

300 617 45  
24

**UNIVERSIDAD LA SALLE**



**ESCUELA DE INGENIERIA  
INCORPORADA A LA U.N.A.M:**

**PROCEDIMIENTO DE DESARROLLO  
Y CALCULO DE SISTEMA DE AIRE  
ACONDICIONADO PARA CENTRO  
DE COMPUTO**

**TESIS PROFESIONAL  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO  
ELECTRICISTA  
P R E S E N T A :  
JORGE ALBERTO PEREZ IZQUIERDO**

Asesor de Tesis Ing. Jorge Román De La Parra

MEXICO, D. F. A 26 DE NOVIEMBRE DE 1992

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



## **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 está 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.

## INDICE

	PAGINA
<b>INTRODUCCION</b>	
Introducción.	
Descripción del proyecto.	
<b>CAPITULO I.- CONSIDERACIONES GENERALES</b>	
1.1 Consideraciones para el diseño.	1
1.2 Carga térmica generada por el computador.	4
<b>CAPITULO II.- PROYECTO</b>	
2.1 Introducción.	7
2.2 Orden del desarrollo del cálculo del equipo.	10
2.3 Definiciones.	11
2.4 Secuencia de cálculo de las cargas térmicas.	13
2.5 Resumen de cargas y cálculo de aire requerido.	22
2.6 Diseño de Ductos.	26
2.7 Cálculo de gasto de agua helada.	37
2.8 Carga de la bomba.	38
2.9 Selección del equipo.	40
<b>CAPITULO III.- ESPECIFICACIONES MECANICAS</b>	
3.1 Especificaciones mecánicas.	44
<b>CAPITULO IV.- OPERACION, SERVICIO Y MANTENIMIENTO</b>	
4.1 Operación.	47
4.2 Probables fallas de los equipos y posibles soluciones.	49
<b>CAPITULO V.- ESTUDIO ECONOMICO</b>	
5.1 Inversión.	51
5.2 Factores económicos, amortización y depreciación.	53
5.3 Costo de operación.	58
<b>CONCLUSIONES</b>	
<b>TERMINOLOGIA</b>	
<b>TABLAS</b>	
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	

## INTRODUCCION

Para desarrollar el diseño de un sistema de acondicionamiento de aire, es muy importante que primero exista una correcta comprensión de este término. La interpretación que le ha dado la Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado es la siguiente :

Aire acondicionado es el proceso de tratamiento de aire con el cual se logra simultáneamente su temperatura, humedad, pureza y distribución para lograr los requerimientos del espacio acondicionado.

La aplicación del aire acondicionado incluye, tener un confort y/o el mantenimiento de las condiciones propias para la manufactura, procesamiento y preservación de material y equipo.

Aunque en varias aplicaciones industriales muchas veces no es costeable económicamente el instalar un sistema de aire acondicionado, en otras ocasiones el aire acondicionado puede ser utilizado para mantener la eficiencia, salud y seguridad de los trabajadores.

El confort, no solo es influenciado por la temperatura y humedad del aire, sino también por su velocidad, calor radiante, intensidad de trabajo y las diferencias naturales entre individuos. Así que es muy difícil que una determinada temperatura y humedad, satisfagan las necesidades de un grupo de personas.

Las personas que trabajan en el interior de un local cerrado, efectúan ciertos cambios físicos y químicos con el aire a su alrededor. El oxígeno del aire disminuye y aumenta el bióxido de carbono, pero estos cambios son tan pequeños, que solo se puede apreciar en espacios completamente cerrados, como los submarinos.

La materia orgánica que es normalmente percibida por los olores, proviene del cuerpo humano o de la ropa. El aire viciado puede ser ofensivo, debido a los olores y puede inducir a una pérdida de apetito y consecuentemente a una pérdida de energía.

Estas razones fisiológicas, hacen que al diseñar un sistema de aire acondicionado, se procure eliminar todos estos inconvenientes. Esto puede ser logrado introduciendo aire exterior libre de olores, en cantidades suficientes para reducir la concentración de olor a un nivel aceptable.

Cuando la única fuente de contaminación es el ser humano, la cantidad de aire exterior requerida para eliminar los olores humanos y el humo del tabaco será mínima. La concentración de olor humano en un cuarto, depende de la dieta, de los hábitos higiénicos del individuo, del suministro de aire exterior, del espacio de aire permitido por persona y de la capacidad de absorción del proceso de acondicionamiento de aire, de la temperatura y humedad relativa.

Los requerimientos de aire exterior para eliminar el humo del tabaco no son conocidos exactamente pero la información existente y la práctica, indican la necesidad de suministrar como mínimo 15 pies<sup>3</sup>/min. por persona.

## IMPURESAS FISICAS DEL AIRE

Las partículas de polvo de cualquier tipo pueden producir irritabilidad de las membranas mucosas de la nariz y la garganta si es que la concentración de polvo es bastante grande.

Gran parte de las enfermedades son contraídas en espacios cerrados donde se juntan grandes grupos de gente, debido a la presencia de organismos patógenos flotando en el ambiente.

Por lo tanto, es necesario reducir la concentración de impurezas físicas por medio de filtración o cualquier otro método, como absorción, precipitación electrostática, lámparas germicidas, etc. de acuerdo a la aplicación que vaya a tener el aire y el grado de pureza necesario.

Para las salas de cómputo, se requiere una buena eficiencia de la filtración del aire y su control es necesario. Normalmente el aire filtrado debe tener una eficiencia de 85%. Bajo ciertas condiciones, cuando la atmósfera tiene un alto contenido de contaminantes se debe considerar un equipo especial para purificación. Es deseable utilizar la menor cantidad de aire exterior porque así se reduce la introducción de oxidantes y contaminantes que afecta los diversos componentes electrónicos.

## CALCULO DE LA CARGA TERMICA

Antes de efectuar el cálculo, es necesario efectuar un análisis completo de los factores para asegurar una exacta evaluación de sus componentes, ya que el cuidado que se tenga en ello dará como resultado una selección óptima del equipo a utilizar.

La ganancia térmica es la cantidad de calor que gana en un instante el área considerada.

La carga térmica instantánea y la carga real en el equipo muy rara vez son iguales, debido a la inercia térmica o efecto de almacenaje de la estructura del edificio.

## CARACTERISTICAS DEL ESPACIO Y FUENTES DE CARGA TERMICA

De la exactitud de este análisis depende la estimación de la carga térmica.

Los principales aspectos físicos que deben ser considerados son los siguientes :

- a) Localización o lugar donde va a efectuarse el proyecto.
- b) Orientación del edificio. Localización del espacio
  - b1) Puntos de referencia. Efectos del sol y del viento.
  - b2) Superficies reflejantes. Agua arena, estacionamientos, etc.
- c) Utilización del espacio. Oficinas, hospital, cuarto de máquinas, fábricas, etc.
- d) Dimensiones físicas del espacio. Longitud, amplitud, altura.
- e) Altura libre del plafón. Distancia libre entre el lecho bajo de las traves y el plafón.
- f) Materiales de construcción. Materiales y espesores de los muros, techo, plafón, pisos, divisiones y su posición relativa en estructura.
- g) Espacios circundantes al área acondicionada. Temperatura de los espacios adyacentes no acondicionados, tales como cuarto de máquinas, cocinas, etc.
- h) Ventanas. Tamaños, localización, con armazón metálica o de madera, tipo de vidrio, persianas, marquesinas.
- i) Puertas. Localización, tipo, dimensiones y frecuencia de uso.
- j) Personas. Número de personas, tipo de actividades realizadas. Hay necesidad de estimar el número de personas por pie<sup>2</sup>.
- k) Iluminación. Carga en watts a la hora del diseño. Tipo de iluminación (incandescente, fluorescente). Normalmente se estima si no se cuenta con los datos, en watt por pie<sup>2</sup>.
- l) Ventilación pie<sup>3</sup>/min. por persona de acuerdo a las normas del lugar.
- m) Operación continua o intermitente. En caso de que la operación sea intermitente, se debe considerar el tiempo necesario para abatir la carga térmica almacenada en el lugar.

## LOCALIZACION DEL EQUIPO Y SERVICIOS

El análisis previo del edificio deberá capacitar al proyectista para seleccionar el lugar de instalación del equipo. Los puntos que deben considerarse son los siguientes :

- 1.- Espacios aprovechables como cuartos de máquinas.
- 2.- Posibles obstrucciones. Localización de tuberías eléctricas, hidráulicas y otros obstáculos que pueden interferir a las redes de ductos.
- 3.- Localización de las tomas de aire fresco, con referencia al exterior, dirección del viento y pureza del aire exterior.
- 4.- Características arquitectónicas del espacio por acondicionar, para seleccionar el tipo de rejilla y difusores a emplear.
- 5.- Servicios, energía eléctrica, drenaje, accesibilidad.

Para efectuar el cálculo de una carga térmica deberá partirse de una base. Es necesario el tener datos de bulbo seco y bulbo húmedo cuando estas dos son elevadas, o bien se debe tener lectura de un día en el cuál se tengan condiciones normales de trabajo. En raras ocasiones sucede que todas las cargas componentes se eleven al mismo tiempo.

## CONDICIONES DE DISEÑO

Las condiciones de diseño exteriores (temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, humedad absoluta y humedad relativa) han sido establecidas para algunas localidades, tomando en cuenta las variaciones que han tenido éstas en un lapso de tiempo no menor de 10 años.

Estos datos son proporcionados por la Asociación Mexicana de Ingenieros en Calefacción y Aire Acondicionado (AMICA).

Las condiciones de diseño normales para un sistema de acondicionamiento de aire, diseñado para dar confort, permiten que ocasionalmente se excedan las condiciones interiores del cuarto.

Las condiciones interiores de diseño para proporcionar confort en un área acondicionada están sujetas a muchas variantes; la principal es el costo del equipo de acondicionamiento.

Las condiciones interiores de diseño normalmente aceptadas para un sistema de acondicionamiento de aire para el confort son 75°F + 1°F y de 45% a 50% de humedad relativa. Cuando llega la hora de demanda máxima, es decir cuando se elevan simultáneamente las temperaturas de bulbo seco y la de bulbo húmedo, la temperatura del espacio se eleva usualmente hasta 78°F.

La variación en las condiciones de diseño interiores está influenciada principalmente por la selección más económica del equipo.

Para poder efectuar el cálculo de una carga de refrigeración en un espacio habitado es necesario conocer el metabolismo del hombre.

Esto ha sido estudiado ampliamente, y se ha encontrado que la temperatura de un hombre permanece relativamente constante por unidad de área superficial de su cuerpo en condiciones normales. La producción de calor aumenta rápidamente con el trabajo y varía gradualmente con el tipo de individuo.

No existe ninguna observación fisiológica mediante la cual pueda ser evaluado el confort.

La zona de neutralidad térmica varía mucho con el vestido, estación, actividad y todos los demás factores que afectan la producción de calor.

La sensación de calor o frío depende no solamente de la temperatura del aire ambiente registrada por el termómetro de bulbo seco, sino también por la temperatura de bulbo húmedo, movimiento del aire y los efectos de radiación. El aire seco a una temperatura relativamente alta puede sentirse más frío que el aire húmedo a una temperatura inferior. El movimiento del aire en un local a una temperatura y humedad moderadas hace que se produzca una sensación agradable.

Las condiciones de temperatura, humedad y movimiento del aire, las cuales inducen a la misma sensación de calor son llamadas condiciones termoequivalentes.

Estas condiciones han sido ensayadas en laboratorio y se han tomado algunas de ellas para el uso práctico.

Esta escala de condiciones termoequivalentes no sólo indican la sensación de calor, sino que también determinan los efectos fisiológicos en el cuerpo, inducido por el calor o el frío. Por esta razón, se les ha llamado escala o índice de temperatura efectiva.

Temperatura efectiva es un índice empíricamente determinado del grado de calor percibido en la exposición a diferentes condiciones de temperatura, humedad y movimiento del aire.

Es importante recordar que un sistema de calefacción o de aire acondicionado está diseñado para asegurar unas condiciones interiores aceptables para los ocupantes.



