{\circ}\text{F}$ , obtenemos en este caso 290 [Btu/h] por cada 100 [ft<sup>3</sup> /min.] y lo multiplicamos por el valor de las infiltraciones por lo que obtendremos calor latente :

$$Q = 30.299 \text{ [ft}^3 \text{ /min.]} \times 290 \text{ [Btu/h]} / 100 \text{ [ft}^3 \text{ /min.]} = 87.867 \text{ [Btu/h]}$$

5) Carga total de enfriamiento : se suman la carga sensible total y la carga latente total.

Carga total de enfriamiento en la oficina número 7 = 13,540.284 [Btu/h]

#### PARA LA OFICINA NÚMERO 8

1) Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios : en este no hay ventanas.

2) Ganancias de transmisión.

a) Para paredes : del lado oeste el factor de transmisión para concreto de 5 plg. tenemos

$u = 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F]}$  , de la tabla 7 obtenemos  $\Delta T = 12\text{ }^{\circ}\text{F}$ .

$$A = (3.00 \times 2.50) \text{ m}^2 = 7.50 \text{ m}^2 = 80.73 \text{ ft}^2$$

$$Q = 80.73 \text{ [ft}^2 \text{]} \times 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F]} \times 12\text{ }^{\circ}\text{F} = 813.758 \text{ [Btu/h]}$$

Para las demás paredes, que en este caso consideramos son : la del lado sur y este, por que la del lado norte colinda con una oficina donde ya se realizo el calculo de acondicionamiento, estas paredes se consideran a la sombra y están construidas de tabique con una cara de revestimiento de yeso,  $u = 0.31 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F]}$ .

$$\text{Área total de las paredes; } 16.43 \text{ m}^2 = 176.851 \text{ ft}^2$$

De la tabla 7 obtenemos  $\Delta T = 15\text{ }^{\circ}\text{F}$

$$Q = 176.851 \text{ [ft}^2 \text{]} \times 0.31 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F]} \times 15\text{ }^{\circ}\text{F} = 822.357 \text{ [Btu/h]}$$

b) Techo : esta compuesto de fibrocemento por lo cual es una construcción liviana y lo consideraremos a la sombra , el factor de transmisión es  $u = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F]}$ .

De la tabla 8 obtenemos  $\Delta T = 18\text{ }^{\circ}\text{F}$

$$A = (3.00 \times 4.40) \text{ m}^2 = 13.20 \text{ m}^2 = 142.084 \text{ ft}^2$$

$$Q = 142.084 \text{ [ft}^2 \text{]} \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 18 \text{ [}^\circ\text{F]} = 1483.357 \text{ [Btu/h]}$$

### 3) Ganancias de calor

a) Personas : de la tabla 9 sacamos el calor sensible y latente para esta oficina que es ocupada por 2 personas.

$$Q = 2 \times 250 \text{ [Btu/h]} = 500 \text{ [Btu/h]} \quad (\text{calor sensible})$$

$$Q = 2 \times 200 \text{ [Btu/h]} = 400 \text{ [Btu/h]} \quad (\text{calor latente})$$

b) Para luces :

$$Q = 40 \text{ [W]} \times 2 \text{ lamparas} = 80 \text{ [W]} \times 3.4121 \text{ [(Btu/h)/ W]} = 272.968 \text{ [Btu/h]}$$

### 4) Infiltración o ventilación.

a) Infiltraciones. de la tabla 12 obtenemos el valor de 1.2, si tenemos un volumen

en la oficina de  $33.00 \text{ m}^3 = 1165.384 \text{ ft}^3$

$$\text{La infiltración} = (1165.384 \text{ [ft}^3 \text{]} \times 1.2) / 60 \text{ min.} = 23.3 \text{ [ft}^3 \text{/min.]}$$

b) Ventilación : de la tabla 13 obtenemos 7 [ft<sup>3</sup>/min.] y esta oficina esta ocupada por 2 personas.

$$\text{Oficina : } 2 \times 7 \text{ [ft}^3 \text{/min.]} = 14 \text{ [ft}^3 \text{/min.]}$$

En este caso la infiltración es mayor que la ventilación , por consiguiente tomamos el valor de la infiltración de  $23.3 \text{ [ft}^3 \text{/min.]} = 1398.00 \text{ [ft}^3 \text{/h]}$

Si el aire exterior esta a  $T_{bs} = 89.6 \text{ }^\circ\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2 \text{ }^\circ\text{F}$  de la carta Psicrométrica obtenemos el vol. esp. =  $14.01 \text{ [ft}^3 \text{/lb]}$  (aire ext. de infiltración/vol. esp.) =  $1398.00 \text{ [ft}^3 \text{/h]} / 14.01 \text{ [ft}^3 \text{/lb]} = 99.78 \text{ [lb/h]}$

El calor sensible se calcula de la manera siguiente :

$$Q = 99.78 \text{ [lb/h]} \times 0.244 \text{ [Btu/lb }^\circ\text{F]} \times (89.6 - 73.4) \text{ [}^\circ\text{F]} = 394.41 \text{ [Btu/h]}$$

De la tabla 15 con los valores de la  $T_{bs} = 89.6 \text{ }^\circ\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2 \text{ }^\circ\text{F}$ , obtenemos en este caso  $290 \text{ [Btu/h]} \text{ por cada } 100 \text{ [ft}^3 \text{/min.]}$  y lo multiplicamos por el valor de las infiltraciones por lo que obtenemos el calor latente :

$$Q = 23.3 \text{ [ft}^3 \text{/min.]} \times 290 \text{ [Btu/h]} / 100 \text{ [ft}^3 \text{/min.]} = 67.57 \text{ [Btu/h]}$$

5) Carga total de enfriamiento: se suman la carga sensible total y la carga latente total.

Carga total de enfriamiento en la oficina #8 =  $4,754.42 \text{ [Btu/h]}$

PARA LA OFICINA NÚMERO 9

1) Ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios, de lado este, pero la consideramos a la sombra, de la tabla 1 obtenemos el factor de radiación es 33.5 [Btu/h  $\text{ft}^2$  ]

De la tabla 2 obtenemos el factor de corrección de 0.64

$$A = (0.90 \times 0.90) \text{m}^2 = 2.7 \text{m}^2 = 29.062 \text{ft}^2$$

$$Q = 29.062 [\text{ft}^2] \times 33.5 [\text{Btu/h ft}^2] \times 0.64 = 623.089 [\text{Btu/h}]$$

2) Ganancias por transmisión.

a) Para vidrios: de la tabla 4 obtenemos  $u = 0.52$  [Btu/h  $\text{ft}^2$  °F]

$$\Delta T = T_{\text{bs ext.}} - T_{\text{bs int.}} = (89.6 - 73.4) ^\circ\text{F} = 16.2 ^\circ\text{F}$$

$$A = (0.90 \times 3.00) \text{m}^2 = 2.70 \text{m}^2 = 29.062 \text{ft}^2$$

$$Q = 29.062 [\text{ft}^2] \times 0.52 [\text{Btu/h ft}^2 ^\circ\text{F}] \times 16.2 [^\circ\text{F}] = 244.818 [\text{Btu/h}]$$

b) Paredes: para el lado oeste la pared es de concreto de 5 plg. y el factor de transmisión es  $u = 0.84$  [Btu/h  $\text{ft}^2$  °F]

De la tabla 7 obtenemos  $\Delta T = 12$  °F

$$A = (2.50 \times 7.50) \text{m}^2 = 18.75 \text{m}^2 = 201.823 \text{ft}^2$$

$$Q = 201.823 [\text{ft}^2] \times 0.84 [\text{Btu/h ft}^2 ^\circ\text{F}] \times 12 [^\circ\text{F}] = 2034.376 [\text{Btu/h}]$$

Para la pared del lado sur, es de concreto de 5 plg y el factor de transmisión es de  $u = 0.84$  [Btu/h  $\text{ft}^2$  °F]

De la tabla 7 obtenemos F

$$A = (2.50 \times 4.40) \text{m}^2 = 11.00 \text{m}^2 = 118.403 \text{ft}^2$$

$$Q = 118.403 [\text{ft}^2] \times 0.84 [\text{Btu/h ft}^2 ^\circ\text{F}] \times 16 [^\circ\text{F}] = 1591.336 [\text{Btu/h}]$$

Para la pared del lado norte, esta construida con bloque con doble revestimiento, de tablas  $u = 0.29$  [Btu/h  $\text{ft}^2$  °F]

De la tabla 7 obtenemos  $\Delta T = 15$  °F

$$A = (2.50 \times 4.40) \text{ m}^2 = 11.00 \text{ m}^2 = 118.403 \text{ ft}^2$$

$$Q = 118.403 \text{ [ft}^2 \text{]} \times 0.84 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 15 \text{ [}^\circ\text{F]} = 515.053 \text{ [Btu/h]}$$

Para la pared del lado oeste, esta construida de fibrocemento y el factor de transmisión es :

$$u = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \text{ , esta parece considerada a la sombra.}$$

$$A = 13.98 = 150.48 \text{ ft}^2$$

De la tabla 7 obtenemos  $\Delta T = 15 \text{ }^\circ\text{F}$

$$Q = 150.48 \text{ [ft}^2 \text{]} \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 15 \text{ [}^\circ\text{F]} = 1039.176 \text{ [Btu/h]}$$

c) Techo, esta construido de fibrocemento y se considerara a la sombra, el factor de transmisión :

$$u = 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \text{ , el techo se considerara a la sombra}$$

$$A = (4.4 \times 7.50) \text{ m}^2 = 33.00 \text{ m}^2 = 355.209 \text{ ft}^2$$

$$Q = 355.209 \text{ [ft}^2 \text{]} \times 0.58 \text{ [Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F]} \times 18 \text{ [}^\circ\text{F]} = 3708.382 \text{ [Btu/h]}$$

3) Ganancias de calor internas

a) Para personas : de la tabla 9 obtenemos el calor sensible y latente, en esta oficina es ocupada por 4 personas

$$Q = 4 \times 250 \text{ [Btu/h]} = 1000 \text{ [Btu/h]}$$

$$Q = 4 \times 200 \text{ [Btu/h]} = 800 \text{ [Btu/h]}$$

b) Para luces (calor sensible)

$$Q = 40 \text{ [W]} \times 4 \text{ lamparas} = 160 \text{ [W]} \times 3.4121 \text{ [(Btu/h) /W]} = 545.936 \text{ [Btu/h]}$$

4) Infiltración o ventilación

a) Infiltración : de la tabla 12 se buscan los cambios de aire por hora debido a la infiltración, el valor considerado para este caso es 1.2, el volumen de la oficina es  $82.5 \text{ m}^3 = 2913.46 \text{ ft}^3$

$$\text{La infiltración} = (2913.46 \text{ [ft}^3 \text{]} \times 1.2) / 60 \text{ min.} = 58.269 \text{ [ft}^3\text{/min]}$$

b) Ventilación : de la tabla 12 para oficina obtenemos 7 [ft<sup>3</sup>/min], esta oficina esta ocupada por 4 personas.

$$\text{Oficina : } 4 \times 7 \text{ [ft}^3\text{/min]} = 28 \text{ [ft}^3\text{/min]}$$

En este caso la infiltración es mayor que la ventilación, por consiguiente tomamos el valor de la infiltración

de  $58.269 \text{ [ft}^3/\text{min}] = 3496.14 \text{ [ft}^3/\text{h}]$

Si el aire exterior esta a  $T_{bs} = 89.6^\circ\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2^\circ\text{F}$  de la carta Psicrométrica obtenemos el :  
vol. esp. =  $14.01 \text{ [ft}^3/\text{lb}]$  (aire ext. de infiltración / vol. esp) =  $[3496.14 \text{ [ft}^3/\text{h}]/14.01 \text{ [ft}^3/\text{lb}] = 249.546 \text{ [lb/h}]$

El calor sensible se calcula de la manera siguiente:

$$Q = 249.546 \text{ [lb/h]} \times 0.244 \text{ [Btu/lb}^\circ\text{F]} \times (89.6 - 73.4) \text{ [}^\circ\text{F]} = 986.405 \text{ [Btu/h]}$$

De la tabla 15 con los valores de  $T_{bs} = 89.6^\circ\text{F}$  y  $T_{bh} = 66.2^\circ\text{F}$ , obtenemos en este caso  $290 \text{ [Btu/h]}$  por cada  $100 \text{ [ft}^3/\text{min}]$ , lo multiplicamos por el valor de las infiltraciones y por el calor específico del aire.

$$Q = 58.269 \text{ [ft}^3/\text{min}] \times 290 \text{ [Btu/h]} / 100 \text{ [ft}^3/\text{min}] = 168.98 \text{ [Btu/h]}$$

5 ) Carga total de enfriamiento, se suman la carga sensible total y la carga latente total.