## DESCRIPCION DEL PROYECTO

### OBJETIVOS

Los objetivos de este proyecto, se pueden resumir basicamente en 3 puntos :

- 1.- El crear un trabajo, en el cual, cualquier persona que se interese por desarrollar un sistema de aire acondicionado, lo pueda usar como apoyo.
- 2.- El tener un compendio completo de gráficas, tablas e información, para que se pueda usar como apoyo para un cálculo de aire acondicionado, sin la necesidad de recurrir a muchos libros más sobre la materia.
- 3.- El desarrollar un cálculo de aire acondicionado para una sala de cómputo, que cuenta con lo último en tecnología de computación (Sistema IBM 9000).

### METODOLOGIA

El desarrollo de este proyecto, empezará con una breve introducción a lo que es el aire acondicionado y sus aplicaciones. Después se empezará con el cálculo del sistema de aire acondicionado de la sala de cómputo. En el desarrollo, se tratará de explicar de la forma más amplia posible cada paso y el porque de este.

Al final, ya teniendo el cálculo del equipo que se considera el más adecuado, se detallarán sus características, para ver las ventajas que este nos ofrece.

El último paso sera ver el análisis económico para ver la factibilidad de instalación.

### DIAGRAMA DEL PROYECTO

#### CONDICIONES DE OPERACION

- TEMPERATURA : 60 °F A 80 °F
- HUMEDAD REL. : 30% A 70%

#### CONDICIONES DE DISEÑO

- TEMPERATURA : 70 °F
- HUMEDAD REL. : 50%

#### METODO DE CALCULO

CARGAS

- COEFICIENTES OBTENIDOS POR EL AREA A ACONDICIONAR Y MATERIALES DE CONSTRUCCION
- PERSONAS QUE LABORAN EN EL AREA
- AIRE INYECTADO PARA ACONDICIONAMIENTO

- DETERMINACION DE TONELADAS DE REFRIGERACION PARA OBTENER TEMPERATURA DESEADA
- DETERMINACION DE LA CANTIDAD DE AIRE REQUERIDO

- CALCULO DEL EQUIPO REQUERIDO
- CALCULO DE DUCTOS Y REJILLAS

- SELECCION DEL EQUIPO
- SELECCION DE INSTALACION ELECTRICA

#### CARGA TERMICA GENERADA POR EL EQUIPO

- DETALLE DEL EQUIPO DE COMPUTO, INDICANDO LOS BTU/HR GENERADOS POR CADA UNO DE LOS COMPONENTES

## CAPITULO I CONSIDERACIONES GENERALES

### 1.1 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

#### PROBLEMA DE ACONDICIONAMIENTO

El procesamiento electrónico de datos implica equipo electromecánico muy sensible que ejecuta cálculos matemáticos complejos mediante circuitos electrónicos sofisticados.

La adopción de la automatización por todas las industrias incluyendo las organizaciones gubernamentales e institucionales, confirman el futuro crecimiento de aplicaciones de la computación.

Por tanto, los equipos de cómputo más seguros serán aquellos diseñados por los ingenieros de acuerdo a las necesidades críticas de funcionamiento del equipo y las necesidades de confort del personal relacionado con la operación de la sala de cómputo.

Los requerimientos del medio ambiente por los equipos electrónicos de procesamiento de datos son ampliamente diversificados y requieren de un alto grado de precisión en el control. La diversidad resulta de la multitud de oferta de equipo competitivo y como resultado del desarrollo continuo de nuevos equipos de cómputo y sistemas red.

Los sistemas de control del medio ambiente para las instalaciones más sofisticadas requieren de:

- 1.- Un servicio seguro e ininterrumpido las 24 hrs. del día.
- 2.- Control crítico de la temperatura, humedad y filtración del aire.
- 3.- Sistemas detectores de humos y extinguidores de fuego.
- 4.- Sistemas ininterrumpibles de energía.
- 5.- Piso falso para cableado, tuberías, suministro y retorno del aire.

## CONSIDERACIONES DE DISEÑO

El ingeniero proyectista del sistema de control del medio ambiente para salas de cómputo, deberá tomar en cuenta la existencia inicial y la planeación del crecimiento de los equipos instalados. Deberá atender al medio ambiente interno de diseño del equipo de cómputo influenciado por las condiciones del ambiente. Esto requiere de coordinación entre el fabricante del equipo y el proyectista del Sistema de acondicionamiento de aire.

Techos bajos y cuartos inadecuados para la circulación del aire, causan estratificación del aire caliente o trampas de calor. Dichas trampas afectan el funcionamiento de ciertos circuitos electrónicos, resultando una pérdida de tiempo del computador por requerir de los servicios de mantenimiento.

Algunos equipos de computo vienen provistos con un sistema integral para trabajar con agua helada. La tubería de agua se debe interconectar con la tubería de agua helada de las unidades de aire acondicionado.

Las condiciones de temperatura y sus límites son extremadamente importante en la operación de un cuarto de computadoras. La seguridad del sistema es vital y justifica la capacidad de reserva de aire acondicionado. El aire inyectado al cuarto debe retirar en forma adecuada el calor de las máquinas y prevenir cualquier posibilidad de condensación en las mismas.

El diseño de un sistema de aire acondicionado para una sala de cómputo requiere de conocimiento de las cargas térmicas producidas por los diferentes equipos de cómputo y la carga térmica ganada por el cuarto através de los muros que lo circundan, iluminación, número de personas, etc.

La capacidad del equipo de aire acondicionado dependerá de que tan grande es la carga térmica generada por el equipo de cómputo.

En el ejemplo que trabajaremos, vamos a estudiar una sala de cómputo con un sistema IBM 9000

El medio ambiente del cuarto y el aire en el punto de entrada deberán mantenerse dentro de los límites de diseño para garantizar el correcto funcionamiento de los equipos. Durante los periodos de operación y los periodos de no operación requeridos por algunos subsistemas durante periodos normales de paro.

## REQUERIMIENTOS DE OPERACION DEL COMPUTADOR

a) Temperatura : De 60 °F a 80 °F

b) Humedad relativa De 30% a 70%

Aunque a primera vista las condiciones de operación puedan variar ampliamente sobre el rango de entrada, ello no implica que no se requiera de un control estricto de la temperatura y del contenido de humedad. Estas condiciones se deben considerar entonces como los máximos límites de operación y no condiciones de diseño. Variaciones en la temperatura y contenido de humedad producirán diferentes efectos en los equipos de cómputo de un sistema típico.

Altos porcentajes de humedad originan mal suministro de cinta y papel a las máquinas y en caso extremo condensación en las superficies. Bajos porcentajes de humedad provocan descargas estáticas con efectos adversos al funcionamiento de los equipos electrónicos.

Los requerimientos de temperatura y humedad varían con el tipo de equipo. Algunos componentes toleran rangos amplios de las condiciones del medio ambiente cuando no están en operación, otras máquinas más críticas requieren la operación continua del sistema de aire acondicionado.

El equipo de cómputo es diseñado y ajustado por el fabricante para una operación óptima bajo condiciones específicas del medio ambiente. Por este motivo un sistema no tendrá óptimas condiciones en un cuarto cuyo medio ambiente esté fuera del rango de ajuste.

Las condiciones interiores de operación recomendadas para el diseño son :

a) Aire en el cuarto.

Temperatura de Bulbo seco = 70 °F

Humedad Relativa = 50 %

## SUMINISTRO DE AIRE POR FALSO PLAFON

Las salas de cómputo frecuentemente tienen piso falso para acomodar el cableado que conecta los equipos de cómputo. La cavidad en el piso forma un pleno para distribuir el aire o un medio para acomodar ductos. La distribución de aire se hace a través de rejillas de piso las cuales se localizan en el perímetro del cuarto y junto a los equipos. Los registros de piso ofrecen la ventaja de poder controlar las cantidades de aire que pasa a través de ellos, así como la dirección del flujo.

La distribución de aire está en función del equipo, la localización del equipo con respecto a las cargas de aire, altura de techo, sellado del piso y confort de los ocupantes.

## SUMINISTRO DE AIRE POR PLAFON

El suministro de aire por encima deberá efectuarse por medio de un sistema convencional de ductos, se recomienda que la capacidad de aire sea aquella que elimine la ganancia de calor [externa a las máquinas] del cuarto, por que las condiciones de carga se abatirán con difusores en la descarga y la dificultad que presentaría la necesidad de modificar los ramales de ductos por cambios en la localización del equipo y variaciones en la carga térmica.

El pleno de suministro con perforaciones en el techo es la recomendación general de este tipo de inyección, porque las perforaciones simplemente serán relocalizadas de acuerdo con el arreglo del equipo de cómputo.

Cuando la inyección se efectúe por encima el aire será retornado a la unidad de acondicionamiento directamente del cuarto de cómputo o a través del piso falso usado como pleno de retorno.

## 1.2 CARGA TÉRMICA GENERADA POR EL SISTEMA

La sala de cómputo tendrá instalado un sistema IBM 9000, que está integrado por el equipo base, periférico final con memoria.

La carga térmica generada por estos sistemas es la siguiente:

## EQUIPO BASE

<u>Descripción</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Btu/hr(Generados)</u>
Procesador	1	15,392
Consola	1	3,290
Memoria	1	7,760
Control de impresor	1	4,164
Impresores	2	6,484
Control de Tarjetas	1	3,290
Lector de tarjetas	1	4,300
Terminación Múltiple	1	340
Motor alternador	1	19,100
CTMC	1	6,184
<b>SUMA</b>		<b>70,204</b>
50% Instalación futura		35,102
<b>TOTAL</b>		<b>105,306</b>

## EQUIPO PERIFERICO FINAL

<u>Descripción</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Btu/hr(Generado)</u>
Control de disco	1	14,200
Operador de disco	8	41,600
Control	1	15,000
Unicervo	8	47,200
<b>SUMA</b>		<b>118,000</b>
50% Instalación futura		59,000
<b>TOTAL</b>		<b>177,000</b>

### EQUIPO BASE DE RETENCION

<u>Descripción</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Btu/hr(Generados)</u>
Procesador	1	15,392
Consola de inicio	1	3,290
Memoria	1	7,660
Interr. de transferencia	1	2,304
SUMA		28,646
50% Instalación futura		14,323
TOTAL		42,969

### RESUMEN DE CARGA TERMICA GENERADA POR EQUIPO IBM 9000

Equipo base	105,306 Btu/hr
Equipo periférico final	177,000 Btu/hr
Equipo base de Retención	42,969 Btu/hr
TOTAL	325,275 Btu/hr

Que es la carga mínima que deberá eliminar el sistema de aire acondicionado.

$$1 \text{ BTU} = 0.252 \text{ Kcal}$$

$$Q = \frac{325,275 \text{ BTU}}{\text{hr}} \times \frac{0.252 \text{ Kcal}}{\text{BTU}} = 81,969 \text{ Kcal}$$



## CAPITULO II PROYECTO

### 2.1 INTRODUCCION

El diseño de un sistema de aire acondicionado requiere del conocimiento de las propiedades térmicas de los muros que encierran el espacio por acondicionar (el término muros, en este caso, incluye ventanas, puertas, plafón, piso, techo y tragaluces en caso de que existan). El flujo de calor a través de los muros bajo condiciones constantes a las condiciones de diseño, es usualmente la base para calcular la carga térmica.

Para un muro dado, bajo condiciones normales, la velocidad de transferencia está dada por un valor específico llamado U, el coeficiente total de transferencia de calor o transmitancia térmica. Este valor puede ser calculado de valores conocidos de la conductividad térmica de los varios componentes.

En nuestro estudio consideraremos que la transferencia de calor será efectuada en cualquier de los tres mecanismos conocidos que son:

**CONDUCCION** : Es la transferencia de calor de una parte de un cuerpo a otra parte del mismo cuerpo ó también puede ser la transferencia de calor entre dos cuerpos que se encuentren unidos en algún punto. Esto por medio de la conductividad térmica del material.

**CONVECCION** : Es una combinación entre la conducción y el movimiento de un fluido. Puede haber convección libre o convección forzada, por medio de un fluido. Existe la convección libre, convección forzada o convección combinada.

**RADIACION** : La radiación térmica es radiación electromagnética que se emite en la banda de longitud de onda entre 0.1 y 100 micrómetros (1 micra es igual a  $10^{-6}$  mts.) como resultado únicamente de la temperatura de la superficie.

El término resistencia es definido por la ley de Fourier. Considerando un área A de un muro de espesor L, en donde la temperatura se mantenga uniforme en una cara del área A y, también uniforme pero inferior en la misma área del lado opuesto.