Carga total de enfriamiento en la oficina #9 =  $13.527.551 \text{ [Btu/h]}$

OFICINA	[Btu/h]		
	CALOR SENSIBLE	CALOR LATENTE	CARGA
1.-	11,071.244	459.824	7.259.357
2.-	6.799.533	459.824	7259.57
3.-	3.805.525	440.6	4.246.125
4.-	3.805.525	440.6	4.246.125
5.-	3.805.525	440.6	4.246.125
6.-	3.805.525	440.6	4.246.125
7.-	13,052.417	487.867	13,540.284
8.-	4.286.85	467.57	4.754.42
9.-	12,588.571	968.98	13,527.551
<b>TOTAL</b>	<b>62,990.715</b>	<b>4,691.049</b>	<b>67,681.764</b>

### 5.13.2 Selección de Equipo

#### Condiciones del proyecto:

Exterior:

T<sub>bs</sub> = 89.6 °F  
 T<sub>bh</sub> = 66.2 °F  
 HR = 29 %  
 W<sub>c</sub> = 58.5 gran/lb<sub>a</sub>  
 h<sub>c</sub> = 30.9 Btu/lb<sub>a</sub>

Interior:

T<sub>bs</sub> = 73.4 °F  
 T<sub>bh</sub> = 60.08 °F  
 H.R. = 50 %  
 W<sub>i</sub> = 56 gran/lb<sub>a</sub>  
 h<sub>i</sub> = 26.6 Btu/lb<sub>a</sub>

Las ganancias de calor son:



Sensible : 62,990.715 [Btu/h] Latente: 4,691.049 [Btu/h] Total: 67,681.764 [Btu/h]

Relación de Calor Sensible

R.C.S.=[QS/(QS+QL)]=(QS/QT)=(62,990.715 [Btu/h] / 67,681.764 Btu/h)= 0.93

Mínima cantidad de aire suministrado, si la temperatura del aire de entrada en los difusores es de 53.6° F

$M = QS / [0.24 \times (T_i - T_d)] = 62,990.715 \text{ [Btu/h]} / (0.24 \times [\text{Btu/lb } ^\circ\text{F}] \times (73.4 - 53.6) [^\circ\text{F}]) = 13,225.622 \text{ [lb/h]}$

Humedad Específica y Temperatura de bulbo húmedo del aire suministrado para conseguir las condiciones de diseño.

$QL = M (W_i - W_d) 1050/7000$

$M = 13,225.622 \text{ lb/h}$

$QL = 4,691.049 \text{ Btu/h}$

Para las condiciones interiores

$T_{bs} = 73.4 \text{ } ^\circ\text{F}$

$W_i = 56 \text{ gr/lb}_m$

$h_i = 26.6 \text{ Btu/lb}_m$

$4,691.049 \text{ [Btu/h]} = (13,225.622 \text{ [lb/h]} \times (56 \text{ [gran/lb]} - W_d) ) \times (1050/7000)$

$W_d = 55.645 \text{ gran/lb}$

Si la  $T_{bs} = 53.6^\circ\text{F}$  de la carta Psicosométrica obtenemos:

$T_{bh} = 52 \text{ } ^\circ\text{F}$

$h_d = 21.4 \text{ Btu/lb}_m$

Vol. esp. = 13.1  $\text{ft}^3/\text{lb}_m$

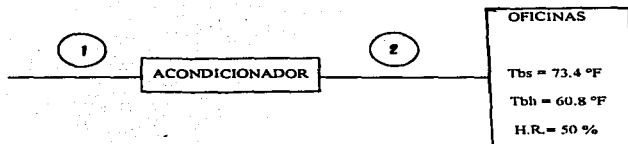
La cantidad de aire suministrado por el ventilador.

$M_v/60 = (13,225.622 \text{ [lb/h]} \times 13.1 \text{ [ft}^3/\text{lb}_m]) / 60 \text{ [min./h]} = 2,887.541 \text{ [ft}^3/\text{min}]$

Capacidad del acondicionador, cuando todo el aire se toma del exterior.

$q = M (h_c - h_d) = 13,225.622 \text{ [lb/h]} \times (30.9 - 21.4) \text{ [Btu/lb}_m] = 125,643.409 \text{ [Btu/h]}$

**$q = 125,643.409 \text{ [Btu/h]}$**



1

$$M_1 = 13,255.622 \text{ [lb/h]}$$

$$T_{bs} = 89.6 \text{ °F}$$

$$T_{bh} = 66.2 \text{ °F}$$

$$h_c = 30.9 \text{ [Btu/lb}_a\text{]}$$

2

$$M_2 = 13,255.622 \text{ [lb/h]}$$

$$T_{bs} = 53.6 \text{ °F}$$

$$T_{bh} = 52 \text{ °F}$$

$$W_d = 55.645 \text{ [granos/lb]}$$

$$h_d = 21.4 \text{ [Btu/lb}_a\text{]}$$

Para poder seleccionar un equipo correctamente se elige en función de la capacidad sensible y latente del equipo para una cantidad determinada de flujo de aire ( $\text{ft}^3/\text{min}$ ).

## **CAPITULO 6**

### **CONDUCTOS Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE**

En las instalaciones de acondicionamiento de aire de cierta importancia, la distribución del aire por el interior del local o locales se efectúa transportando el aire, desde el equipo acondicionador hasta los suministros, mediante conductos de sección rectangular y circular, dependiendo su elección de la arquitectura del recinto, de las condiciones presupuestarias o de lo que más convenga.

La selección correcta de los elementos de distribución de aire es de la máxima importancia en todo sistema de acondicionamiento para garantizar una adecuada proporción de bienestar en los espacios tratados. Dicho material es una pieza básica dentro del conjunto total, consiguiendo mediante una elección apropiada, uniformidad de temperatura y humedad, así como una circulación de aire sin corrientes perjudiciales puesto que, además de la temperatura y humedad, la velocidad del aire en el interior de la zona ocupada es otro factor determinante de comodidad para las personas que se alojan en ella al tener un perfecto desplazamiento del aire en sus inmediaciones.

#### **6.1 PRINCIPIOS BÁSICOS DEL FLUJO DE AIRE**

El movimiento de un fluido, se debe a una diferencia de presión originada por el incremento de la presión misma en algún punto del recorrido del flujo, incremento ocasionado por un dispositivo mecánico como una bomba de aire, o por un cambio en la densidad del fluido, ocasionado por una diferencia en temperatura, ya que su densidad varía en función de la temperatura.

La resistencia al movimiento del aire en un sistema de ductos, tiene varias causas. Primero la fricción del aire al moverse sobre las paredes del ducto, aun en un ducto recto. El aire no fluye de un modo parejo. Se mueve más bien en la forma de flujo turbulento (constante mezcla y agitación). Los cambios en la sección del

ducto exigen más presión para aumentar el volumen de flujo igual. Se necesita un empuje adicional para hacer que el aire cambie de dirección en un codo de 90°.

La presión total ( $P_t$ ) requerida para mover una determinada cantidad de aire a través de un ducto, está compuesta de dos elementos. La presión estática ( $P_s$ ), que es la presión ejercida por el aire contra las paredes del ducto en todas las direcciones, puede ser positiva en el lado de descarga del ventilador o negativa en el lado de succión. La presión de velocidad ( $P_v$ ) es la presión debida al flujo, se puede interpretar como el empuje o impacto necesario para desplazar el aire. La presión total es la suma de las presiones estática y de velocidad en el punto en que se mida.

## 6.2 MÉTODOS PARA DISEÑO DE DUCTOS

La función básica de un sistema de ductos es llevar el aire desde la unidad manejadora hasta los distintos espacios que serán acondicionados. El diseñador debe tener en cuenta el espacio disponible, los niveles de ruido, las pérdidas por fricción, el costo inicial y los factores de transferencia o ganancia de calor. El objetivo principal es acondicionarlos todos y determinar que sistema satisface mejor todos los requisitos.

Hay varios métodos para diseñar ductos y calcular su rendimiento:

- 1.- Reducción de velocidad : Selecciona una velocidad inicial para la descarga del ventilador y luego se hacen reducciones arbitrarias en la velocidad del aire en las secciones de ducto siguientes. El método de reducción de velocidad, es un método arbitrario, se recomienda solamente para diseñadores de mucha trayectoria y experiencia, que han desarrollado un sentido de las reducciones de velocidad requeridas en comparación con la longitud del ducto, la velocidad en el ducto, las presiones.
- 2.- Igualación de fricciones : Cada sección de ducto esta diseñada para tener la misma pérdida por fricción, por pie de ducto. No importa que tan largas sean realmente las secciones P1, P2, P3.....etc. ya que su pérdida por pie de longitud es constante. Este es el método de cálculo más popular hoy en día y es usado para calcular ambos ductos, de suministro y de retorno. Es un método muy superior al de reducción de velocidad, ya que requiere menos balanceo en los sistemas similares a y da como resultado ductos de tamaño más económicos.

**3.- Recuperación Estática:** En los sistemas diseñados con el sistema de igualación de fricción, la pérdida por fricción calculada de extremo a extremo no es generalmente tan grande como la calculada. A medida que el aire fluye por el ducto, la velocidad representa energía y ya que la energía no puede ser creada o destruida, la misma energía total debe permanecer en el sistema. Realmente, cada vez que la velocidad disminuye hay una conversión de presión estática. Esta presión estática adicional compensará las pérdidas por fricción de la siguiente sección del ducto. Si el aire se mueve a lo largo del ducto con una velocidad de presión cada vez mayor, la presión estática disminuirá. De igual modo, si la velocidad del aire en el ducto disminuye, la presión estática aumenta.

Este efecto de conversión es llamado recuperación estática en ductos. La eficiencia recuperada es aproximadamente el 60 % y en sistemas de alta velocidad el uso de esta energía puede significar reducciones en el tamaño de los ductos y por consiguiente en los costos iniciales. Pero en sistemas de baja presión como los usados en instalaciones residenciales o comerciales pequeñas, el efecto no es tan significativo como para concluirlo en el proceso de diseño.

4.- Método de igualación de presiones: la ventaja de éste método radica en el hecho de que dispone de la misma presión estática para mover el aire a lo largo de cada ramal de sistema, sea éste de 5 a 25 pies de largo; para entregar 10 pies<sup>3</sup> /min. o 100 pies<sup>3</sup> /min. con una conexión o con tres conexiones que generen fricción.

Primero es necesario determinar la longitud equivalente del ducto de suministro que ofrezca la mayor resistencia al flujo de aire, si no está claro cuál es el ducto de mayor resistencia, se puede calcular la resistencia en varios o en todos los ramales, para estar seguros de que la longitud equivalente de mayor valor es la que estamos usando para establecer la pérdida de presión de suministro. Es necesario el mismo procedimiento al sistema de retorno.

La longitud equivalente de un ramal, es la suma de las longitudes verticales y horizontales de los distintos tramos más las longitudes equivalentes de las conexiones utilizadas. Cuando se diseña un sistema de ductos, ninguna sección de tamaño constante debe exceder los 24 pies. Cuando la longitud total del ducto de suministro principal sobrepasa los 24 pies, se recomienda que el tamaño del ducto sea reducido cada 15 o 20 pies. En el apéndice se muestran los conductos y las conexiones.

### **6.3 PRESIÓN DEL SISTEMA**

En la hoja de especificaciones del fabricante, correspondiente al equipo seleccionado, se indica la presión disponible para vencer las pérdidas de presión externas a la unidad manejadora. Se debe indicar si las pérdidas a través de filtros, serpentines e intercambiadores de calor, han sido consideradas en el cálculo de la presión estática disponible. Esta presión debe ser suficiente para compensar las pérdidas en los ductos de suministro y retorno, difusores, rejillas de retorno, serpentín de enfriamiento (si no ha sido incluido como parte integral de la unidad manejadora) y cualquier otro accesorio externo que sea colocado en el camino del aire. Esta presión debe estar disponible bajo condiciones compatibles con el volumen de aire necesario para manejar la carga de enfriamiento y calefacción. La presión total disponible puede ser dividida entre los sistemas de suministro y retorno de modo que ayude a un diseño económico.