La ley de Fourier establece que la velocidad de flujo de calor a través de un material uniforme es directamente proporcional al área y gradiente de temperatura e inversamente proporcional al espesor del muro. Lo cuál se representa por la ecuación :

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{K A}{dL} dt$$

La forma más generalizada de la ecuación de Fourier es la siguiente :

$$Q = U A dt$$

de donde :

$$Q = \text{cantidad de calor: } \frac{Btu}{hr.}$$

U = Coeficiente de transferencia de calor :

$$\frac{Btu}{hr \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F}$$

A = área:  $\text{pies}^2$

dt = diferencial de temperatura:  $^\circ F$

Para conocer el valor U, partimos de la siguiente base:

$$\text{Por definición: } U = \frac{1}{R t}$$

Donde R t = Resistencia total

La resistencia total al flujo de calor a través de un muro es numericamente igual a la suma de las resistencias parciales:

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

Para un muro construido de un sólo material homogéneo de conductividad  $K$  y espesor  $X$  con coeficiente de superficie  $f_i$  y  $f_o$ .

$$R_t = \frac{1}{f_i} + \frac{X}{K} + \frac{1}{f_o}$$

de donde:

$R_t$  = Resistencia total

$f_i$ ,  $f_o$  = coeficiente de superficie, la velocidad de intercambio de calor por radiación, convección y conducción de una unidad de superficie y el aire que lo rodea o bien otro fluido:

$$\frac{\text{Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$X$  = espesor del muro en pies

$$U = \frac{1}{R_t} \quad \frac{\text{Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Como se ve, para determinar el valor  $U$  de una construcción es necesario conocer primero la conductividad y espesor de los materiales homogéneos y los coeficientes de superficie de ambos lados de la construcción.

El método para calcular el coeficiente total de transferencia de calor para una construcción dada es comparativamente simple, pero se necesitan valores exactos de las conductividades y conductancias para obtener buenos resultados.

La conductividad térmica es una propiedad de materiales homogéneos y de tipos de materiales de construcción tales como tabiques y piedra, los cuales se pueden considerar homogéneos. La mayoría de los materiales aislantes excepto los de tipo reflejante, son de materia porosa y consisten de combinaciones de materia sólida con pequeños huecos. La conductividad térmica de estos materiales varía con la densidad, temperatura media, tamaño de los huecos, fibras o partículas, grado de enlace entre las partículas y el arreglo de las fibras y partículas dentro del material.

Debido a que la gran mayoría de los coeficientes totales de transferencia de calor de uso común, han sido calculados y listados en los manuales de cálculo, se omiten los cálculos numéricos de estos.

## 2.2 ORDEN DEL DESARROLLO DEL CALCULO DEL EQUIPO

Lo primero que se tiene que hacer es determinar el lugar (Ciudad, altitud, temperatura, humedad) en donde se desea instalar el equipo, ya que esto influye directamente al cálculo. Después tenemos que determinar las condiciones que queremos tener en el interior del cuarto a acondicionar (Temperatura y humedad). Estos datos, son proporcionados en este caso por IBM, ya que el lugar se acondicionará especialmente para las computadoras.

El cálculo lo empezaremos, por la carga generada por el sistema de cómputo, después por la carga transmitida a través de los muros, techo, piso y cristales, después continuaremos con el cálculo de las cargas generadas por la iluminación, personas que trabajen en la sala de cómputo y el aire exterior inyectado en el sistema.

Teniendo estos datos, podemos resumir la carga total efectiva y podemos determinar la cantidad de toneladas de refrigeración que serán necesarias para conseguir la temperatura deseada, se determina la cantidad de aire exterior necesario para abatir la carga generada, se calculan las temperaturas de entrada y salida del serpentín de la unidad enfriadora de agua.

La selección de un equipo adecuado, depende de ciertos factores, como son : Factor de carga sensible efectiva, Punto de rocío del aparato, By pass factor.

Después pasamos al diseño de ductos, difusores y rejillas.

Consecuentemente calculamos el gasto de agua helada, carga de la bomba, Selección de válvula de 3 vías, cálculo de la resistencia.

Ahora se puede seleccionar el equipo, unidad enfriadora de agua helada, unidad manejadora de aire y bomba de agua helada.

De acuerdo a los equipos seleccionados y a sus características, se determina el tipo de interruptores y circuitos eléctricos a utilizar.

## 2.3 DEFINICIONES

### FACTOR DE CARGA SENSIBLE EFECTIVA

Para relacionar el factor de circulación (By-pass), y el punto de rocío del aparato al cálculo de la carga térmica se ha desarrollado este factor, el cual simplifica grandemente el cálculo de la cantidad de aire necesario suministrar al local acondicionado y la sección del equipo. El factor de carga sensible efectiva es la relación de la carga sensible efectiva a la carga total efectiva.

Carga sensible efectiva es la suma de las diversas cargas sensibles ganadas por el espacio acondicionado.

Carga total efectiva es la suma de las cargas sensibles efectivas y cargas latentes efectivas ganadas por el espacio acondicionado, por lo que se les llama total.

Este factor se ha preparado en tablas simplificándose grandemente la localización del punto de rocío del aparato.

Se efectúa la operación numérica del factor de carga sensible efectiva y se corrige el resultado cuando se este trabajando en alturas sobre el nivel del mar superiores a los 1,000 pies luego con este resultado se entra en las tablas con tres parámetros que son :

- 1) Temperatura de bulbo seco interior de diseño.
- 2) Humedad relativa de diseño.
- 3) Factor de carga sensible efectiva.

Es válida la interpolación para factores de carga sensible efectiva intermedios.

### PUNTO DE ROCÍO DEL APARATO

Este factor también es conocido como "temperatura de superficie efectiva".

La temperatura de superficie del equipo de acondicionamiento varía através de la superficie del aparato a medida que el aire entra en contacto con ella. El aire al pasar a través del equipo de acondicionamiento efectúa una transferencia de calor con el refrigerante que circula por el interior de los tubos del serpenfín, por lo que este aire sale a una temperatura inferior a la que entra y el refrigerante sale a una temperatura superior a la que entra, por lo que la temperatura efectiva de superficie representa un punto común de referencia.

La transferencia de calor es relativamente independiente para ambos fluidos, pero son cuantitativamente iguales cuando se refieren a la temperatura efectiva de superficie.

Por lo tanto, se utiliza éste término al calcular la cantidad de aire requerida y para obtener la selección más económica del aparato.

## FACTOR DE PASO

Este factor depende de las características físicas y de operación del aparato de acondicionamiento. Representa el porcentaje de aire que pasa a través del aparato completamente inalterado.

Las características físicas y las condiciones de operación que influyen en el factor de paso son:

1) Una disminución en el área aprovechable de transferencia ocasiona un incremento del factor de paso.

2) Una disminución en la velocidad del aire a través del aparato de acondicionamiento significa una disminución del factor de paso, ya que se tiene más tiempo de contacto del aire con la superficie del serpentín.

Disminuir o aumentar la cantidad de superficie presenta un efecto mayor en el factor de paso que el variar la velocidad del aire a través del aparato.

## CANTIDAD DE AIRE REQUERIDA

La cantidad de aire requerida para poder eliminar simultáneamente la carga sensible y latente del cuarto y la cantidad de aire requerida por el aparato para eliminar las cargas sensibles y latentes totales. Por lo tanto, al utilizar al By pass factor y el punto de rocío del aparato se tiene la fórmula siguiente:

$$\frac{\text{pies}^3}{\text{min}} = \frac{\text{Carga sensible efectiva total}}{0.84 (T_{rm} - T_{adp})(1 - B.F.)}$$

$$\frac{\text{m}^3}{\text{min}} = \frac{\text{Carga sensible efectiva total}}{13.58 (T_{rm} - T_{adp})(1 - B.F.)}$$

Donde:

$T_{rm}$  = Temperatura de bulbo seco de diseño interior

$T_{adp}$  = Temperatura de rocío del aparato

B.F. = By-pass factor

Esta cantidad de aire elimina simultáneamente las cargas sensibles y latente y también elimina las cargas sensibles y latentes totales para las cuales está diseñado el equipo de acondicionamiento, incluyendo además la carga proveniente del aire exterior.

## 2.4 SECUENCIAS DE CALCULO DE LAS CARGAS TERMICAS

Población: México, D.F.

Latitud Norte: 19° 30'

Altitud sobre el nivel del mar: 7,350 pies = 2,240 mts.

Condiciones de diseño exteriores:

Temperatura de bulbo seco: 89.6 °F = 32 °C

Temperatura de bulbo húmedo: 62.6 °F = 17 °C

Humedad absoluta: 70 gr/lb = 0.01 Kg/Kgs.

Humedad relativa: 27%

Condiciones de diseño interiores:

Temperatura de bulbo seco: 70 °F = 21.1 °C

Humedad relativa: 50%

Humedad absoluta: 71.5 gr/lb = 0.0102 Kg/Kg

Variación diaria (daily range): 20 °F = 11.1 °C

Diferencias :

	tbs	tbh	Hum. relativa	Hum. abs.
Condiciones exteriores	32 °C	17 °C		0.01 Kg/Kg
Condiciones interiores	21.1 °C		50%	0.0102 Kg/Kg
Diferencias	10.9 °C			-0.0002 Kg/Kg

### COEFICIENTE PARA MUROS INTERIORES

Si el local acondicionado está contiguo a otro local el cual no está acondicionado, representará debido a una diferencia de temperatura de factor de ganancia térmica. Las características consideradas son :

8" (20.32 cm) de espesor, 80 lb/pie<sup>2</sup> (391 Kg/m<sup>2</sup>) acabado en yeso por ambos lados con un espesor de 1/2" (0.0127 mts).

El coeficiente total de transferencia de calor es :

$$U = \frac{0.39 \text{ Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$1 \text{ Btu} = 0.252 \text{ Kcal}$$

$$1 \text{ m}^2 = 10.76 \text{ pies}^2$$

$$1 \text{ } ^\circ\text{C} = 1.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$1 \text{ } ^\circ\text{F} = 0.555 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Referencia :  
Carrier system design manual  
pág. 1-66 tabla 21



$$U = 0.39 \times 10.76 \times 1.8 \times 0.252 = \frac{1.9 \text{ Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$dt = 10 \text{ } ^\circ\text{F} \times 0.555 = 5.55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Aplicando la fórmula:  $Q = UA dt$ , tenemos:

$$Q = \frac{1.9 \text{ Kcal} \times A \times 5.55 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} = \frac{10.54 \text{ Kcal} \times A \text{ m}^2}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

#### COEFICIENTE PARA VIDRIO INTERNO

La carga térmica debida a la radiación difusa se calcula a partir de la diferencia de temperaturas de bulbo seco interior y de los locales anexos. El factor recomendable es:

$$U = \frac{1.13 \text{ Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Referencia:  
Carrier system design manual  
tabla 33 pág. 76

$$U = 1.13 \times 10.76 \times 1.8 \times 0.252 = \frac{5.51 \text{ Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

de donde:

$$Q = 5.51 \frac{\text{Kcal} \times A}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times 5.55 \text{ } ^\circ\text{C} = 30.58 \frac{\text{Kcal} \times A \text{ m}^2}{\text{hr m}^2}$$

#### COEFICIENTE PARA TECHO CON PLAFON

Este factor está tomando en cuenta que el área acondicionada tiene el techo expuesto a la radiación solar. Se ha considerado un techo de concreto de 60 lb/pie<sup>2</sup> (293 Kg/m<sup>2</sup>) el cual, de acuerdo a la altitud tiene una temperatura equivalente de 35 °F más 5 °F de corrección por la diferencia de temperaturas entre el día y la noche. Las características totales de este son 16 cm de espesor y 60 Lb/pie<sup>2</sup> (293 Kg/m<sup>2</sup>), con plafón de 2.54 cm. (1") de espesor construido en yeso y metal desplegado, con un coeficiente total de transmisión de:

$$U = \frac{0.28 \text{ Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Referencia:  
Carrier system design manual  
tablas 20 y 27 pag. 1-63 y  
1-71

$$U = 0.28 \times 10.76 \times 1.8 \times 0.252 = 1.36 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$dt = 40 \text{ } ^\circ\text{F} \times 0.555 = 22.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Lo cual nos da:

$$Q = 1.36 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times A \times 22.2 \text{ } ^\circ\text{C} = \frac{30.2 \text{ Kcal} \times A \text{ m}^2}{\text{hr m}^2}$$

### PISO INTERIOR

Para este factor se considera un piso de concreto de 59 lb/pie<sup>2</sup> (289 Kg/m<sup>2</sup>) de peso y 15cm (6") de espesor, acabado con una capa de yeso de 2.54 cm (1") de espesor. El cual tiene un coeficiente total de transmisión de:

$$U = \frac{0.45 \text{ Btu}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Referencia:  
Carrier system design manual  
Tablas 29 y 30 pag. 1-73 y 1-74

$$U = 0.45 \times 10.76 \times 1.8 \times 0.252 = 2.19 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

lo cual nos da:

$$Q = 2.19 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times A \times 5.55 \text{ } ^\circ\text{C} = \frac{12.15 \text{ Kcal} \times A \text{ m}^2}{\text{hr m}^2}$$

### ILUMINACION

Como no se cuenta con las capacidades de lámparas se considera una carga eléctrica de 5 Watts/pie<sup>2</sup> (53.8 watts/m<sup>2</sup>), ya que los centros de computo requieren de una adecuada iluminación.