### **6.4 DETERMINACIÓN DE TAMAÑO EN LOS DUCTOS**

Una forma sencilla para todos aquellos que constantemente trabajan en el diseño de ductos, existen calculadoras manuales o conocidas también como ductuladores (figura 6.1), que están basados en las tablas de pérdidas por fricción que suministran la misma información sobre volúmenes, velocidades, presiones estáticas, etc. Las escalas también dan una conversión instantánea de ductos rectangulares equivalentes.

### **6.5 TIPOS DE SUMINISTROS.**

Los suministros de descarga horizontal, como las rejillas y difusores para instalación sobre las paredes, suministran aire a las zonas ocupadas de modo que el aire cae en la zona a cierta distancia del suministro. La distancia depende de la cantidad de aire, de la velocidad de suministro y de la diferencia de temperatura entre el aire suministrado y el aire de la pieza, lo mismo que la calibración de los deflectores, efectos del cielo raso y del tipo de cargas dentro de la zona ocupada. El enfriamiento con este tipo de suministro mantienen las

variaciones de temperatura dentro de la pieza al mínimo y no se presentan áreas de estancamiento

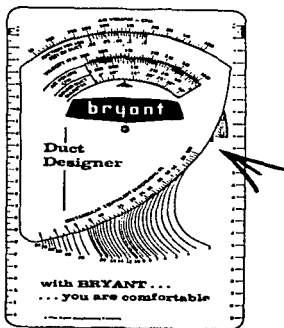


fig. 6.1 ductulador

Los difusores de cielo raso y los difusores lineales para cielo raso suministran aire a las zonas ocupadas en una manera muy similar a los difusores y rejillas de pared. Ellos constituyen una alternativa aceptable para controlar las variaciones de temperatura dentro del área, con muy pequeña o casi inexistentes regiones de estancamiento. Sin embargo, con ambos difusores horizontales y de cielo raso, pueden presentarse velocidades terminales más altas que las usuales creando así regiones de alta velocidad acompañadas por temperaturas poco confortables.

Las características principales de los suministros pueden ser resumidas en: la forma de descarga, el tipo y su aplicación más efectiva y como se muestra en la tabla 6.1. Por su forma física están agrupados como diversos estilos y diseños, según el fabricante, pero esencialmente su rendimiento y su aplicación son muy similares.

Tabla 6-1 Características generales de los suministros.

Grupo	Patrón de Descarga	Tipo de Descarga	Aplicación más efectiva	Localización preferida	Tamaño determinado por
A	Vertical dispersada	Difusor de piso, zócalo y de pared en la parte baja	Calefacción y enfriamiento	A lo largo del perímetro expuesto	Mínima velocidad de suministro varía según el tipo y diferencial de temperatura aceptable.
B	Vertical no dispersada	Difusores de piso, zócalo y de pared en la parte baja	Enfriamiento y calefacción	No es crítica	Máximo diferencial de temperatura aceptable para calefacción
C	Horizontal alta	Ciclоразos y altos sobre paredes	Enfriamiento	No es crítica	Aplicación principal- sea calefacción o enfriamiento.
D	Horizontal baja	Zócalo y de pared en la parte baja	Calefacción solamente	Suministros largos sobre el perímetro, Suministros cortos sin posición crítica	Máxima velocidad de suministro debe ser de menos de 300 pies/min. (No se recomienda para enfriamiento)



## 6.6 ESPECIFICACIONES DE SUMINISTRO.

Las especificaciones de los suministros se dan en términos de las siguientes variables.

- 1.- Tamaño: dimensión física.
- 2.- Capacidad: medida en pies<sup>3</sup> /min.
- 3.- Dispersión: la máxima anchura en pies del chorro de aire en el punto de velocidad terminal. Para difusores redondos de ciclo raso se especifica como radio de difusión.
- 4.- Alcance: la distancia medida en pies que una corriente de aire recorre desde la descarga hasta una velocidad terminal. El alcance es medido horizontalmente desde las rejillas y verticalmente desde los difusores del perímetro.
- 5.- Velocidad terminal: la velocidad promedio de la corriente de aire al final del alcance, generalmente aceptado como 50 pies por minuto.
- 6.- Velocidad de descarga: la velocidad promedio del aire al salir por la descarga medida en el plano de la abertura.
- 7.- Caída: la distancia vertical que el límite inferior de la corriente de aire alcanza a caer desde la descarga hasta el fin de su alcance.

## **CONCLUSIONES:**

En el trabajo realizado se mencionan los principios básicos y teóricos del aire acondicionado, para comprender los factores que intervienen en el cálculo de la carga de calor o de enfriamiento. Se establecieron los beneficios del aire acondicionado, las normas recomendables para condiciones de comodidad del cuerpo humano. En el caso de carga de enfriamiento es necesario considerar diversos factores como son: la orientación del área que se requiera acondicionar, dirección a la cual miran las distintas paredes del espacio que debe ser enfriado, el momento del día en que la carga llega a su pico máximo debe ser determinante y el número de personas que ocupan el lugar que requiere un ambiente de comodidad.

Se desarrollo el cálculo de la carga de enfriamiento para el proyecto de aire acondicionado para oficinas de Extensión Universitaria, en el cual se tomaron consideraciones primordiales para poder realizar la estimación de la carga de enfriamiento y las características para la selección del acondicionador.

## **BIBLIOGRAFÍA**

**-Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración**

**Ing. Eduardo Hernández Goribar**

**Editorial Limusa, Octava Reimpresión, México, D.F.**

**-Manual de Aire Acondicionado. Carrier**

**Air Conditioning Company**

**Marcombo Editores, Séptima Reimpresión, España.**

**-Aire Acondicionado**

**Enrique Carnicer Royo**

**Editorial Paraninfo, S.A. Segunda Impresión. Barcelona España.**

**-Refrigeración y Aire Acondicionado**

**Air Conditioning And Refrigeration Institute.**

**Editorial Prentice Hall Internacional, Cuarta Reimpresión.**

**-Aire Acondicionado y Refrigeración**

**Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis**

**Compañía Editorial Continental, Cuarta Impresión, México, .D.F**

# APÉNDICE

**TABLA 1**  
**GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS**  
*Btu/h por pie<sup>2</sup>*

Luzes Horas de (Medida Real)	24°				32°				40°				48°				58°			
	8 a.m.	Medio	3 p.m.	6 p.m.	8 a.m.	Medio	3 p.m.	6 p.m.	8 a.m.	Medio	3 p.m.	6 p.m.	8 a.m.	Medio	3 p.m.	6 p.m.	8 a.m.	Medio	3 p.m.	6 p.m.
N (Falso Norte)	28	37	33	12	27	36	32	14	26	34	30	18	23	27	26	15	22	29	26	18
NE	136	47	32	9	118	41	31	9	101	36	30	10	148	33	28	11	89	30	26	11
E	302	71	33	9	202	70	51	9	189	68	30	10	193	65	28	11	188	61	26	11
SE	153	83	33	9	188	107	46	9	181	121	24	10	191	161	25	11	197	167	28	11
S	32	68	48	9	41	104	71	11	58	141	98	14	78	171	173	16	91	194	143	22
SO	26	50	147	65	25	64	168	98	24	84	187	90	22	98	200	100	22	112	210	108
O	26	39	171	100	35	38	168	119	24	38	185	129	23	33	181	129	21	30	194	148
NO	26	38	183	76	25	56	82	88	24	34	88	22	23	32	50	98	21	29	58	87
Horizontal	183	267	316	38	180	296	207	41	142	229	184	42	121	315	178	43	116	182	154	42

\* Basado en la información del *Manual de Fundamentos de ASHRAE-1972*. Los valores mostrados son para el 21 de agosto, con vidrios planos (1/4 de pulgada) dobles.

**TABLA 2**  
**FACTORES DE GANANCIA DE CALOR POR  
RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS**

Tipo de vidrio	Sin sombra	Con sombra (puerta ventana cerrada, cortinas forradas o cortinas de enrollar)
Vidrio plano (1/8")	1.00	0.64
Vidrio plano (1/4")	0.95	0.64
Vidrio que absorbe calor o con algún color (3/16")	0.72*	0.57*
Vidrio reflectivo (1/4")	0.30—0.60*	0.25—0.80*
Vidrio claro con película reflectiva aplicada por el lado interior	0.28—0.45*	0.21—0.35*
<b>Vidrios dobles</b>		
Vidrios claros (1/8")	0.90	0.57
Vidrios claros (1/4")	0.83	0.57
Falsúcle que absorbe calor en el exterior; vidrio claro en el interior	0.58	0.39

\* Investigue los manuales de los fabricantes para obtener los valores exactos.

**TABLA 3**  
**FACTORES DE SOMBRA PARA ALEROS<sup>1</sup>**

Latitud	24°				32°				40°				48°				56°			
	9 a.m.	Mediod.	3 p.m.	6 p.m.	9 a.m.	Mediod.	3 p.m.	6 p.m.	9 a.m.	Mediod.	3 p.m.	6 p.m.	9 a.m.	Mediod.	3 p.m.	6 p.m.	9 a.m.	Mediod.	3 p.m.	6 p.m.
(Mediana Rozal)	---	---	---	0.98	---	---	---	0.83	---	---	---	0.83	---	---	---	1.37	---	---	---	1.81
N	1.89	---	---	---	2.17	---	---	---	2.13	---	---	---	2.03	---	---	---	2.48	---	---	---
E	1.00	---	---	---	0.97	---	---	---	0.88	---	---	---	0.83	---	---	---	0.74	---	---	---
SE	0.83	4.85	---	---	1.00	3.33	---	---	0.98	2.23	---	---	0.73	1.67	---	---	0.81	1.23	---	---
S	4.35	2.97	4.35	---	2.45	2.36	2.63	---	1.68	1.86	1.65	---	1.25	1.19	1.33	---	1.06	0.93	1.08	---
SO	---	4.85	0.93	---	---	2.33	1.00	---	---	2.33	0.84	---	---	1.67	0.73	---	---	1.32	0.81	---
O	---	---	1.00	*	---	---	0.87	*	---	---	0.89	*	---	---	0.83	*	---	---	0.74	*
NO	---	---	1.89	*	---	---	2.17	*	---	---	2.13	*	---	---	2.03	*	---	---	2.48	*

<sup>1</sup> Sacado del Manual de Fundamentos ASHRAE-1972.

\* Se requiere una longitud excesiva de alero.

- El vidrio queda completamente en la sombra.

**TABLA 4**  
**FACTORES DE TRANSMISION DE CALOR  
PARA VIDRIOS<sup>1</sup>**

Tipo de vidrio	Valor U*		Invierno
	Verano		
	Sin sombra	Con sombra**	
Vidrio sencillo	1.06	0.81	1.13
Vidrio doble (1/4" con espacio de aire)	0.61	0.52	0.65
Ventana corriente + ventana para tormentas	0.54	0.47	0.56

\*  $Btu/(pie^2) (°F \text{ dif. de temp.})$

\*\* Estos valores son válidos para ventanas con persianas venecianas bien cerradas, cortinas con forro o cortinas de enrollar.

**TABLAS**

**CORRECCION DE TEMPERATURAS SEGUN  
LA HORA DEL DIA<sup>1</sup>**

Hora estándar	9 a.m.	Mediodía	3 p.m.	6 p.m.
Factor del rango diario <sup>2</sup>	0.71	0.33	0	0.21

<sup>1</sup> Sacado del Manual de Fundamentos ASHRAE-1972.

<sup>2</sup> Ejemplo:

Temperatura de diseño de bulbo seco = 85°F

Rango diario = 25°F

Hacer la temperatura a las 6 p.m.