El calor ganado por iluminación es :

$$\text{Watts} \times 1.25 \times 3.4 = \text{Watts} \times 4.25 = \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Referencia :  
Carrier system design manual  
tabla 49 pag. 1-101

de donde :  $\frac{\text{watts} \times 4.25}{\text{Btu}} \times 0.252 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} = \text{watts} \times 1.071 \text{ Kcal}$

## PERSONAS

Esta carga se toma en cuenta en dos partes: una debida a la carga latente y otra debida a la carga sensible. Correspondientes a una persona sentada y efectuando un trabajo ligero.

Carga sensible : 245 Btu/hr

Referencia :  
Carrier system design manual  
tabla 48 pag. 1-100

Carga latente : 205 Btu/hr

$$\text{Carga sensible} : 245 \text{ Btu/hr} \times 0.252 \text{ Kcal/Btu} = 61.74 \text{ Kcal/hr}$$

$$\text{Carga latente} : 205 \text{ Btu/hr} \times 0.252 \text{ Kcal/Btu} = 51.66 \text{ Kcal/hr}$$

## AIRE EXTERIOR

El aire exterior inyectado al sistema representa una carga adicional para el equipo y es indispensable suministrarlo por ciertas razones; una de ellas es para evitar los olores y otra es mantener una presión positiva dentro del cuarto para evitar las infiltraciones.

También se consideran dos partidas, una de ellas es debida a la diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el interior y se llama carga sensible. La otra es debida a una diferencia de humedades entre al aire exterior e interior y se llama carga latente.

Al efectuar el cálculo de la carga térmica debida al aire exterior, debe tomarse en cuenta que parte de este aire pasa a través del espacio libre que dejan los cabezales del serpentín de refrigeración, por lo que el equipo debe eliminar la carga debida al aire que pasa por el serpentín y la del aire que no pasa através de él.

Los fabricantes del equipo proporcionan este dato llamado "factor de recirculación" que en este caso tiene un valor de 17%.

Cálculo de la carga sensible :

Aire exterior  $\frac{\text{pies}^3}{\text{min}}$  x diferencia de temp. °F x factor de

recirculación (0.17) x 0.84 = Btu/hr

De donde:

$$0.84 = 0.24 \times 60 / 17.14$$

$$0.24 = \text{Calor específico de la mezcla de aire } \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

$$60 = \text{min/hr}$$

$$17.14 = \text{Volumen específico del aire seco } \text{pies}^3/\text{lb}$$

$$0.84 = \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \times \frac{\text{min/hr}}{\text{pie}^3/\text{lb}} = \frac{\text{Btu Min}}{\text{of pie}^3 \text{ hr}}$$

Sistema métrico

$$17.14 \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}} \times 2.2 \frac{\text{lb}}{\text{Kg}} / 35.31 \frac{\text{pie}^3}{\text{m}^3} = 1.06 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$0.24 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} = 0.24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$$

$$60 = \frac{\text{min}}{\text{hr.}}$$

$$13.58 = \frac{0.24 \times 60}{1.06}$$

$$13.58 = \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \times \frac{\text{min/hr}}{\text{m}^3/\text{Kg}} = \frac{\text{Kcal min}}{\text{of m}^3 \text{ hr.}}$$

Cálculo de la carga latente :

Aire exterior  $\frac{\text{pies}^3}{\text{min}}$  x diferencia de humedades  $\frac{\text{gr}}{\text{lb}}$  x factor de recirculación.

$$(0.17) \times 0.538 = \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

$$0.538 = \frac{60 \times 1076}{17.14 \times 7000}$$

$$60 = \frac{\text{min}}{\text{hr.}}$$

$$17.14 = \text{volumen específico de aire seco } \frac{\text{pies}^3}{\text{lb.}}$$

1076 = calor promedio requerido para condensar una libra de vapor de agua del ambiente.

$$0.538 = \frac{\text{min/hr} \times \text{Btu/lb}}{\frac{\text{pies}^3/\text{lb}}{\text{gramos/lb}} \times \frac{\text{Btu lb min}}{\text{pies}^3 \text{ gramos hr}}}$$

En el sistema métrico queda :

Carga latente:

$$17.14 \frac{\text{pies}^3}{\text{lb}} = 1.06 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$1076 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \times 2.2 \frac{\text{Lb}}{\text{Kg}} \times 0.252 \frac{\text{Kcal}}{\text{Btu}} = 596.6 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$60 = \frac{\text{min}}{\text{hr.}}$$

$$4.82 = \frac{60 \times 596.6}{1.06 \times 7000}$$

$$4.82 = \frac{\text{min/hr} \times \text{Kcal/Kg}}{\frac{\text{m}^3/\text{Kg}}{\text{Kg/Kg}} \times \frac{\text{Kcal Kg min}}{\text{m}^3 \text{ Kg hr.}}}$$

CONCENTRADO DE VALORES

AREAS ACONDICIONADAS		206 M2		TOTALES	
AREA		515 M3			
VOLUMEN		M2	Kcal/Hr.		
C A R G A  S E N S I B L E	CARGA SOLAR	FACT.			
	VIDRIO				
	VIDRIO				
	VIDRIO				
	VIDRIO				
	TRAGALUZ				
	CARGA SOLAR Y TRANSM.				
	MURO				
	MURO				
	MURO				
	MURO				
	TECHO	30.20	206.00	6,221.00	
	TRANSMISION				
	TOTAL VIDRIO EXTERIOR				
	VIDRIO INTERIOR	30.59	73.00	2,232.00	
	MURO INTERIOR	10.54	73.00	769.00	
	PLAFON				
	PISO INTERIOR	12.15	206.00	2,503.00	
	PISO EXTERIOR				
	CARGA INTERIOR				
	PERSONAS	61.74	10.00	617.00	
	ILUMINACION		11,083.00	11,870.00	
	MOTORES				
MAQUINAS ELECTRONICAS					
SUB TOTAL			24,212.00		
5% SEGURIDAD			1,211.00		
CARGA SENSIBLE			25,423.00		
BYPASS AIRE EXTERIOR			214.00		
CARGA SENSIBLE EFECTIVA			25,637.00	25,637.00	
C A R G A  L A T E N T E	PERSONAS		517.00		
	VARIOS				
	SUB TOTAL		517.00		
	5% SEGURIDAD		26.00		
	CARGA LATENTE		543.00		
	BYPASS AIRE EXTERIOR				
	CARGA LATENTE EFECTIVA		543.00		
	CARGA TOTAL EFECTIVA		26,180.00	26,180.00	
	AIRE EXT. SENSIBLE			1,043.00	
	AIRE EXT. LATENTE				
GRAN TOTAL		27,223.00	27,223.00		
T.R.					
PCM					

CONCENTRADO DE VALORES

AREAS ACONDICIONADAS				TOTALES	
AREA		206 M2			
VOLUMEN		515 M3			
C A R G A  S E N S I B L E	CARGA SOLAR	FACT.	M2	Kcal/Hr.	
	VIDRIO				
	VIDRIO				
	VIDRIO				
	VIDRIO				
	TRAGALUZ				
	CARGA SOLAR Y TRANSM.				
	MURO				
	MURO				
	MURO				
	MURO				
	TECHO	30.20	206.00	6,221.00	
	TRANSMISION				
	TOTAL VIDRIO EXTERIOR				
	VIDRIO INTERIOR	30.58	73.00	2,232.00	
	MURO INTERIOR	10.54	73.00	769.00	
	PLAFON				
	PISO INTERIOR	12.15	206.00	2,503.00	
	PISO EXTERIOR				
	CARGA INTERIOR				
	PERSONAS	61.74	10.00	617.00	
	ILUMINACION	1.07	11,083.00	11,870.00	
	MOTORES				
MAQUINAS ELECTRONICAS			81,969.00		
SUB TOTAL			106,181.00		
5% SEGURIDAD			5,309.00		
CARGA SENSIBLE			111,490.00		
BYPASS AIRE EXTERIOR	25.16	8.49	214.00		
CARGA SENSIBLE EFECTIVA					
PERSONAS	51.66	10.00	517.00		
VARIOS			26.00		
SUB TOTAL			543.00		
5% SEGURIDAD					
CARGA LATENTE					
BYPASS AIRE EXTERIOR					
CARGA LATENTE EFECTIVA			543.00		
CARGA TOTAL EFECTIVA			111,247.00	111,247.00	
AIRE EXT. SENSIBLE	122.85	8.49	1,043.00		
AIRE EXT. LATENTE					
GRAN TOTAL			113,290.00	113,290.00	
T.R.					
PCM					

La carga de aire que pasa através del serpentín se calcula en la forma siguiente :

Sensible :

$$\text{Aire exterior} = \frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \times \text{dif. de temp. } ^\circ\text{F} \times 0.83 \times 0.84 = \frac{\text{Btu}}{\text{hr.}}$$

Sistema métrico:

$$\text{Aire exterior} = \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \times \text{dif. de temp. } \times 0.83 \times 13.58 = \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.}}$$

Latente.

$$\text{Aire exterior} \frac{\text{pies}^3}{\text{min}} \times \text{dif. de humedades } \frac{\text{Gr}}{\text{lb}} \times 0.83 \times 0.538$$

$$\text{Aire exterior} = \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \times \text{dif. de humedades } \frac{\text{Kg}}{\text{Kg}} \times 0.83 \times 4.82$$

Empleando todos los factores de cálculo descritos anteriormente, se procede a efectuar la carga térmica tomando en cuenta las dimensiones del cuarto tal y como se muestra en las hojas de cálculo.