Temperatura a las 6 p.m. = 85 diseño - (rango diario x factor)

= 85 - (25 x 0.21)

= 85 - 5.25 = 80.75 o 80°F

**TABLA 6**  
**FACTORES DE TRANSMISION DE CALOR**  
**(Valores U)\***

Construcción	Valor U	
	Verano	Invierno
<b>PAREDES</b>		
Estructura con laterales de madera, ferro exterior y terminado interior		
Sin aislamiento	0.23	0.23
Con aislamiento R-7 ( $2\frac{1}{2}''$ )	0.09	0.09
Con aislamiento R-11 ( $3\frac{1}{2}''$ )	0.07	0.07
Estructura con ladrillo de 4" o enchapado en piedra, ferro exterior y terminado interior		
Sin aislamiento	0.24	0.24
Con aislamiento R-7	0.09	0.09
Con aislamiento R-11	0.07	0.07
Marco con estucado de 1", ferro exterior y terminado interior		
Sin aislamiento	0.28	0.28
Con aislamiento R-7	0.10	0.10
Con aislamiento R-11	0.07	0.07
Mampostería		
8" de bloques de concreto, sin terminado	0.48	0.51
12" de bloques de concreto, sin terminado	0.45	0.47
Mampostería (con bloques de 8")		
Terminado interior		
placas forradas de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.28	0.30
placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.29	0.30
láminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ )	0.13	0.13
Mampostería (bloques de 8" de material volcánico o de losas huecas de barro)		
Terminado interior		
placas forradas de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.25	0.25
placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.17	0.17
láminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ )	0.12	0.12
Mampostería (ladrillo de 4" de fachada con bloques de material volcánico de 8" o con losas de 8" huecas de barro)		
Terminado interior		
placas forradas de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.22	0.22
placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.18	0.18
láminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ )	0.12	0.12
Mampostería (losas huecas de barro de 12" o bloques de material volcánico de 12")		
Terminado interior		
placas forradas de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.24	0.24
placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.16	0.17
láminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ )	0.12	0.12
Mampostería (ladrillo de 4" de fachada, ladrillo común de 4")		
Terminado interior		
placas forradas de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.28	0.28
placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.18	0.19
láminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ )	0.13	0.13
Mampostería (8" de concreto u 6" de piedra)		
Terminado interior		
placas forradas de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.33	0.34
placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez ( $\frac{1}{2}''$ ), sin aislamiento	0.21	0.21
láminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento ( $\frac{1}{2}''$ )	0.14	0.14
Metal con terminado interior de vidrio, R-7 ( $3\frac{1}{2}''$ de fibra de vidrio)	0.14	0.14

\*Btu por hora, pie<sup>2</sup>, diferencia de temperatura en °F. 
$$U = \frac{\text{Btu/h}}{(\text{pie}^2) \times (\text{DT. } ^\circ\text{F})}$$

(continuación)

Construcción	Valor U	
	Verano	Invierno
<b>TECHO-CIELOFALSO (continuación)</b>		
Cubierta de concreto liviano de 8": Sin aislamiento	0.10	0.11
Cubierta de concreto liviano de 8": Sin aislamiento	0.08	0.08
Cubierta de concreto pesado de 2": Sin aislamiento	0.32	0.38
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.17	0.19
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.11	0.12
Cubierta de concreto pesado de 4": Sin aislamiento	0.30	0.36
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.16	0.18
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.11	0.12
Cubierta de concreto pesado de 6": Sin aislamiento	0.28	0.33
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.16	0.17
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.11	0.12
<b>TECHO-CIELOFALSO (techo inclinado con estructura de madera, cielofalso terminado contra las vigas)</b>		
Sin aislamiento	0.28	0.29
Con aislamiento R-19 ( $5\frac{1}{2}''-6\frac{1}{2}''$ )	0.05	0.05
<b>TECHO-ATICO-CIELOFALSO (ático con ventilación natural)</b>		
Sin aislamiento	0.15	0.29
Con aislamiento R-19 ( $5\frac{1}{2}''-6\frac{1}{2}''$ )	0.04	0.05
<b>PISOS</b>		
Losa de concreto contra el suelo: Sin aislamiento	0	50*
Con aislamiento de placas de poliestireno de 1", con 2 pies de profundidad e con 2 pies de ancho	0	30*
Piso sobre espacio no acondicionado, sin cielofalso		
Estructura de madera: Sin aislamiento	0.33	0.27
Con aislamiento R-7 ( $2''-2\frac{1}{2}''$ )	0.09	0.08
Cubierta de concreto: Sin aislamiento	0.59	0.43
Con aislamiento R-7	0.10	0.09
<b>PUERTAS</b>		
Madera sólida, de 1" de espesor	0.61	0.64
de $1\frac{1}{2}''$ de espesor	0.47	0.49
de 2" de espesor	0.42	0.43
Alero: de $1\frac{1}{2}''$ de espesor, con interior de fibra mineral	0.58	0.59
de $1\frac{1}{2}''$ de espesor, con interior de poliestireno	0.46	0.47
de 1" de espesor, con interior de espuma de uretano	0.39	0.40

\* Bru/h por pie lineal de borde expuesto.



## (continuación)

Construcción	Valor U	
	Verano	Invierno
<b>PARTICIONES</b>		
Estructura (1/2" placas de asbesto-cemento en un lado solamente). Sin aislamiento	0.55	0.55
Estructura (1/2" placas de asbesto-cemento en ambos lados). Sin aislamiento	0.31	0.31
Con aislamiento R-11	0.08	0.08
Mampostería (bloques de material volcánico de 4") Sin aislamiento	0.40	0.40
Sin aislamiento, un lado con placas forradas de asbesto-cemento (1/2")	0.26	0.26
Sin aislamiento, ambos lados con placas forradas de asbesto-cemento (1/2")	0.19	0.19
Un lado con placas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y con placas de papel de asbesto-cemento (1/2")	0.13	0.13
<b>CIELOFALSO-PISO</b>		
Estructura (losas de asfalto para piso, 3/4" de triples, 1/2" x subpiso de madera, cielo falso terminado) Calor fluyendo hacia arriba	0.23	0.23
Calor fluyendo hacia abajo	0.20	0.19
Concreto (losas de asfalto para piso, cubierta de concreto de 4", espacio de aire, cielo falso terminado) Calor fluyendo hacia arriba	0.34	0.33
Calor fluyendo hacia abajo	0.28	0.25
<b>TECHO (techo plano sin cielo falsos terminados)</b>		
Cubierta de acero Sin aislamiento	0.84	0.86
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.23	0.25
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.15	0.16
Cubierta de madera 1" Sin aislamiento	0.40	0.48
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.19	0.21
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.12	0.13
Cubierta de madera 2.5" Sin aislamiento	0.35	0.38
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.15	0.16
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.10	0.11
Cubierta de madera de 4" Sin aislamiento	0.17	0.18
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.12	0.12
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.09	0.09
<b>TECHO-CIELOFALSO (techo plano, cielo falso terminado)</b>		
Cubierta de acero Sin aislamiento	0.33	0.40
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.17	0.19
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.12	0.13
Cubierta de madera de 1" Sin aislamiento	0.26	0.29
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.16	0.16
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.11	0.11
Cubierta de madera de 2.5" Sin aislamiento	0.18	0.20
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.12	0.13
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.09	0.10
Cubierta de madera de 4" Sin aislamiento	0.14	0.15
Con aislamiento de 1" (R-2.78)	0.10	0.10
Con aislamiento de 2" (R-5.56)	0.08	0.08
Cubierta de concreto liviano de 4" Sin aislamiento	0.14	0.15

**TABLA 7**  
**DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA PARA PAREDES**  
**SOLEADAS Y SOMBREADAS**  
 (°F)

Construcción de la pared*	Hora estándar	NE		E		SE		S		SO		O		NO		N (con sombra)	
		osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	osc. claro	
CONSTRUCCION LIVIANA	9 a.m.	28	17	35	20	29	17	16	10	18	12	18	12	15	10	14	9
	Mediodía	27	17	38	22	38	23	27	17	24	15	24	15	20	14	17	12
	3 p.m.	24	17	29	20	31	21	32	21	37	24	34	22	28	18	20	15
	6 p.m.	23	17	26	19	26	18	26	18	41	25	47	30	37	24	21	16
CONSTRUCCION MEDIO-LIVIANA	9 a.m.	12	8	14	9	11	7	6	4	8	5	9	6	7	5	7	5
	Mediodía	25	14	34	18	27	15	11	7	9	7	9	6	9	4	10	6
	3 p.m.	29	18	35	23	39	22	26	18	21	16	18	12	15	11	10	11
	6 p.m.	30	20	37	24	39	25	38	24	41	24	38	25	29	20	22	17
CONSTRUCCION MEDIO-PESADA	9 a.m.	14	11	17	13	16	12	14	11	18	12	20	16	17	11	12	10
	Mediodía	17	11	21	14	19	12	13	9	15	10	18	11	14	10	11	8
	3 p.m.	21	14	28	19	25	16	16	11	14	11	17	11	14	10	12	9
	6 p.m.	25	16	32	19	30	18	23	15	23	15	22	15	18	12	15	11
CONSTRUCCION PESADA	9 a.m.	20	14	26	16	23	15	20	14	24	16	26	17	21	15	15	11
	Mediodía	19	13	24	16	22	14	19	13	24	15	24	16	20	14	14	11
	3 p.m.	20	13	24	16	22	15	19	13	22	14	23	15	19	13	14	10
	6 p.m.	20	14	26	16	25	16	19	13	22	14	23	15	18	13	14	11

\*Para ejemplos de cada tipo de construcción, ver las notas debajo.

**NOTAS:**

1. Tabla basada en una temperatura exterior de diseño de 95°F. y en una temperatura interior de diseño de 75°F.
2. Cuando la diferencia de temperatura entre interior y exterior sea de más (o menos) de 20°F, suma el exceso (o resta) la diferencial a los valores de la tabla.
3. Para calcular la pérdida o la ganancia de calor a través de particiones que separen un espacio acondicionado de otro no acondicionado, use una diferencia de temperatura de 5 grados menos que la diferencia de temperatura de diseño a menos que se espere que exista otra temperatura predominante.
4. Todas las paredes incluyen un terminado interior de revestido de 3/4" o de placas de asbesto-cemento.
5. Detalles de construcción de los distintos tipos de pared.

**CONSTRUCCION LIVIANA**

Estucado de 1" + estructura  
 Bloque de concreto liviano de 4" + espacio de aire

**CONSTRUCCION MEDIO-LIVIANA**

Estucado de 1" + ladrillo común de 4"  
 o + bloque de concreto pesado de 4" con o sin aislamiento de 2"  
 o + bloque de concreto pesado de 8" con o sin aislamiento de 1"  
 o + 2" de aislamiento + bloque de concreto pesado de 4"  
 Ladrillo de fachada de 4" + bloque de concreto liviano con o sin aislamiento de 1"

**CONSTRUCCION PESADA**

Ladrillo de fachada de 4" + ladrillo común de 4"  
 o + 2" de aislamiento + bloque de concreto de 4" o ladrillo común o bloque de concreto pesado de 8"  
 o + losas de barro de 8" + 1" de aislamiento  
 o + ladrillo común de 8"  
 o + espacio de aire + bloque de concreto pesado de 4"  
 Estucado de 1" + losas de barro de 8" + 1" de aislamiento o espacio de aire  
 o + 2" de aislamiento + ladrillo común de 4"  
 o + bloques de concreto pesado de 12"

**CONSTRUCCION MEDIO-PESADA**

Ladrillo de fachada de 4" + ladrillo común de 8" + 1" de aislamiento  
 o + 2" de aislamiento o espacio de aire + losas de barro de 8" o ladrillo común de 4" o bloques de concreto pesado de 4" o bloques de concreto pesado de 8"  
 o + 2" de aislamiento + ladrillo común de 8" o concreto pesado de 8"  
 o + losas de barro de 8" + espacio de aire  
 o + espacio de aire + ladrillo común de 8" o concreto pesado de 12"  
 o + 2" de aislamiento + concreto pesado de 12"  
 Estucado de 1" + 2" de aislamiento + ladrillo común de 8" o concreto pesado de 12"

**TABLAS**  
**DIFERENCIAS DE TEMPERATURA EQUIVALENTES PARA GANANCIAS**  
**DE CALOR A TRAVES DE TECHOS PLANOS<sup>1</sup>**  
**(°F)**

Construcción del techo <sup>2</sup>	HORA ESTANDAR							
	a.m.				p.m.			
	9		12		3		6	
	osc.	claro	osc.	claro	osc.	claro	osc.	claro
<b>CONSTRUCCION LIVIANA</b>								
Cubierta de acero con aislamiento de 1 a 2"	34	14	81	42	90	50	56	34
Estructura de madera de 1" con aislamiento de 1 a 2"	19	6	65	32	88	48	70	40
Estructura de madera de 2.5" con aislamiento de 1 a 2"	7	-1	38	17	68	35	73	40
<b>CONSTRUCCION MEDIANA</b>								
Estructura de madera de 4" con aislamiento de 1 a 2"	8	1	21	8	44	19	60	32
Concreto liviano de 4" (sin aislamiento) o Concreto pesado de 2" con 1 a 2" de aislamiento	8	1	40	17	70	36	75	41
Concreto liviano de 6 a 8" (sin aislamiento)	32	62	19	41	6	16	-1	4
<b>CONSTRUCCION PESADA</b>								
Concreto pesado de 4" con aislamiento de 1 a 2"	11	3	21	8	39	19	53	26
Concreto pesado de 6" con aislamiento de 1 a 2"	18	9	21	9	33	15	44	22
<b>TECHOS BAJO LA SOMBRA</b>								
Livianos	3		11		18		17	
Medianos	2		7		15		17	
Pesados	3		5		11		15	

<sup>1</sup> Los valores de esta tabla están basados en una diferencia de temperatura de 20°F entre el interior y el exterior. Cuando la diferencia sea mayor (o menor) de 20 grados, suma el exceso (o resta la diferencia) a los valores de la tabla.