## 2.5 RESUMEN DE CARGAS Y CALCULO DE AIRE REQUERIDO

$$\text{Carga sensible efectiva} = 111,704 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.}}$$

$$\text{Carga total efectiva} = 112,247 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.}}$$

$$\text{Gran total} = 113,290 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr.}}$$

$$1 \text{ Tonelada de refrigeración} = \frac{12,000 \text{ Btu}}{\text{hr}} \times \frac{1}{3.968} = \frac{3024.19}{\text{Btu/Kcal}}$$

$$1 \text{ tonelada de refrigeración} = 3024.19 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$



$$\frac{\text{Capacidad}}{\text{T. R.}} = \text{Gran total}$$

$$\text{Capacidad} = \frac{113,290 \text{ Kcal/hr}}{3024.19 \text{ Kcal/hr/TR}} = 37.46 \text{ T.R.}$$

$$\text{Capacidad} = 37.46 \text{ T.R.}$$

$$\text{Factor de carga} = \frac{\text{Carga sensible}}{\text{sensible efectiva}} \cdot \frac{\text{Carga total}}{\text{efectiva}} = \frac{111,704 \text{ Kcal/hr}}{112,247 \text{ Kcal/hr}}$$

$$\text{Todo lo anterior} = 0.995$$

Referencia :  
Carrier system design manual  
tabla 65 pag. 1-147

$$\text{Corregido por altura} = 1.00$$

$$\text{Punto de rocío del aparato (A.D.P.)} = 50.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Punto de rocío del aparato (A.D.P.)} = 10.27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{At} = (1 - \text{B.F.})(\text{temperatura del cuarto } ^\circ\text{F} - \text{Temp. ADP } ^\circ\text{F})$$

$$\text{At} = (1 - 0.17)(70 \text{ } ^\circ\text{F} - 50.5 \text{ } ^\circ\text{F}) = 16.19 \text{ } ^\circ\text{F} \times 0.555 = 8.98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\frac{\text{pies}^3}{\text{min.}} = \frac{\text{carga sensible efectiva}}{0.84 \times \text{At}}$$

$$\frac{\text{pies}^3}{\text{min.}} = \frac{443,241}{0.84 \times 16.19} = 32,592 \frac{\text{pies}^3}{\text{min.}} - 35.31 \frac{\text{pies}^3}{\text{m}^3} = 923 \text{ m}^3/\text{min}$$

Considerando una caída de temp. de 20  $^{\circ}\text{F}$  (11.1  $^{\circ}\text{C}$ ) en el Serpentin tenemos :

$$\frac{\text{pies}^3}{\text{min}} = \frac{443,241}{0.84 \times 20} = 26,383 \frac{\text{pies}^3}{\text{min}} - 35.31 \frac{\text{pies}^3}{\text{m}^3} = 747.2 \text{ m}^3/\text{min}$$

Carga debida exclusivamente al ambiente.

$$\text{Carga sensible efectiva} = 25,637 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

Carga total efectiva = 26,180 Kcal/hr

Gran total = 27,223 Kcal/hr

Factor de carga sensible efectiva =  $25,637 \text{ Btu/hr} / 21,180 \text{ Btu/hr} = 0.979$

Corregido por altura = 0.99

Punto de rocío del aparato (A.D.P.) = 50.32 °F

Punto de rocío del aparato (A.D.P.) = 10.17 °C

$\Delta t = (1-0.17) (79 \text{ °F} - 50.32 \text{ °F}) = 16.35 \text{ °F} \times 0.555 = 9.1 \text{ °C}$

Considerando un diferencial de temperatura de 20 °F (11.1 °C) el aire necesario para abatir la carga ganada por el cuarto es de :

$$\frac{\text{pies}^3/\text{min}}{0.84 \times 20} = \frac{101,728}{0.84 \times 20} = 6,055 \text{ pies}^3/\text{min} - 35.31 \text{ pies}^3/\text{min} = 171.5 \text{ m}^3/\text{min}$$

Por lo tanto, el aire inyectado por falso piso será el necesario para abatir la carga generada por las máquinas electrónicas y es igual a :

$$\text{pies}^3/\text{min} = 26,383 \text{ pies}^3/\text{min} - 6,055 \text{ pies}^3/\text{min} = 20,328 \text{ pies}^3/\text{min}$$

$$\text{m}^3/\text{min} = 747.2 \text{ m}^3/\text{min} - 171.5 \text{ m}^3/\text{min} = 575.7 \text{ m}^3/\text{min}$$

Cálculo de las temperaturas de entrada y salida del serpentín.

$$t_{\text{entrada B.S.}} = t_{\text{cuarto}} \cdot \frac{\text{m}^3/\text{min aire exterior}}{\text{m}^3/\text{min aire total}} + t_{\text{cuarto}}$$

$$T_{\text{entrada B.S.}} = 21.1 \text{ }^\circ\text{C} \cdot 8.49 \text{ m}^3/\text{min} / (32 \text{ }^\circ\text{C} - 21.1 \text{ }^\circ\text{C}) + 21.22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{entrada B.S.}} = (21.23 \text{ }^\circ\text{C} + 17.8) \times 1.8 = 70.22 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{salida B.S.}} = \text{ADP} \cdot \text{fac. de recirculación} (t_{\text{entrada BS}} - \text{ADP})$$

$$t_{\text{salida B.S.}} = 10.27 \text{ }^\circ\text{C} \cdot 0.17 (21.22 \text{ }^\circ\text{C} - 10.27 \text{ }^\circ\text{C}) = 12.13 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{salida B.S.}} = 53.85 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_{\text{entrada B.H.}} = 57.3 \text{ }^\circ\text{F de gráfico psicrométrico.}$$

$$t_{\text{entrada B.H.}} = (57.3 \text{ }^\circ\text{F} - 32) \times 0.555 = 14.05 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{salida B.H.}} = 51.7 \text{ }^\circ\text{F de gráfico psicrométrico}$$

$$t_{\text{salida B.H.}} = (51.7 \text{ }^\circ\text{F} - 32) \times 0.555 = 10.94 \text{ }^\circ\text{C}$$

En la fig. 1 se representa un ciclo de refrigeración típico y en la fig. 2 se muestra el ciclo de refrigeración del cuarto de cómputo, ambas figuras están trazadas en gráficos psicrométricos.

De la fig. 1 tenemos :

El aire exterior (2) es mezclado con el aire de retorno del cuarto (1) y entra a la máquina (3). El aire pasa a través del serpentín del aparato acondicionador (3-4) y es suministrado al espacio (4). El aire suministrado al espacio se mueve sobre la transformación de la línea (4-1) y sustrae la carga térmica del mismo.

Normalmente la mayor parte del aire inyectado al cuarto es retomado al aparato y este aire es mezclado con el aire exterior para dar ventilación y crear una presión positiva dentro del local acondicionado. La mezcla luego pasa a través del aparato donde el calor y la humedad se eliminan, tanto como sea necesario para mantener las condiciones deseadas.

**Carrier**

# PSYCHROMETRIC CHART

NORMAL TEMPERATURES

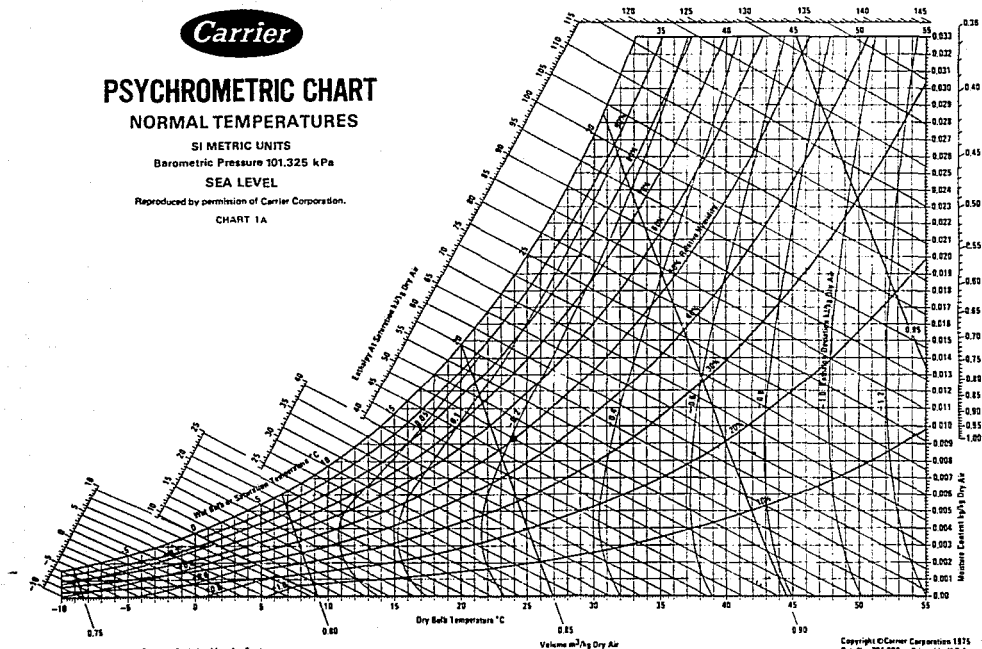
SI METRIC UNITS

Barometric Pressure 101.325 kPa

SEA LEVEL

Reproduced by permission of Carrier Corporation.

CHART 1A



Copyright © Carrier Corporation 1975  
Cat. No. 794-002 Printed in U.S.A.



La selección del equipo adecuado para lograr dichas condiciones y controlar las propiedades termodinámicas del aire depende de un cierto número de factores. Aquí únicamente se mencionarán aquellos que afectan las propiedades psicométricas del aire que han sido consideradas en el cálculo de la carga térmica.

## 2.6 DISEÑO DE DUCTOS

La función de un sistema de ductos es transmitir el aire desde la unidad que lo maneja hasta el espacio que va a acondicionarse.

Para cumplir esta función en forma práctica, el sistema debe diseñarse dentro de ciertas limitaciones establecidas de antemano relativas al espacio aprovechable, pérdidas por fricción, velocidad, nivel de ruido, etc.

### **VELOCIDAD**

Existen 2 tipos de sistemas de transmisión de aire usados en el acondicionamiento. Uno de ellos es llamado sistema convencional o de baja velocidad y el otro es el de alta velocidad.

El sistema empleado en este caso es el de baja velocidad.

Normalmente la distribución de los ductos está condicionada a las necesidades arquitectónicas del local y la forma de los ductos se limita por el espacio permisible para su paso y generalmente son rectangulares en los sistemas convencionales.

Cuando se diseña un sistema de ductos debe considerarse el costo inicial en conjunto con el costo de operación.

## CAMBIOS DE PRESION

Los ductos oponen una resistencia al flujo del aire, la cual se debe vencer por medios mecánicos, la energía es normalmente suministrada por un ventilador. La cantidad de aire que es transmitida por el abanico a un espacio particular es gobernada por la ley de que la pérdida en la presión total en la descarga del abanico debe ser la misma a lo largo de todo el ducto.

En cualquier sección transversal del ducto la presión total H es la suma de la presión estática P y la presión de velocidad  $H_v$  de donde :

$$H^* = P$$

Las unidades de estas presiones son pulgadas de agua.  
La presión de velocidad viene dada por :

$$H_v^* = (v)^2 / 4005$$

donde v está regida por la ecuación :

$$v = Q/A$$

De donde :

V = Velocidad media de flujo : pies/min

Q = flujo de aire : pies<sup>3</sup>/min

A = Area de la sección transversal del ducto: pies<sup>2</sup>

La caída de presión en un ducto recto es motivada por la fricción superficial la cual puede calcularse fácilmente por medio de gráficas cuyos parámetros son :

a) Velocidad: pies/min

b) Diametro de los ductos : pulgadas

c) Flujo de aire: pies<sup>3</sup>/min

Dichas gráficas son construidas a partir de la fórmula básica de flujo para la pérdida de presión de ductos circulares.

$$H_f = \frac{f(L) H_v}{D}$$

de donde :

H<sub>f</sub> = Caída de presión debida a la fricción en pulgadas de agua.

f = Coeficiente de fricción que depende del numero de Reynolds y la rugosidad del ducto.

L = Longitud del ducto.

D = Diametro interior del ducto.

H<sub>v</sub> = Presión de velocidad de media, pulgadas de agua.

\* Ashrae Guide "Heating Ventilating and Air Conditioning Guide.

Page 25

Las gráficas de fricción de aire están basadas en aire standard con una densidad de 0.075 Lb/pie<sup>3</sup> fluyendo a través de un ducto limpio, circular, teniendo aproximadamente 40 juntas cada 100 pies.



## PERDIDAS DINAMICAS

Cuando se presenta un flujo turbulento, originado por cambios repentinos en la dirección o magnitud en la velocidad del aire, ocurre una pérdida mayor en la presión que la que pudiera ocurrir para un flujo constante a través de una longitud similar de ducto recto que tenga una sección transversal uniforme.

Las pérdidas dinámicas varían proporcionalmente con el cuadrado de la velocidad media del aire y son desde luego convenientemente expresadas como una fracción de la carga de velocidad.

$$H_d = \frac{C V^2}{4005}$$

en donde :

H<sub>d</sub> = Pérdidas dinámicas de presión: pulgadas de agua

V = Velocidad media del aire: pies/min.

C = Coeficiente de pérdida dinámica experimental.

## PERDIDAS DE PRESION EN CODOS

Las investigaciones efectuadas por la ASHRAE indican que el método de expresar las pérdidas dinámicas y por fricción debidas a codos son equivalente a la pérdida en una longitud L de ducto recto similar. Es justificable para propósitos de diseño: obedeciendo a la relación de la pérdida por fricción al correspondiente factor de fricción.

Las longitudes equivalentes debidas a codos se tomaron de tablas del manual Carrier.

Las reglas normales que deben seguirse para efectuar el diseño de ductos son las siguientes:

- 1.- El aire debe llevarse tan directamente como sea posible y a la velocidad permitida para evitar ruidos, economizar potencia y material.
- 2.- Deben evitarse los cambios repentinos en la dirección o velocidad del aire.
- 3.- Los ductos que lleven la mayor cantidad de aire deben fabricarse en la forma más cuadrada si lo permite el espacio disponible.