<sup>2</sup> Incluye escoria de  $\frac{1}{2}$ " una membrana y una felpa, una encima de  $\frac{1}{2}$ ".

**TABLA 9**  
**GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS<sup>1</sup>**

Grado de actividad	Aplicación típica	Calor total Btu/h	Calor sensible Btu/h	Calor latente Btu/h
Sentadas, descansando	Teatro/matinee salón de clases, escuela elemental	330	225	105
	Teatro/tarde	350	245	105
Sentadas, trabajo liviano	Oficina, hotel, apartamento, salón de clases, escuela secundaria	400	245	155
Trabajo de oficina moderadamente activo	Oficina, hotel, apartamento, salón de clases, universidad	450	250	200
De pie, trabajo liviano, caminando lentamente	Droguería, Banco	500	260	250
Trabajo sedentario	Restaurante <sup>2</sup>	550	275	275
Trabajo de banco liviano	Factoría	750	275	475
Baile moderado	Pista de baile	850	305	545
Caminando a 3 mph, trabajo moderadamente pesado	Factoría	1,000	375	625
Bolos <sup>3</sup> trabajo pesado	Pista de bolos Factoría	1,450	560	870

<sup>1</sup> Esta tabla fue sacada del *Manual de Fundamentos ASHRAE - 1972*.

<sup>2</sup> El valor corregido total de ganancia de calor para trabajo sedentario, restaurante incluye 60 Btu/h por la comida por persona (30 Btu/h sensible y 30 Btu/h latente).

<sup>3</sup> Para bolos, estime que hay una persona jugando en cada carril y todas las demás sentadas (400 Btu/h o paradas 1550 Btu/h).

NOTA: Los valores de la tabla están basados en una temperatura bulbo seco interior de 75°F. Para una temperatura de bulbo seco interior de 80°F, la ganancia de calor total sigue siendo la misma, pero el valor correspondiente al calor sensible debe ser disminuido en un 20% y esta cantidad de calor aumentada al valor del calor latente para así obtener el mismo valor total.

**TABLA 10**  
**GANANCIA DE CALOR POR MOTORES ELECTRICOS**  
**(Operación Continua)\***  
**(Btu/h)**

Potencia del motor	Potencia de absorción térmica en porcentaje de aire y el vapor suministrado		
	Motor 4 cargas dentro del día	Motor 1/2 y 3/4 cargas dentro del día	Motor 1/2 del día y 3/4 del día
1/8	380	310	250
1/8	710	420	280
1/4	1,000	640	340
1/2	1,820	950	440
3/4	2,860	1,340	740
1	3,210	1,610	860
1-1/2	4,770	2,570	830
2	6,380	3,100	1,280
3	8,930	3,850	2,080
5	13,800	5,800	3,000
7-1/2	22,500	10,100	5,400
10	30,000	13,500	6,900
15	44,800	20,200	9,300
20	58,800	26,000	11,900
25	72,400	32,600	14,800

\*Segundo de la Tabla 30 pag. 617 Capítulo 22 del *Manual de Fundamentos ASHRAE - 1972*

## GANANCIA DE CALOR POR ELECTRODOMESTICOS

(Btu/h)<sup>1</sup>

TIPO DE ELECTRODOMESTICO	ELECTRICO				GAS				VAPOR				
	Sin campana de extracción			Con campana <sup>2</sup>	Sin campana de extracción			Con campana <sup>2</sup>	Sin campana de extracción			Con campana <sup>2</sup>	
	Sensible	Latente	Total	Todo sensible	Sensible	Latente	Total	Todo sensible	Sensible	Latente	Total	Todo sensible	
Horno-Parrilla 31" x 20" x 18" Calentera haciendo café calentando café	770 230	230 70	1 000 300	340 90	11 700 1 750	6 300 750	18 000 2 500	3 600 500	18 000			3 600	
Jarrón para café de 3 galones de 5 galones de 8 galones (doble)	2 550 3 850 5 200	850 1 250 1 600	3 400 5 100 6 800	1 000 1 600 2 100	3 500 5 250 7 000	1 500 2 250 3 000	5 000 7 500 10 000	1 000 1 500 2 000	2 180 3 300 4 350	1 120 1 700 2 250	3 300 5 000 6 600	1 000 1 600 2 100	
Parrilla para freír 15 libras 21 libras Calentador de alimentos deshidratados (por pie <sup>2</sup> ) Parrilla, freír (por pie <sup>2</sup> )	2 800 4 100	6 600 9 600	9 400 13 700	3 000 4 300	7 500	7 500	15 000	3 000					
Estufa (de dos unidades) Fogón para comidas rápidas (parrilla abierta) por quemador Parrilla de vapor (por pie <sup>2</sup> )													
					5 300	3 600	8 900	2 800					
					3 200	1 800	5 000	1 000					
					750	500	1 250	250	500	325	825	260	
Tostadora Continua 350 tajadas por hora 720 tajadas por hora De tajadas de 4 tajadas	1 950 2 700 2 230	1 740 2 400 1 970	3 700 5 100 4 200	1 200 1 600 1 300	3 600 6 000	2 400 4 000	6 000 10 000	1 200 2 000					
Walla 18" x 20" x 13" (2 parrillas)	1 680	1 120	2 800	900									
Secador de pelo soplador de pedestal Queimadores de laboratorio Burner Fisital Meeker Arroz de neón (por pie de tubo)	2 300 1 870	400 330	2 700 2 200										
					1 680	420	2 100						
					2 800	700	3 500						
					3 350	840	4 200						
	60		60										
Esterilizador Máquina vendedora de bebidas calientes de bebidas frías	650	1 200	1 850										
				1 200									
				825									

TABLA I

<sup>1</sup> Operación promedio para una hora<sup>2</sup> Estos valores no incluyen las cargas de calor latente y sensible impuestas por el aire exterior que entra para reemplazar el aire sacado por la campana de extracción. Estos valores incluyen solamente la carga de calor sensible resultante de la radiación directa emanada del aparato.

**TABLA 2**  
**INFILTRACION\***  
(pies<sup>3</sup>/min)

CLASE DE AREA O DE EDIFICIO	CAMBIOS DE AIRE POR HORA			
	Verano		Invierno	
	Protección ordinaria	Sellamiento impermeable o marcos de tormenta	Protección ordinaria	Sellamiento impermeable o marcos de tormenta
Sim ventanas o puertas exteriores	0.30	0.15	0.50	0.25
Salones de entrada	1.20 a 1.80	0.80 a 0.90	2.00 a 3.00	1.00 a 1.50
Salones de recepción	1.20	0.60	2.00	1.00
Baños	1.20	0.60	2.00	1.00
Infiltración a través de ventanas				
Pieza con 1 lado expuesto	0.90	0.30	1.00	0.50
Pieza con 2 lados expuestos	0.90	0.45	1.50	0.75
Pieza con 3 lados expuestos	1.20	0.60	2.00	1.00
Pieza con 4 lados expuestos	1.20	0.60	2.00	1.00

\*Esta cantidad de aire se calcula del siguiente modo (válido para edificios hasta de 3 pisos)

$$(H) \times (L) \times (W) \times (AC) \div 60 = \text{pies}^3/\text{min}$$

donde: H = altura de la pieza, pies  
L = longitud de la pieza, pies  
W = anchura de la pieza, pies  
AC = cambios de aire por hora

NOTA: La infiltración simultánea total que ocurre en un edificio será aproximadamente el 50% de la suma de las infiltraciones individuales para cada área o pieza.

**INFILTRACION POR PUERTAS\*\***  
(pies<sup>3</sup>/min)  
Sin Vestibulo<sup>3</sup>

Diferencia de temperatura <sup>4</sup> (DT) (grados F)	Tráfico de personas (TRI) <sup>5</sup> (Tráfico = No. de personas/h para CADA PUERTA)							
	10	20	40	60	80	100	200	400
10	4	8	16	24	32	40	80	160
20	8	16	32	48	64	80	160	320
40	16	32	64	96	128	160	320	640
60	24	48	96	144	192	240	480	960
80	32	64	128	192	256	320	640	1280
100	40	80	160	240	320	400	800	1600

<sup>1</sup>Basado en la información del Manual de Fundamentos ASHRAE-1972, especialmente el Capítulo 19, páginas 239-242. Los valores de la tabla están basados en la idea de que durante las tormentas fuertes todas las damas puertas, fuera de la principal, en una pared sellada, permanecen cerradas.

<sup>2</sup>Los valores de la tabla son para edificaciones de un solo piso. Para edificios de 2 pisos multiplique el valor dado por la tabla por 1.50; para un edificio de 3 pisos multiplique el valor dado por la tabla por 1.75.

<sup>3</sup>Las puertas se consideran de 7 pies x 3 pies con bisagras. Para puertas diferentes a 7' x 3' la infiltración será proporcional al perímetro de la puerta.

<sup>4</sup>Con viento, multiplique el valor de la tabla por 0.60.

<sup>5</sup>La diferencia entre la temperatura interior y la exterior es aquella que existe en el momento en que se está calculando la carga. Ver la nota al final de la Tabla 8 (página 44) para correcciones según la hora del día. Una aproximación a la diferencia de temperatura más cercana dada por la tabla será generalmente suficiente para cuestiones de cálculo.

<sup>6</sup>Determine el tráfico de personas considerando realmente a dividiendo el número de personas que ocupan el área entre el tiempo promedio (hora) que permanecen en el área y el número de puertas.

<sup>7</sup>Calcule la infiltración total por puertas multiplicando el número de puertas por el valor de la tabla correspondiente al tráfico de personas (TRI) y a la diferencia de temperatura (DT).

**TABLA 3**  
**REQUISITOS PARA VENTILACION<sup>1</sup>**

Aplicación	Pies <sup>3</sup> /min por persona
Banco (zona de público)	7
Peluquería	7
Salón de belleza	25
Canchas de boliche	15
Cocinera, bar	30
Almacén de departamentos	
Área de público	7
Bodega	5
Oroquería	
Sala de trabajo del farmacéuta	20
Área del público	7
Factoría <sup>2,3</sup>	10-35
Garage-Taller	
Perquero	1.5 <sup>4</sup>
Área de reparaciones <sup>5</sup>	1.5 <sup>4</sup>
Hospital <sup>6</sup>	
Fiesta sencilla o doble	10
Guardería	10
Corredor	20
Sala de operación <sup>6</sup>	20
Centro de preparación de alimentos	35
Hotel	
Pasa	7
Sala de una suite	10
Baño	20
Corredor	5
Salón principal	7
Salón de conferencias (pequeño)	20
Salón de conferencias (grande)	15
Baños públicos	15

Aplicación	Pies <sup>3</sup> /min por persona
Laboratorio	15
Oficina	
General	15
Salón de conferencias	25
Sala de espera	10
Salón de billar	20
Restaurante	
Comedor	10
Cocina	30
Cafetería, órdenes para llevar, drive-in	30
Colegio <sup>3</sup>	
Salón de clases	10
Laboratorio	10
Tienda	10
Auditorio	5
Gimnasio	20
Biblioteca	7
Oficina	7
Baños-duchas	15
Salón de lockers <sup>7</sup>	30
Corredor	10
Dormitorios y alcobas	15
Dormitorios y alcobas	7
Teatro	
Recibidor	20
Auditorio	
Zona de fumadores	10
Zona de no fumadores	5
Baños	15

<sup>1</sup> Información sacada del *Standard ASHRAE 62-73*. Valores mínimos usados.