## METODO DE DISEÑO DE DUCTOS

Existen 3 métodos diferentes para diseñar ductos.

- a) Reducción de velocidad
- b) Igual fricción.
- c) Ganancia estática.

En este caso se omitirán los incisos a y c, debido a que el método empleado fue el de igual fricción.

El principio de este método es hacer que las pérdidas de presión por pie lineal sean iguales en el sistema completo. Con este método se requiere un simple balance ya que todos los ramales ofrecen la misma resistencia al paso del aire.

Normalmente se selecciona la velocidad en el ducto principal de descarga del abanico a un nivel donde no se produzcan ruidos perceptibles.

Ya que el gasto es conocido, se establece un valor de pérdida por fricción por cada 100 pies lineales de ducto y este valor se mantiene constante para todo el sistema. Usando este sistema se va reduciendo la velocidad a medida que avanza el ducto y que se va reduciendo el gasto, de esta manera se evitan los problemas de ruido.

La fricción utilizada para efectuar la serie de cálculos es de 0,1" de H<sub>2</sub>O por cada 100 pies de ducto lineal. Con este factor de fricción la velocidad resultante en el ducto principal es adecuada.

FIG. 2

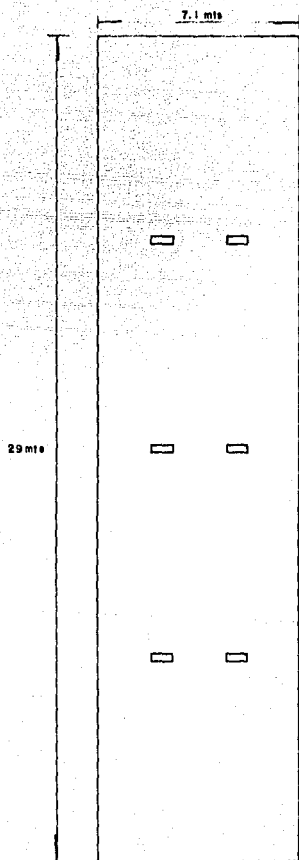


DIAGRAMA DE PLANTA DE REJILLAS DE RETORNO DE  
30 X 10 PULG. Y DE 959 cfm c/u.

FIG. 3

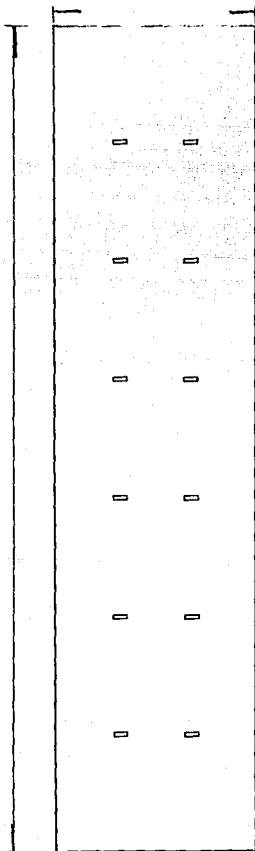


DIAGRAMA DE PLANTA DE REJILLAS DE INYECCION EN PISO,  
UTILIZANDOLO COMO CAMARA PLENA  
SE INSTALARAN 12 REJILLAS DE 16 X 8 PULG. Y DE 505 cfm c/u.

Después de dimensionar el sistema se calculan las pérdidas de presión del ducto que en apariencia tenga la mayor resistencia, incluyendo la pérdida de presión de los codos en terminos de longitud equivalente.

Debido a que los fabricantes proporcionan toda la información para la selección de los equipos y accesorios en el sistema inglés, utilizaré dicho sistema al efectuar los cálculos necesarios para la selección.

### CALCULO DE REJILLAS DE INYECCION

Aire suministrado al cuarto = 6.055 pies<sup>3</sup>/min.

No. de rejillas de inyección = 12

Cantidad de aire por rejilla =  $\frac{6055 \text{ pies}^3/\text{min}}{12 \text{ rejillas}} = 505 \text{ pies}^3/\text{min}$  (cada uno)

12 rejillas de 16" x 6" 4 vías

Ductos: Fricción 0.1" (Dimensión en pulgadas)  
100

505 CFM --- 15" x 5"

### REJILLAS DE RETORNO

Se tendrán 6 rejillas de 30" x 10" de 959 CFM/min. cada una.

Cálculo de la velocidad de descarga:

Rejilla de 30" x 10"

Area =  $300 \text{ pulg}^2 / 144 \frac{\text{pulg}^2}{\text{pie}^2} = 2.083 \text{ pies}^2$

Considerando una eficiencia del 70%

$$\text{Area} = 2.083 \times 0.7 = 1.458 \text{ pies}^2$$

$$\text{Area total } 6 \times 1.458 = 8.748 \text{ pies}^2$$

Aire suministrado al falso plafón = 20,328 pies<sup>3</sup>/min.

$$\text{Velocidad de descarga} = \frac{20,328 \text{ pies}^3/\text{min}}{8.748 \text{ pies}^2} = 2,323 \frac{\text{pies}}{\text{min}} \text{ (Aceptable)} (63.1 \text{ M})$$

#### DUCTO DE INYECCION PARA PISO FALSO

Aire manejado 20,328 pies<sup>3</sup>/min

Suponiendo 2,000 pies de velocidad (610 M/Min)

Peralte máximo 9"

$$\text{Area } \frac{20,328 \text{ pies}^3/\text{min}}{2,000 \text{ pies}/\text{min}} = 10.16 \text{ pies}^2 \times 144 \frac{\text{pulg}^2}{\text{pie}^2} = 1,463 \text{ pulg}^2$$

$$\text{como } A = b \times h \quad b = \frac{A}{h} = \frac{1,63 \text{ pulg}^2}{9 \text{ pulg}} = 163''$$

Por lo tanto el ducto de inyección a piso falso debe ser de 163" x 9"

Ducto principal: este ducto se va a dimensionar atendiendo las necesidades de la descarga de la máquina.

Las dimensiones resultantes son:

125" X 48"

125" X 30"

80" X 30"

Ducto de retorno: este ducto también se va a dimensionar atendiendo a las necesidades del retorno a la máquina quedando de:

158" x 56"

## LAMINA PARA CALCULO DE DUCTOS Y AISLAMIENTO

Lámina total : 658.5 lb

Tomando un 30% de desperdicio.

$$658.5 \text{ lb} \times 1.3 = 856.05 \text{ lb}$$

$$856.05 \text{ lb} / 2.2 \text{ lb /Kg} = 389.11 \text{ Kg}$$

Aislamiento total 348 pies<sup>2</sup>

Tomando un 30% de desperdicio.

$$348 \text{ pies}^2 \times 1.3 = 452.4 \text{ pies}^2$$

$$452.4 \text{ pies}^2 / 10.76 \text{ pies}^2/\text{m}^2 = 42.04 \text{ m}^2$$

## CALCULO DE LA PRESION ESTATICA

Longitud del ducto más largo: 118 pies

Codos :

1 de 15" x 5"	4 pies
1 de 14" x 14"	7 pies
2 de 25" x 25"	24 pies
2 de 125" x 48"	120 pies

longitud equivalente 273 pies

La fricción de diseño es de 0.1" por lo que  $273 \text{ pies} \times 0.1" = \frac{0.273}{100 \text{ pies}}$

## CALCULO DE LA VELOCIDAD DEL DUCTO PRINCIPAL

$$26383 \text{ pies}^3/\text{min} \times 144 \text{ pulg}^2/\text{pie}^2 = 1,584 \text{ pies}/\text{min} \text{ (483 m)}$$
$$90'' \times 30''$$

Con esta velocidad y la cantidad de aire manejada se encuentra la presión de velocidad. En este caso la presión de velocidad es de 0.045" de agua.

La caída de presión debida a los 2 serpentines aletados de refrigeración es : 0.772" de agua (datos del fabricante).

Resistencia eléctrica: 0.10" de agua (supuesta)

Ultimo rejilla de inyección: 0.068" de agua (datos del fabricante)

Por lo tanto, la presión estática total resultante del sistema será de :

Presión debida a ductos:	0.273"
Presión de velocidad:	0.045"
Presión debida a serpentines:	0.772"
Presión debida a resistencia eléctrica:	0.100"
Presión debida a ultima rejilla de inyección	0.068"
Suma:	1.258"
10% de seguridad:	0.125"
Presión total:	1.383"

$$\text{Presión estática corregida} = 1.38'' \times 1.3 = 1.797'' \text{ de agua}$$



## 2.7 CALCULO DEL GASTO DE AGUA HELADA

La cantidad de agua necesaria para el sistema se calcula usando la ecuación siguiente :

$$\text{G.P.M.} = \frac{\text{Gran Total}}{500 \times \Delta t}$$

En donde :

G.P.M. = Galones por minuto

Gran total = Cantidad de calor total que se tiene que retirar

$\Delta t$  = Diferencial de temperatura del agua

$$500 = 8.33 \times l \times 60$$

$$8.33 = \frac{\text{lb}}{\text{Galón de agua}}$$

$l$  = Calor específico del agua Btu/lb °F

60 min/hr

$$500 \text{ lb/galón} \times \text{Btu/lb} \cdot \text{°F} \times \text{min/hr} = \text{Btu/hr/GPM} \cdot \text{°F}$$

Datos :

$$\text{Gran total} = 449,521 \text{ Btu/hr}$$

$$\Delta t = 10 \text{ °F}$$

$$\text{GPM} = \frac{449,521}{(500 \times 10)} = 90 \quad \text{GPM} \times 3.785 \text{ l/Gal} = 340.68 \text{ l/min}$$

El diámetro de la tubería se determina del Manual Carrier y se entra con el flujo de agua y la caída de presión seleccionada por cada 100 pies de longitud de tubo.

Con una fricción= 7 pies/100 pies y el gasto de 90 GPM nos da un tubo de 2 1/2"

### SELECCION DE LA VALVULA DE 3 VIAS MEZCLADORA

El fabricante proporciona gráficas donde se obtiene el coeficiente de flujo Cv para válvulas y se entra a dichas tablas con el gasto de G.P.M. y la caída de presión máxima permisible que en este caso son 15 pies columna de agua.

El coeficiente de flujo es para ese caso :

$$Cv = 40$$

Que corresponde a una válvula mezcladora modelo V 5013S1139

### 2.8 CARGA DE LA BOMBA

Longitud de la tubería: 85 pies x 1.1	94 pies
Accesorios 50%	47 pies

Longitud equivalente:	141 pies
-----------------------	----------

La fricción de diseño es 7 pies, por lo que

$$\frac{141 \text{ pies} \times 7 \text{ pies}}{100 \text{ pies}} = 9.87 \text{ pies de col. de agua}$$

Válvula de 3 vías motorizada: 15 pies (dato del fabricante)

Enfriadores : 10 pies columna de agua

Serpentín 4 hileras, 8 aletas: 10 pies columna de agua

Por lo tanto, la carga total debida al sistema es:

Carga debida a tubería:	9.87 pies	
Carga debida a válvula de 3 vías:	15.00 pies	
Carga debida a enfriadores:	10.00 pies	
Carga debida a serpentín:	10.00 pies	
	Suma:	44.87 pies
10% de seguridad:		4.48 pies
	Total	49.35 pies

Carga dinámica: 49.35 pies (15 mts).

#### CARGA DE CALEFACCION

Transmisión: Factor x área = Kcal/hr

Kcal m<sup>2</sup>  
hr m<sup>2</sup>

Muro Interior	10.54x73=	769
Vitrio interior	30.58x73=	2232
Piso interior	12.15x206=	2503
Techo	30.2x206=	6221
		11725

10% de seguridad                    1173  
12898

Aire exterior 327.68x8.49            2782

Btu/hr totales                            15680

1 KW = 3412 Btu/hr x 0.252 Kcal/Btu = 860  $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$

$KW = 15680 \text{ Kcal/hr} = 18.24 \text{ KW}$

$$\frac{860 \text{ Kcal/hr}}{\text{KW}}$$

Se tomará una resistencia de 19.5 KW con 3 circuitos de 6.5 KW cada uno.