<sup>2</sup> Sistema especial para control de contaminantes puede ser requerido.

<sup>3</sup> Los códigos locales o departamentales son generalmente el factor determinante.

<sup>4</sup> Pies<sup>3</sup>/min por pie cuadrado del área.

<sup>5</sup> Cuando los motores están pranchidos se debe utilizar un sistema de extracción positiva de humos de escapes.

<sup>6</sup> Se requiere frecuentemente un 100% de aire exterior para evitar los peligros de explosión que presentan los elementos de anestesia.

<sup>7</sup> Sistemas especiales de extracción son requeridos en este caso.

**TABLA 4**

**ESTIMATIVOS DE CONCENTRACION DE PERSONAS<sup>1</sup>**

Aplicación	Pies <sup>2</sup> por persona
Salón de asamblea, iglesia, colegio, auditorio, funeraria, teatro	7
Peluquería	40
Salón de belleza	20
Cancha de bolos	(cantidad de sillas más 6 personas por cancha)
Salón de clases	20
Salón de conferencias	14-17
Almacén de departamentos, almacén de ventas al detal:	
Sótano y primer piso	33
Otros pisos	50
Dormitorio	50
Servicio de comidas:	
Comedor	14
Cafetería, órdenes para llevar, drive-in	10
Cocina	50
Laboratorio	20
Biblioteca	50
Oficina general	100
Facilidades recreacionales:	
Salón de baile	10
Salón de billar	40
Baños públicos	10
Taberna, bar, coctelería:	
Con gente parada sin mesa	7
Todos sentados, clientela promedio	10

<sup>1</sup> Lo establecido en los códigos debe seguirse cada vez que la norma sea aplicable.



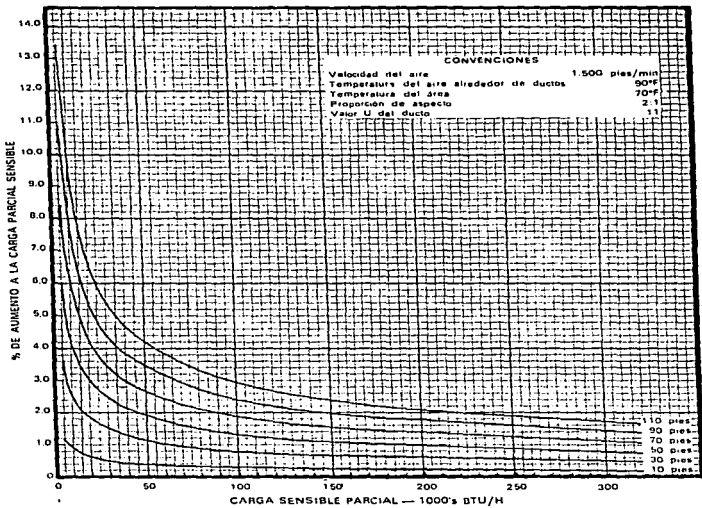


**TABLA 15b**  
**DESHUMIDIFICACION (80°F)**  
**Carga para deshumidificación de aire exterior hasta 50% HR y 80°F de**  
**Temperatura interior - Btu/h por 100 pies<sup>2</sup>/min**

Temperatura exterior de bulbo seco (grados F)	Temperatura exterior de bulbo húmedo (grados F)																				
	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81			
110													247								
108													258	794	1234	1699	2149	2642			
106													58	474	905	1346	1815	2265	2789		
104													174	386	1010	1462	1926	2376	2870		
102													286	627	1133	1573	2038	2493	2980		
100													397	813	1244	1689	2154	2609	3102		
98											73		508	924	1356	1800	2270	2724	3218		
96											189		620	1041	1487	1917	2381	2836	3335		
94											300		736	1193	1576	2028	2497	2952	3446		
92											411		847	1293	1693	2144	2609	3089	3582		
90											523		958	1375	1805	2255	2725	3180	3678		
88											635		1070	1491	1917	2367	2836	3295	3790		
86											747		1181	1602	2028	2483	2948	3412	3906		
84											859		1297	1718	2139	2594	3064	3524	4027		
82											973		1408	1830	2251	2710	3180	3640	4138		
80											200		687	1089	1520	1941	2362	2822	3291	3766	4254
78											402		803	1200	1631	2051	2478	2918	3403	3867	4366
76											136		918	1312	1742	2168	2599	3049	3519	3983	4463
74											247		1036	1423	1850	2280	2701	3169	3635	4098	4588
72											358		1157	1539	1970	2395	2812	3277	3746	4216	4709
70											469		1281	1690	2108	2507	2933	3393	3857	4327	4825
68											581		1408	1805	2207	2623	3039	3504	3974	4443	4942
66											692		1536	1926	2328	2735	3151	3615			
64											803		1666	2042	2446	2846	3262	3732			
62											915		1797	2159	2551	2942	3373				
60											201		652	1031	1418	1810	2212	2643	3073	3485	
58											373		788	1142	1529	1926	2323	2754	3183		
56											548		924	1293	1680	2068	2455	2885	3301		
54											723		1060	1449	1836	2223	2610	2997	3412		
52											898		1196	1595	1982	2369	2756	3143	3558		
50											1073		1332	1731	2118	2505	2892	3279	3694		
48											1248		1468	1867	2254	2641	3028	3415	3830		
46											1423		1604	2003	2390	2777	3164	3551	3966		
44											1598		1740	2139	2526	2913	3300	3687	4092		
42											1773		1876	2275	2662	3049	3436	3831	4246		
40											1948		2012	2411	2798	3185	3572	3969	4394		
38											2123		2187	2586	2973	3360	3747	4144	4569		
36											2298		2362	2759	3146	3533	3920	4317	4742		
34											2473		2536	2933	3320	3707	4094	4491	4916		
32											2648		2712	3109	3496	3883	4270	4667	5092		
30											2823		2887	3284	3671	4058	4445	4842	5267		
28											2998		3062	3459	3846	4233	4620	5017	5442		
26											3173		3237	3634	4021	4408	4795	5192	5617		
24											3348		3412	3809	4196	4583	4970	5367	5792		
22											3523		3587	3984	4371	4758	5145	5542	5967		
20											3698		3762	4159	4546	4933	5320	5717	6142		
18											3873		3937	4334	4721	5108	5495	5892	6317		
16											4048		4112	4509	4896	5283	5670	6067	6492		
14											4223		4287	4684	5071	5458	5845	6242	6667		
12											4398		4462	4859	5246	5633	6020	6417	6842		
10											4573		4637	5034	5421	5808	6195	6592	7017		
8											4748		4812	5209	5596	5983	6370	6767	7192		
6											4923		4987	5384	5771	6158	6545	6942	7367		
4											5098		5162	5559	5946	6333	6720	7117	7542		
2											5273		5337	5734	6121	6508	6895	7292	7717		
0											5448		5512	5909	6296	6683	7070	7467	7892		

**TABLA 6a**

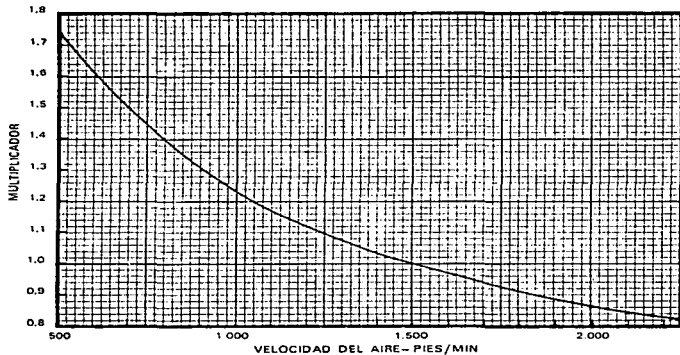
**GANANCIA DE CALOR EN LOS DUCTOS**



Para cuestión de estimativos, es suficiente usar la longitud total de las secciones expuestas de todos los ductos ramales principales y/o derivaciones y/o radiales.

**TABLA 16b**

**MULTIPLICADORES DE VELOCIDAD**



**TABLA 16c**

**MULTIPLICADORES DE AIRE  
ALREDEDOR DE DUCTOS**

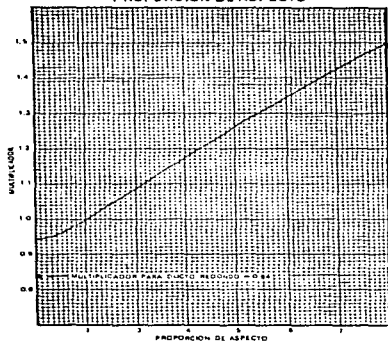
Temperatura del aire alrededor del ducto (grados F)	Multiplicador
70	0.71
60	0.86
50	1.00
40	1.14
30	1.29
20	1.43
10	1.57
0	1.71
-10	1.86
-20	2.00
-30	2.14

**TABLA 16d**

**MULTIPLICADORES DE  
TEMPERATURA DEL AREA**

Temperatura de diseño del área (grados F)	Multiplicador
75	1.05
74	1.04
73	1.03
72	1.02
71	1.01
70	1.00
69	0.99
68	0.98

**MULTIPLICADORES DE PROPORCIÓN DE ASPECTO**



**TABLA 15c**

**TABLA 15d**  
**MULTIPLICADORES DE AIRE DE RETORNO**  
(Condiciones de verano)

Temperatura del aire de retorno (grados F)	Multiplicador
80	0.29
79	0.31
78	0.34
77	0.37
76	0.40
75	0.43

**VELOCIDAD EN LOS DUCTOS**

Tipo de ducto	Colegios, teatros, edificios públicos	Edificios industriales
	Velocidad recomendada (pies/min)	
Ductos principales	1,000 - 1,300	1,200 - 1,800
Ramales	600 - 900	800 - 1,000
Elevador	600 - 700	800
Velocidad máxima (pies/min)		
Ductos principales	1,100 - 1,600	1,300 - 2,200
Ramales	800 - 1,300	1,000 - 1,800
Elevador	800 - 1,200	1,000 - 1,600

\*Sacado del Manual de Fundamentos ASHRAE-1972, Tabla 6, página 481

**TABLA 17**

**TABLA 18**

**TEMPERATURA DEL AIRE ALREDEDOR DE LOS DUCTOS\***  
(Condiciones de verano)

Localización del ducto	Temperatura aproximada del aire alrededor del ducto
Pieza sin acondicionar, sin ventilación apropiada	5 grados F por debajo de la temperatura exterior de BS
Pieza sin acondicionar, bien ventilada	Temperatura exterior de bulbo seco
Atico con ventilación mínima	Temperatura exterior de bulbo seco más 25 a 50 grados
Atico bien ventilado	Temperatura exterior de diseño de bulbo seco más 10 a 20 grados F
Otros espacios sin acondicionar (sala de calderas, cocinas, etc.)	Según mediciones de temperatura de bulbo seco en espacios similares
Expuestos directamente a las condiciones exteriores	Temperatura exterior de bulbo seco más 5 a 20 grados (dependiendo de lo expuestos que están a la luz solar directa)

\*Información basada en investigaciones realizadas en la Universidad de Illinois (por ejemplo, ver Transactions, The American Society of Heating and Ventilating Engineers, Volumen 59, 1953, No. 1477, *Enfriamiento de una Residencia pequeña con una unidad condensadora mecánica de dos caudales*, por H. T. Gilkey, así como en otras informaciones empíricas, como también en consideraciones técnicas.

Se recomienda medir las temperaturas reales en todos los casos en que sea posible.