## 2.9. SELECCION DEL EQUIPO

Selección de la unidad manejadora

Datos:

Cantidad total de aire manejada : 26,383 pies<sup>3</sup>/min

Serpentín para agua helada

Carga total de refrigeración: 449,521 Btu/hr

Se selecciona una unidad manejadora de aire del tipo unizona modelo 39EZ48, motor de (20 H.P. 220 V, 3 fases y 60 ciclos), 27,000 cfm, 450 BTU, serpentín de 4 hileras y 8 aletas, 24 filtros planos de 16x25x2".

La velocidad de paso a través del serpentín es :

$$\begin{aligned} \text{c.c.f.v.} &= 26,383 \text{ pies}^3/\text{min} = 569 \text{ pies}/\text{min} \text{ (16.1 M}/\text{min)} \\ &46.4 \text{ pies}^2 \end{aligned}$$

El serpentín seleccionado será de 4 hileras de tubo de cobre y 8 aletas de aluminio por pulgada, con una capacidad total de 789,000 Btu/hr.

Serán 2 serpentines de 100% de capacidad cada uno.

De acuerdo con las tablas de funcionamiento de equipo y entrada a ellas con la cantidad total de aire manejado y la presión estática total encontramos una potencia al freno de 23.37 BHP y 998 R.P.M.

Hp. = 23.37 BHP / 1.3 = 17.97 HP reales

Considera un motor de 20 H.P.

#### SELECCION DE ENFRIADORES

Datos:

Capacidad = 449,521 Btu/hr / 2 = 224,761 Btu/hr (56,640 Kcal/hr)

Se selecciona la unidad generadora de agua helada modelo 30GT030 con una capacidad de 26.2 toneladas de refrigeración  $\times 0.84 = 22.01 \text{ TR} \times 12000 = 264120 \text{ Btu/hr}$  (66,563 Kcal/hr)

Serán 3 unidades del 100% de capacidad cada una.

#### SELECCION DE LA BOMBA

Carga dinámica = 50 pies (15 mts)

Gasto = 90 G.P.M. (340.68 LPM)

Se selecciona una motobomba para agua helada modelo 1 1/2x2x9 C del tipo GBH con capacidad para suministrar 90 GPM., contra una carga de 50 pies.

Motor eléctrico de 3 HP características eléctricas: 220 volts, 3 fases, 60 ciclos.

#### CALCULO DEL INTERRUPTOR GENERAL

Secuencia de cálculo:

1) Se traducen las capacidades de los motores a intensidades de corriente a plena carga.

$$I_{\text{total}} = I_a + I_b + \dots + I_n$$

2) Se elige la corriente del mayor y se encuentra el tamaño de interruptor adecuado para su protección.

3) Interruptor principal = Interruptor de la carga mayor +  $I_a + I_b + \dots + I_n = I_{\text{motor mayor}}$

## CAPACIDAD DE LOS MOTORES QUE FORMAN PARTE DEL PROYECTO

### Unidad manejadora de aire

Motor	20 H.P.
20HPx0.745 Kwatts/HP	14.90 Kwatts
52	Amperes
220	Volts
3	Fases
60	Ciclos

### Unidad generadora de agua helada

27.5	Kwatts
27.5 Kwattsx1.341 HP/Kwatts	33.67 H.P.
104	Amperes
230	Volts
3	fases
60	ciclos

### Bomba de agua helada

Motor	3 H.P.
3 HPx0.754 Kwatts/HP	2.262 Kwatts
9	Amperes
220	Volts
3	Fases
60	Ciclos

### Resistencia eléctrica

6.5	Kwatts
6.5 Kwatts x 1.341 H.P.	8.72 H.P.
	Kwatts
24.5	Amperes
220	Volts
1	Fase
60	Ciclos

### Resumen:

Manejadora de aire	20 HP - 52 Amperes - 14.90 Kwatts
2 unidades enfriadoras	3.74HP- 208 Amperes- 55.00 Kwatts
Bomba de agua helada	3 HP - 9 Amperes - 2.262 Kwatts
2 resistencias eléctricas	17.44HP-49 Amperes-13.00Kwatts
Suma	114.18HP-318 Amperes-85.162 Kwatts

Siguiendo la secuencia de cálculo se tiene:

1) I total = 318 Amperes

2) El motor mayor tiene una intensidad de corriente de 104 Amperes, de donde resulta lo siguiente :

104 Amperes x 1.5 = 156 Amperes

Seleccionamos un interruptor de cuchillas de 3 polos x 200 Amperes

3) Interruptor = 200 + 318 - 104 = 414 Amperes  
principal

Seleccionamos un interruptor de cuchillas de 3 x 600 Amperes.

## CAPITULO III ESPECIFICACIONES MECANICAS

### 3.1 ESPECIFICACIONES MECANICAS

La finalidad de estas especificaciones, es dar a conocer los datos necesarios para que de acuerdo a los requisitos y condiciones que se establecen, se pueda realizar el estudio económico del sistema de control térmico.

**NORMAS :** La calidad de los materiales deberá ser como mínima, la establecida en las normas de la Secretaría de Industria y Comercio.

Los trabajos que deberán ejecutarse bajo las siguientes especificaciones son los siguientes:

a) Acondicionamiento de aire : El sistema de acondicionamiento de aire descrito en el proyecto con los equipos y materiales enumerados detalladamente en el estudio económico, incluyendo las redes completas de tuberías para recirculación de agua refrigerada.

b) La instalación eléctrica a partir del interruptor general colocado dentro del cuarto de máquinas correspondiente, incluyendo el alambrado de los sistemas de control automático. Estos trabajos deberán sujetarse a las especificaciones para las instalaciones eléctricas.

c) Las conexiones finales de alimentación de agua, desagüe, a partir de las preparaciones dejadas dentro del cuarto de máquinas por el contratista correspondiente.

### DUCTOS

Se deberán proporcionar e instalar los sistemas de ductos de alimentación y retorno que aparecen en los planos. Estos serán de lámina nueva de acero galvanizado de la mejor calidad, de los calibres que se indican.

La construcción de los ductos de baja velocidad deberá ser de acuerdo con las normas estipuladas por la ASHRAE y AMICA.



## REJILLAS DE INYECCION

Se deberán instalar de acuerdo con la localización de los planos.

La colocación de las rejillas deberá ser en forma armoniosa con los elementos que forman el piso falso, evitando que formen corrientes indeseables y estratificaciones dentro del cuarto de cómputo.

## AISLAMIENTO TERMICO

Los ductos de suministro de aire acondicionado se recubrirán con aislamiento termico de fibra de vidrio de 25 mm (1") de espesor, revestido con papel de aluminio.

## MOTORES

Todos los motores suministrados serán de marca conocida, de la capacidad adecuada y el tipo de corriente especificada y para trabajo continuo con un calentamiento no mayor a 40°C.

Los motores de 3/4 H.P. y mayores, serán de 3 fases, de velocidad constante a prueba de goteo y deberán surtirse con arrancadores magnéticos adecuados. Las bobinas de estos arrancadores serán para corriente de 208/220 volts y tendrán elementos térmicos de protección y botones restablecedores.

Se deberán proporcionar los motores en cada lugar montados en sus bases con sus cajas de conexiones para cada uso determinado, acompañándolos de los diagramas eléctricos, así como tableros, bases y material necesario para la interconexión.

## BASES

Se proveerán bases y soportes para todos los equipos, las bases de concreto serán de las medidas necesarias y tendrán una altura mínima de 10 cms. sobre el nivel del piso terminado.

Las bases antivibratorias se instalarán en todos los equipos que tienen partes móviles tales como ventiladores, compresores, etc. estas bases serán seleccionadas de acuerdo con las recomendaciones de cada fabricante.

## **VALVULAS**

En diámetros hasta de 64 mm. se instalarán válvulas roscadas, salvo indicaciones en contrario.

## **TUBERIAS**

Las tuberías para agua refrigerada serán de tubo negro cedula 40

Hasta 21" de diámetro las conexiones serán roscadas.

## **AISLAMIENTO DE LAS TUBERIAS DE AGUA REFRIGERADA**

Estas tuberías serán forradas con medias cañas de poliestireno expandido, de 1" de espesor cubiertas con papel bond y foil de aluminio, acabadas en manta y pintura ahulada.

## CAPITULO IV OPERACION, SERVICIO Y MANTENIMIENTO

### 4.1 OPERACION

Para arrancar el equipo de aire acondicionado, es muy importante verificar que todos los interruptores se encuentren en posición ON especialmente los interruptores de las unidades generadoras de agua helada.

Para esto, si el interruptor general se encuentra en posición ON automáticamente todos los demás interruptores deberán estar en la misma posición.

Si el interruptor general se encuentra en la posición OFF, no se deberá tratar de arrancar el equipo, por las siguientes razones :

Los calentadores de carter de los compresores se encuentran fríos, y si los compresores arrancan, se pueden ocasionar descomposturas muy costosas ya que el aceite del compresor se encontrará mezclado con refrigerante líquido y esto producirá la ruptura en las válvulas o flappers.

Para arrancar los equipos, una vez colocado el interruptor general en la posición ON se deberá esperar por lo menos 12 horas.

Una vez verificada la posición de los interruptores, se deberá seleccionar la bomba que entre en operación (normalmente será una bomba No.1 por lo que se verificará que el interruptor correspondiente este en posición ON). Todas las válvulas de servicio de esta bomba deberán estar abiertas.

La bomba de emergencia entrará automáticamente en operación cuando falle la bomba que este trabajando, por lo tanto, también se debe verificar que su interruptor, se encuentre en posición ON y las válvulas de servicio estén abiertas.

También se deberá elegir cual de los motores de la unidad manejadora de aire va a operar y se debe verificar si este esta conectado por medio de las bandas; en caso de que no fuera así, se deberá conectar a ellas. Para efectuar esto, se desconectan los interruptores de seguridad que se encuentran instalados en la parte inferior de los motores. Una vez desconectados los interruptores se desmontan las bandas del motor fuera de operación y se montan en el motor seleccionado.

Se debe elegir que serpentín va a elegirse, abriendole las válvulas de servicio y cerrando las válvulas de servicio al serpentín que queda de reserva.

Las 3 unidades generadoras de agua helada estarán en condiciones de arranque permitiendo la operación de 2 de ellas abriendo todas las válvulas de servicio, a la tercera unidad que está de reserva se le cerrarán las válvulas de servicio para evitar que fluya agua a través de ella.

Una vez efectuadas estas operaciones, por ningún motivo proceda a conectar el interruptor de seguridad en posición ON hasta no verificar que el arrancador de los motores se encuentre en posición OFF, una vez hecho esto, se colocará el interruptor general en posición ON y se procederá a arrancar el equipo.

Se cierra el toggle switch de la unidad manejadora de aire poniendo en marcha al motor del abanico, automáticamente arrancará la bomba de agua helada seleccionada y en secuencia al detectarse un flujo de agua en la tubería, se energiza el circuito de control de las unidades generadoras de agua helada. Los compresores no arrancarán de inmediato, ya que el sistema de control del compresor está protegido por unos retardadores de tiempo que obligan a que el compresor tarde 5 ó 6 minutos para que entre en operación.

Ya en operación, si se desea cambiar de unidad generadora, es muy importante cerrar las válvulas del equipo que estaba operando y abrir las válvulas del equipo que se desea operar.

Si al abrir las válvulas y pasados 5 ó 6 minutos no arrancara el compresor, verifíquese que el apagador que se encuentra en el panel de control del mismo enfriador se encuentre en posición ON.

Continuando la secuencia de operación, el humidificador arrancará automáticamente, dependiendo de la señal del humidistato que se encuentra instalado en el tablero de control que está localizado en el cuarto de máquinas computadoras.

Las resistencias eléctricas y la válvula mezcladora de 3 vías arrancarán de acuerdo a la señal enviada por el termostato modulante que se encuentra instalado en el mismo tablero de control.

## 4.2 POSIBLES FALLAS DE LOS EQUIPOS Y POSIBLES SOLUCIONES

### SERVICIO DE MANTENIMIENTO

- 1.- Engrasar los baleros o chumaceras del abanico de la unidad manejadora de aire.
- 2.- Engrasar los baleros de las bombas, cuando menos cada 30 días (si el equipo trabaja las 24 hrs. del día) o cada 60 días si el equipo trabaja 8 ó 12 horas diarias.