**TABLA 19**  
**PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE PISOS Y**  
**PAREDES EN SOTANOS POR DEBAJO DE NIVEL\***

Temperatura exterior de diseño de bulbo seco	Pérdida por piso Btu/h por pie <sup>2</sup>	Pérdida por paredes Btu/h por pie <sup>2</sup>
Por debajo de 0°F	3.0	6.0
De 0 a 25°F	2.0	4.0
Por encima de 25°F	1.0	2.0

\*Secado del Manual de Fundamentos ASHRAE-1972.

**TABLA 20**  
**HUMEDAD RELATIVA INTERIOR MAXIMA (INVIERNO, %HR)**

Temperatura exterior de diseño de bulbo seco (grado F)	Temperatura interior de bulbo seco					
	68°F		72°F		75°F	
	Vidrio sencillo	Vidrio doble	Vidrio sencillo	Vidrio doble	Vidrio sencillo	Vidrio doble
-30	3	18	3	18	3	18
-20	5	23	5	22	5	21
-10	8	27	7	26	6	25
0	12	33	11	31	10	29
10	17	39	16	37	15	35
20	24	46	23	44	22	42
20	34	55	32	52	30	49

**TABLA 21a**

**CARGA DE CALEFACCION POR HUMIDIFICACION (68°F)**  
 (Btu/h y galones de agua/día requeridos por 100 pies<sup>2</sup>/min de aire exterior en condiciones interiores de diseño de 68°F y HR deseada)

Temperatura exterior de bulbo seco (grados F) (80% HR)	Humedad relativa interior (% a 68°F temperatura de BS)								
	40	35	30	25	20	15	10	5	
40	2.1 775	1.2 440	0.2 80						Galones Btu/h
35	3.1 1.150	2.1 775	1.2 440	0.2 80					Galones Btu/h
30	3.9 1.445	3.0 1.110	2.0 735	1.1 400					Galones Btu/h
25	4.7 1.755	3.7 1.370	2.8 1.035	1.8 685					Galones Btu/h
20	5.3 1.975	4.3 1.610	3.4 1.260	2.5 920	1.5 555	0.6 215			Galones Btu/h
15	5.8 2.145	4.8 1.795	3.8 1.410	2.9 1.075	2.0 735	1.0 365			Galones Btu/h
10	6.2 2.300	5.2 1.940	4.2 1.570	3.3 1.225	2.4 885	1.4 520	0.5 180		Galones Btu/h
5	6.5 2.410	5.5 2.045	4.6 1.715	3.6 1.330	2.7 995	1.7 625	0.8 285		Galones Btu/h
0	6.7 2.490	5.8 2.145	4.8 1.795	3.9 1.445	2.9 1.075	2.0 735	1.0 365		Galones Btu/h
-5	6.9 2.560	5.9 2.185	5.0 1.865	4.0 1.495	3.1 1.150	2.2 810	1.2 440	0.3 115	Galones Btu/h
-10	7.0 2.600	6.0 2.225	6.1 1.905	4.1 1.535	3.2 1.190	2.3 850	1.3 480	0.4 145	Galones Btu/h
-15	7.1 2.640	6.1 2.265	5.2 1.940	4.2 1.570	3.3 1.225	2.4 885	1.4 520	0.5 180	Galones Btu/h
-20	7.2 2.680	6.2 2.300	5.3 1.975	4.3 1.610	3.4 1.260	2.5 920	1.5 555	0.6 215	Galones Btu/h
-25	7.3 2.715	6.3 2.340	5.4 2.010	4.4 1.645	3.5 1.295	2.6 960	1.6 590	0.7 250	Galones Btu/h
-30	7.4 2.750	6.4 2.375	5.5 2.045	4.5 1.680	3.6 1.330	2.7 995	1.7 625	0.8 285	Galones Btu/h

**TABLA 216**

**CARGA DE CALEFACCION POR HUMIDIFICACION (72°F)**  
 (Btu/h y galones de agua/día requeridos por 100 pies<sup>2</sup>/min de aire exterior  
 en condiciones interiores de diseño de 72°F y HR deseada)

Temperatura exterior de bulbo seco (grados F) (80% HR)	Humedad relativa interior (% a 72°F temperatura de BS)								
	40	35	30	25	20	15	10		5
40	3.2 1,210	2.2 810	1.0 365						Galones Btu/h
35	4.2 1,570	3.1 1,150	2.0 735	0.9 325					Galones Btu/h
30	5.1 1,905	4.0 1,495	2.9 1,075	1.8 685	0.7 250				Galones Btu/h
25	5.8 2,145	4.7 1,755	3.6 1,330	2.5 920	1.5 555	0.4 145			Galones Btu/h
20	6.4 2,375	5.3 1,975	4.2 1,570	3.2 1,190	2.1 775	1.0 365			Galones Btu/h
15	6.9 2,560	5.8 2,145	4.7 1,755	3.6 1,330	2.5 920	1.4 520	0.4 145		Galones Btu/h
10	7.3 2,715	6.2 2,300	5.1 1,905	4.0 1,495	2.9 1,075	1.8 685	0.8 285		Galones Btu/h
5	7.6 2,830	6.5 2,410	5.4 2,010	4.3 1,610	3.2 1,190	2.1 775	1.1 400		Galones Btu/h
0	7.8 2,910	6.7 2,490	5.6 2,080	4.6 1,715	3.5 1,295	2.4 885	1.3 480	0.3 115	Galones Btu/h
-5	8.0 2,980	6.9 2,560	5.8 2,145	4.8 1,795	3.7 1,370	2.6 960	1.5 555	0.4 145	Galones Btu/h
-10	8.1 3,020	7.0 2,600	5.9 2,185	4.9 1,830	3.8 1,410	2.7 995	1.6 590	0.5 180	Galones Btu/h
-15	8.2 3,060	7.1 2,640	6.0 2,225	5.0 1,865	3.9 1,445	2.8 1,035	1.7 625	0.6 215	Galones Btu/h
-20	8.3 3,100	7.2 2,680	6.1 2,265	5.1 1,905	4.0 1,485	2.9 1,075	1.8 665	0.7 250	Galones Btu/h
-25	8.4 3,135	7.3 2,715	6.2 2,300	5.2 1,940	4.1 1,525	3.0 1,110	1.9 700	0.8 285	Galones Btu/h
-30	8.5 3,170	7.4 2,750	6.3 2,340	5.2 1,940	4.1 1,525	3.1 1,150	2.0 735	0.9 325	Galones Btu/h

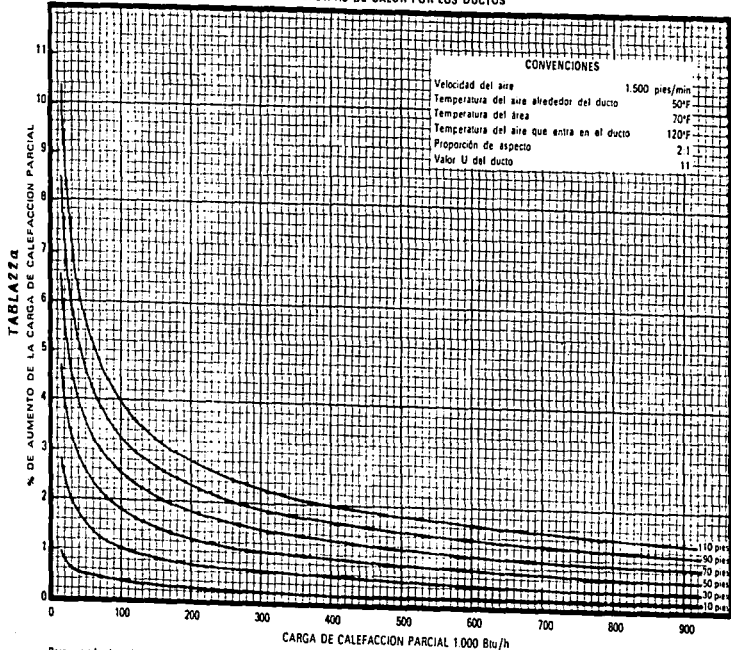


**TABLA 21c**

**CARGA DE CALEFACCION POR HUMIDIFICACION (75°F)**  
 (Btu/h y galones de agua/día requeridos por 100 pies<sup>2</sup>/min de aire exterior  
 en condiciones interiores de diseño de 75°F y HR deseada)

Temperatura exterior de bulbo seco (grados F) (50% HR)	Humedad relativa interior (% a 75°F temperatura de BS)								
	40	35	30	25	20	15	10	5	
40	4.2 1,570	2.9 1,075	1.7 625						Galones Btu/h
35	5.1 1,905	3.8 1,410	2.7 995	1.4 520	0.2 80				Galones Btu/h
30	6.0 2,225	4.7 1,755	3.5 1,295	2.3 850	1.1 400				Galones Btu/h
25	6.7 2,490	5.4 2,010	4.3 1,610	3.1 1,150	1.8 665	0.7 250			Galones Btu/h
20	7.2 2,715	6.1 2,265	4.9 1,830	3.7 1,370	2.4 885	1.3 480	0.1 35		Galones Btu/h
15	7.9 2,910	6.5 2,410	5.4 2,010	4.1 1,535	2.9 1,075	1.7 825	0.6 215		Galones Btu/h
10	8.2 3,060	6.9 2,560	5.8 2,145	4.6 1,680	3.2 1,225	2.1 775	1.0 365		Galones Btu/h
5	8.5 3,170	7.2 2,680	6.1 2,265	4.8 1,795	3.6 1,330	2.4 885	1.3 480	0.1 35	Galones Btu/h
0	8.8 3,255	7.5 2,795	6.3 2,340	5.1 1,905	3.9 1,445	2.7 995	1.5 555	0.3 115	Galones Btu/h
-5	9.0 3,320	7.7 2,870	6.5 2,410	5.2 1,975	4.1 1,535	2.9 1,075	1.7 625	0.5 180	Galones Btu/h
-10	9.1 3,365	7.8 2,910	6.7 2,490	5.4 2,010	4.2 1,570	3.0 1,110	1.9 700	0.7 250	Galones Btu/h
-15	9.2 3,405	7.9 2,925	6.8 2,525	5.5 2,045	4.3 1,610	3.1 1,150	2.0 735	0.8 285	Galones Btu/h
-20	9.3 3,440	8.0 2,980	6.9 2,560	5.6 2,080	4.4 1,645	3.2 1,210	2.1 775	0.9 325	Galones Btu/h
-25	9.4 3,480	8.1 3,020	7.0 2,600	5.7 2,120	4.5 1,680	3.3 1,225	2.2 810	1.0 365	Galones Btu/h
-30	9.4 3,480	8.1 3,020	7.0 2,600	5.7 2,120	4.5 1,680	3.3 1,225	2.2 810	1.0 365	Galones Btu/h

PERDIDAS DE CALOR POR LOS DUCTOS



Para cuestión de estimativos, es suficiente usar la longitud total de las secciones expuestas de todos los ductos, remales principales y/o derivaciones y/o radiales.

MULTIPLICADORES DE VELOCIDAD

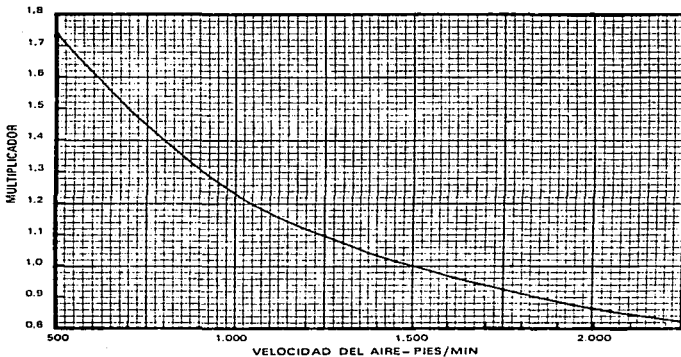


TABLA22b

TABLA22c

MULTIPLICADORES DE AIRE ALREDEDOR DE DUCTOS

Temperatura del aire alrededor del ducto (grados F)	Multiplicador
70	0.71
60	0.86
50	1.00
40	1.14
30	1.29
20	1.43
10	1.57
0	1.71
-10	1.86
-20	2.00
-30	2.14

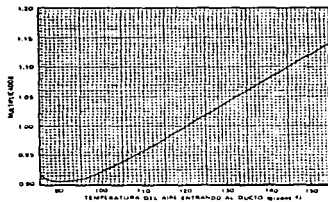
TABLA22d

MULTIPLICADORES DE TEMPERATURA DEL AREA

Temperatura de diseño del area (grados F)	Multiplicador
75	1.05
74	1.04
73	1.03
72	1.02
71	1.01
70	1.00
69	0.99
68	0.98

**TABLA 22e**

**MULTIPLICADOR DE TEMPERATURA DE ENTRADA**



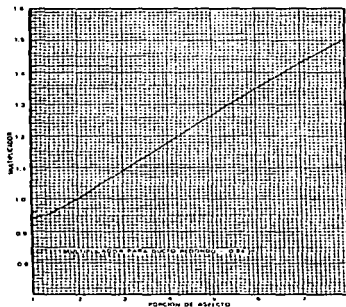
**TABLA 22g**

**MULTIPLICADOR DE AIRE DE RETORNO**

Temperatura del aire entrando al ducto de retorno (Grados F)	Multiplicador
75	0.38
74	0.36
73	0.34
72	0.32
71	0.30
70	0.29
69	0.27
68	0.25

**TABLA 22f**

**MULTIPLICADOR DE PROPORCIÓN DE ASPECTO**



**TABLA 23**

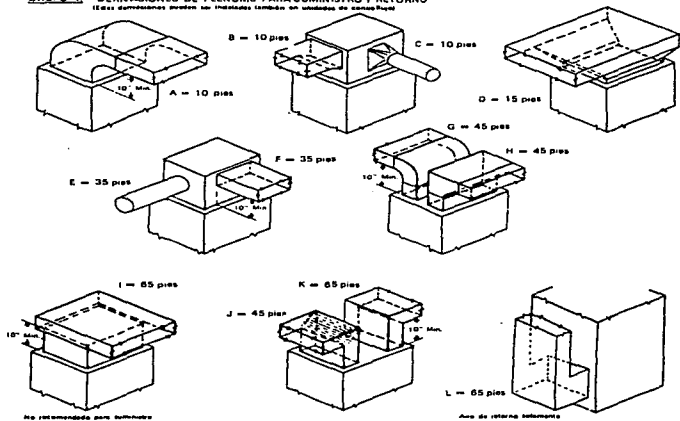
**TEMPERATURA DEL AIRE ALREDEDOR DE LOS DUCTOS**

Localización del ducto	Temperatura aproximada del aire alrededor del ducto
Pieza sin calefacción, sin ventilación apropiada	20 a 30 grados por encima de la temperatura exterior
Pieza sin calefacción, con buena ventilación	10 a 30 grados por encima de la temperatura exterior
Alico, ventilación mínima	5 a 20 grados por encima de la temperatura exterior
Alico, bien ventilado	Temperatura exterior
Expuestos directamente a las condiciones exteriores	5 a 15 grados por debajo de la temperatura exterior para compensar por el efecto del viento frío

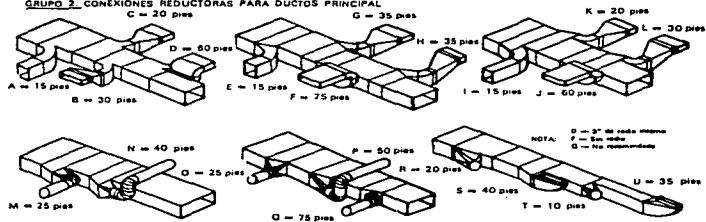
\*Información basada en investigaciones realizadas en la Universidad de Illinois (por ejemplo, ver Transactions, The American Society of Heating and Ventilating Engineers, Volumen 59, 1952, No. 1-677, *Enfriamiento de una residencia pequeña con una unidad condensadora recargada de dos cables* por H. T. Givens, et al.) y otras informaciones empíricas, como también en conclusiones teóricas.

Se recomienda medir las temperaturas reales en todos los casos en que sea posible.

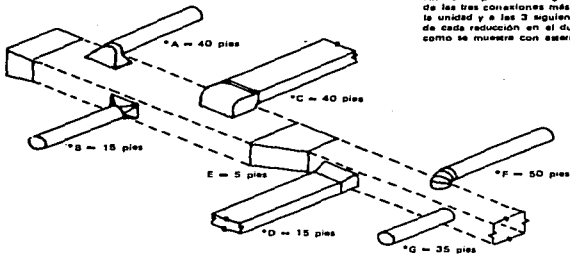
**GRUPO 1. DERIVACIONES DE PLENUMS PARA SUMINISTRO Y RETORNO**  
 (Estas derivaciones pueden ser instaladas también en unidades de control de flujo)



**GRUPO 2. CONEXIONES REDUCTORAS PARA DUCTOS PRINCIPAL**



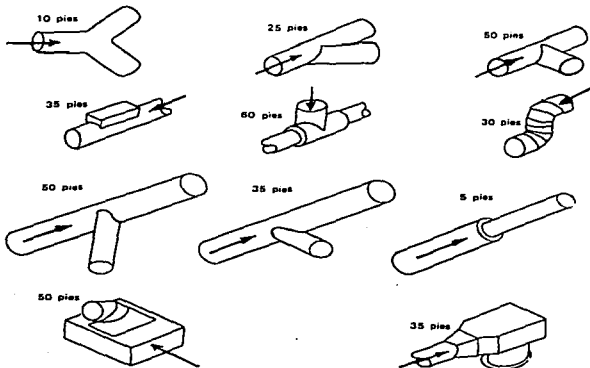
**GRUPO 3. DERIVACIONES PARA PLENUM EXTENDIDO**



Añada 25 pies a la longitud equivalente de las tres derivaciones más cercanas a la unidad y a las 3 siguientes después de cada reducción en el ducto principal como se muestra con asteriscos.

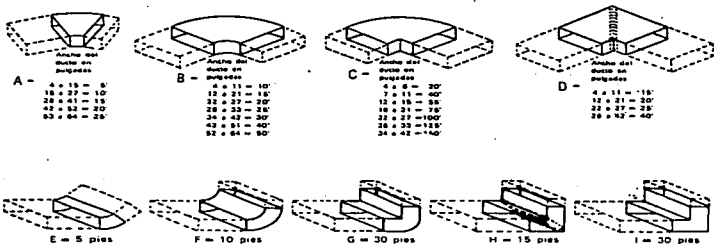
**GRUPO 4. DERIVACIONES PARA DUCTOS REDONDOS**

Añada 25 pies a la longitud equivalente de las dos derivaciones más cercanas a la unidad en cada ramal.



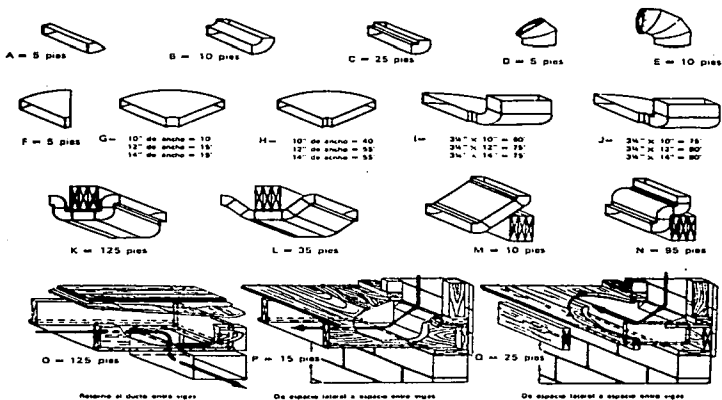
### GRUPO 5. ANGULOS Y Codos PARA DUCTOS PRINCIPALES

(Radio interior = 1/3 ancho del ducto)



### GRUPO 6. ANGULOS Y Codos PARA DUCTOS INDIVIDUALES Y RAMALES

(Radio interior para "A" y "B" = 3 pulgadas y para "F" y "G" = 5 pulgadas)



### GRUPO 7. ZAPATOS CONECTORES

(Esos valores pueden ser usados también para cajas diferentes de esas)



A = 30 pies



B = 35 pies



C = 60 pies



D = 55 pies



E = 70 pies



F = 45 pies



G = 30 pies



H = 50 pies



I = 5 pies



J = 15 pies



K = 30 pies



L = 30 pies



M = 5 pies



N = 15 pies

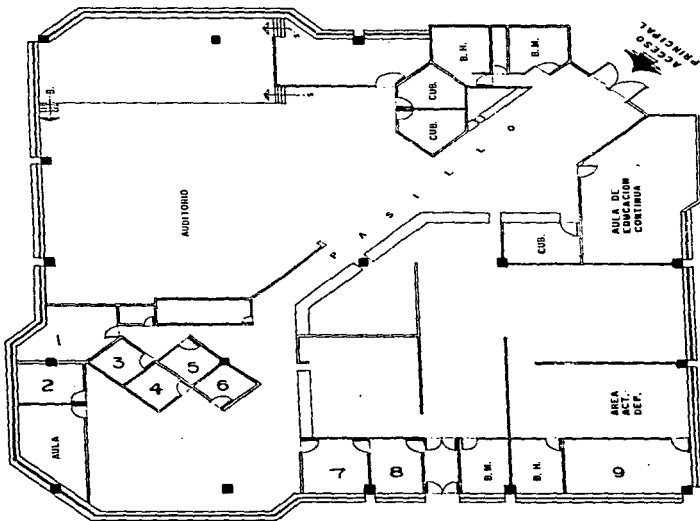


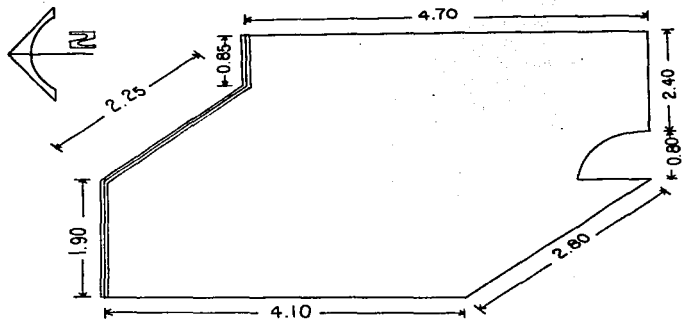
O = 5 pies



P = 5 pies

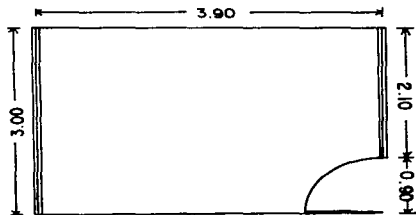




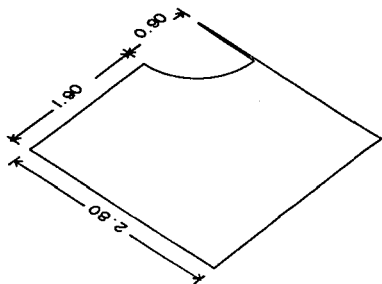


OFICINA # 1

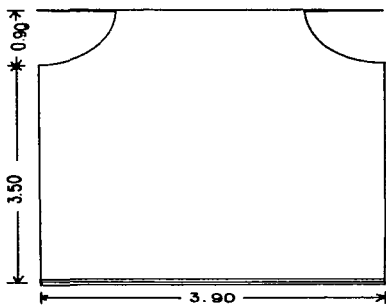
unidades en metros ( m )



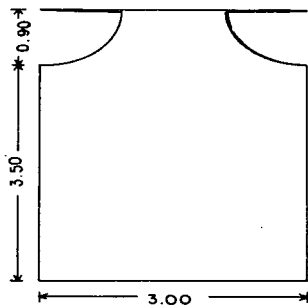
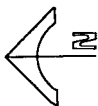
OFICINA # 2



OFICINA # 3

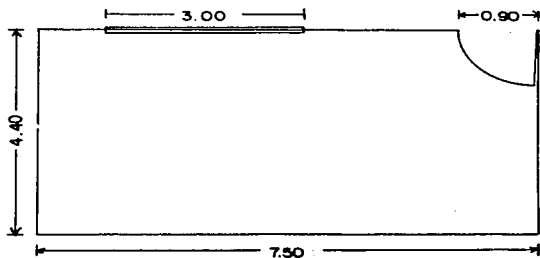


OFICINA # 7  
unidades en metros ( m )



OFICINA # 8

unidades en metros ( m )



OFICINA # 9