### POSIBLES FALLAS DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

Si el trabajo normal del equipo, sucediese una interrupción de corriente por culpa de compañía de Luz, el equipo de aire acondicionado quedará apagado. Una vez restablecida la energía eléctrica del equipo NO ARRANCARÁ POR SI SOLO por lo tanto, se deberá oprimir el botón de arranque magnético de la unidad manejadora de aire, una vez trabajando la manejadora de aire, la bomba y los enfriadores operarán automáticamente.

Si se llegan a botar los elementos térmicos del arrancador magnético de la unidad manejadora de aire, quedará fuera de operación el sistema completo. Las probables causas serán:

- a) bajo voltaje.
- b) Terminales de conexiones flojas.
- c) Corto en una de las líneas del motor.
- d) Falso contacto en los platinos o platinos flameados.
- e) Bandas muy tensas.

### FALLAS PROBABLES DE LA BOMBA EN OPERACION

- a) Bajo voltaje.
- b) Terminales de conexiones flojas.
- c) Corto en una de las líneas del motor.
- d) Falso contacto en los platinos o platinos quemados.
- e) Rodamientos resacos o quemados.

Con excepción de la primera causa, la bomba de reserva arrancará automáticamente al producirse cualquier falla en la bomba que este en operación. La bomba que para queda de reserva cuando se corrige la falla y entrará automáticamente en operación cuando suceda lo anterior a la bomba de operación.

La condición para efectuar el cambio automático de bombas es que se corrijan las fallas lo más pronto posible.

#### FALLAS PROBABLES DE LOS ENFRIADORES

- 1.- Falta de flujo de agua.
- 2.- Fusibles de protección quemados.
- 3.- Bomba de agua helada parada.
- 4.- Manejadora de aire fuera de operación.

Si después de haber verificado todas las causas de fallas anteriores, el enfriador no arranca, restablezca los botones de reset instalados en el tablero de control del enfriador.

En caso de que aún así no funcionara, se tendrá que hacer lo siguiente :

- 1.- Cierre la válvula del enfriador que no arranca y coloque el botón del tablero de control del mismo enfriador en posición OFF:
- 2.- Abra las válvulas del enfriador que se va a poner en operación, abiertas las válvulas, ponga el botón del tablero de control del mismo enfriador en posición DN arrancado automático.

#### FALLAS PROBABLES DE LAS RESISTENCIAS ELECTRICAS

- a) Interruptores desconectados o botados.
- b) Fusibles quemados.
- c) Bobinas quemadas o cruzadas.

## CAPITULO V ESTUDIO ECONOMICO

Este capítulo tiene como finalidad dar a conocer el costo del sistema incluyendo el costo de operación del mismo.

Inicialmente se efectuará un análisis de la inversión total y de sus partes componentes.

### 5.1 INVERSION

EQUIPO	CANTIDAD	COSTO
Unidad generadora de agua helada marca Carrier modelo 30GT030, completa de fábrica. Características eléctricas: 230 V. 3 fases, 60 ciclos.	3	\$142,377,518
Unidad manejadora de aire tipo unizona marca Carrier modelo 39E248, con 24 filtros planos de 16"x25"x2", caja de mezcla, serpentín, y motor de 20 H.P.	1	\$ 35,670,098
Motobomba para agua helada marca Pisca-Aurora modelo 1.5 x 2 x 9 C del tipo GGU, directamente acoplada a motor eléctrico de 3 H.P. 1750 R.P.M. Características eléctricas: 220 V. 3 fases, 60 ciclos.	2	\$ 4,842,367
Banco de resistencias eléctricas con capacidad de 19.5 Kw, 3 circuitos de 6.5 Kw cada uno. Para ductos de 25"x25". Características eléctricas 220 V. 1 fase, 60 ciclos.	1	\$ 2,000,000
Interruptor principal: Interruptores Térmico de 600 Amp. Federal Pacific con gabineta.	1	\$ 5,384,600

<p>Interrupor para bombas  Interrupor térmico  3 polos x 30 Amp. Federal Pacific</p>	2	\$ 1,927,730
<p>Interruptores para enfriadoras de agua  Interrupor térmico de  3 polos x 200 Amp. Federal Pacific</p>	3	\$ 5,089,500
<p>Interrupor para unidad manejadora de aire  Interruptores termico de doble tiro,  3 polos x 100 Amp. Federal Pacific</p>	1	\$ 576,550
<p>Válvula de 3 vías mezcladora  modelo V5013S1139</p>	1	\$ 1,381,600
<p>Lámina galvanizada de varios  calibres para la manufactura  de ductos 3000 Kgs.</p>	390 Kg	\$ 920,416
<p>Sellador para ductos</p>	Lts. 40	\$ 172,000
<p>Lona ahulada calibre 12 x 85 cms  para conexiones flexibles</p>	Mts. 5	\$ 67,057
<p>Rejillas de inyección de 4 vías 16"x8"</p>	Pza. 12	\$ 803,256
<p>Rejillas de retorno 30" x 10"</p>	Pza. 6	\$ 731,232
<p>Lote de material para instalación  de conexión de serpentín, que  incluye :</p>		
<p>Tubo negro cedula 40, codos roscables,  tees rectas no roscables, tuerca unión  y otros materiales</p>	Lote	\$ 3,452,627
<p>Manguera Flexible de 2.5" x 16"  de long. total, malla de acero  inoxidable y conexiones  roscables.</p>	Pza. 2	\$ 146,000
<p>Aislamiento térmico  consistente en colchoneta de  fibra de vidrio de 1" de espesor  adherida al ducto y cubierta con  foil de aluminio.</p>	42 M2	\$ 531,561



Aislamiento para tubería consistente en 2 medias cañas de poliestireno expandido, cubiertas con papel bond y foil de aluminio, acabado en manta y pintura ahulada:

2.5" x 1" de espesor	30 Tramos	\$ 177,540
2" x 1" de espesor	16 Tramos	\$ 80,800
Material eléctrico exclusivamente para la interconexión del equipo consistente en tubo conduit, cable y demás accesorios miscelaneos.	Lote	\$ 4,500,000
Materiales menores para soportería consistente en fierro-angulo, fierro solera, anclas, pijas, pintura, etc.	Lote	\$ 154,000
Mano de obra como: Instalación eléctrica, manufactura e instalación de ductos, instalación de equipos, instalación de controles instalación de registros, rejillas y difusores.	Lote	\$ 9,376,568
Supervisión	Lote	\$ 5,000,000
Imprevistos		\$ 4,500,000
Costo total		\$229,863,020

## 5.2 FACTORES ECONOMICOS. AMORTIZACION Y DEPRECIACION

Los equipos de aire acondicionado, actualmente, tienen una vida cercana más o menos a la vida de la estructura del mismo edificio. Pero debe tomarse en cuenta que constantemente se están fabricando nuevos tipos de equipo, lo cual provoca que se llegue a que el equipo sea obsoleto. Pero dicha depreciación no es más rápida que la de cualquier otro equipo mecánico en el edificio, o bien, que la estructura misma.

Un bien sistema es aquel diseñado como una inversión a largo plazo, con un cálculo adecuado del capital total anual y costo de operación.

## PERIODO DE AMORTIZACION

La amortización usualmente se asocia con un periodo definido de distribución de costos, mientras que la depreciación trata usualmente con un periodo desconocido ó definido sobre el cual se distribuyen los costos. Normalmente este periodo es de 10 años.

## DEPRECIACION

La depreciación se puede definir como una bonificación razonable por el desgaste y uso de la propiedad en el comercio o negocio, incluyendo una bonificación razonable por hacerse obsoleto.

Este factor se compone de 2 elementos que son, depreciación física y depreciación funcional.

### DEPRECIACION FISICA

Es el término dado a la medición de la disminución en el valor debida a cambios en el aspecto físico de la propiedad.

Ejemplo : Desgaste físico, corrosión, deterioración debido a cambios físicos.

### DEPRECIACION FUNCIONAL

Un tipo común de depreciación funcional es cuando se hace obsoleto el equipo. Esta es causada por los desarrollos y avances tecnológicos los cuales hacen que una propiedad existente sea obsoleta.

Aunque una propiedad no haya sufrido cambios físicos, su utilidad económica se ve reducida debido a que nuevos equipos similares a través de avances tecnológicos se han hecho aprovechables.

Otras causas de depreciación funcional son las siguientes :

- 1) Capacidad inadecuada o insuficiente para el servicio requerido.
- 2) Término de la necesidad para el tipo de servicio requerido.
- 3) Cambios en los requerimientos de las autoridades públicas.
- 4) Abandono de la empresa.

Aunque algunas de estas situaciones pueden no estar completamente relacionadas con la propiedad misma, es conveniente agruparlas con la depreciación funcional.

Ya que la depreciación es una medida de la disminución del valor, es necesario considerar todas las causas posibles cuando se determina la depreciación.

Las pérdidas físicas son más fáciles de determinar que las pérdidas funcionales, pero deben de tomarse en cuenta ambas al fijar el periodo de depreciación.

### CARGOS FIJOS

Son gastos los cuales permanecen practicamente constantes anualmente.  
Ejemplo: depreciación, impuestos, seguros y rentas.

### COSTOS DE OPERACION

Estos costos comprenden :

- a) Costo de energía.
- c) Costo de mantenimiento.

### CALCULOS NUMERICOS

Dadas las características de operación del cuarto de computadoras del cual habla esta tesis, serán supuestas las siguientes bases.

Bases :

Se supondrá un día de trabajo de 24 hrs. durante 5 días hábiles por semana, por lo que una semana de trabajo constará de 120 hrs.

Horas de trabajo por mes :

$$120 \text{ hrs/sem} \times 4 \text{ semanas} = 480 \text{ horas / mes.}$$

En el caso de las resistencias eléctricas se supone un factor de diversidad de 40%.

Para los demás equipos el factor de diversidad será igual a 1 ya que todos los motores estarían operando.

Carga eléctrica instalada equivalente al 100% de capacidad de refrigeración requerida.

1 Motor de unidad manejadora	20 H.P.
2 Unidades generadoras de agua helada 36.87 H.P. x 2 = 73.74 H.P.	73.74 H.P.
1 Bomba	3 H.P.
1 resistencia eléctrica 19.5 Kw x 4 = 7.8 Kwatts	10.4 H.P.
	-----
total	107.14 H.P.

Capacidad total en operación : 107.14 H.P.

107.14 H.P. x 0.745 Kwatts = 79.82 Kwatts  
H.P.

Consumo de energía en 1 hora :

Amperes = Kwatts x 1000  
1.73 x E x fp

de donde :

Kwatts = Potencia en Kilowatts

E = Tensión en volts

fp = factor de potencia

Amperes = 79.82 x 1000 = 262.15  
1.73 x 220 x 0.8

Para propósitos de cálculo de la compañía de luz, dejamos 80 Kwatts

Con 80 Kw, entramos en la tarifa No.3 de La Compañía de Luz, la cual nos da los siguientes datos:

Carga por demanda mensual	\$40,652.47
Costo de Kw-hr consumido	\$ 202.15
Costo por mantto. mensual	\$ 9,098.00

80 Kwatts x 480 horas = 38400 Kw-hr  
mes mes

El costo por Kw-hr es de \$202.15

El costo por los Kw-hr consumidos en un mes es de: \$7,762,560

A este gasto, se le suma el costo por demanda y el costo del mantenimiento, con lo que el costo promedio mensual sería de \$7,812,310.47

#### COSTO DE MANTENIMIENTO

Este costo debe incluir el importe de las refacciones y la mano de obra extra requerida algunas veces en las reparaciones.

El concepto mantenimiento es tan variable que no es posible asignar un porcentaje con un alto grado de certidumbre.

Aunque para propósitos de estimación, frecuentemente se expresa como un porcentaje de la inversión inicial. Desde luego que el realizar un cálculo de este tipo resulta muy inexacto.

Para una instalación de este tipo, resultaría un porcentaje aproximado de costo mensual de mantenimiento del 2.5%. Por lo siguiente:

La persona que va a dar el mantenimiento considera, una persona de planta o de visita diaria, que de mantenimiento al equipo y que tome lecturas de presión, amperaje y revisión física del equipo.

Tiene que considerar también, el que los serpentines se degollan por la vibración del equipo, lo cual no es frecuente pero es algo que seguro va a pasar, por lo que tiene que considerar esta reparación en un contrato anual.

También se tiene que considerar que los contactores, relevadores y todo el equipo eléctrico, puede llegar a fallar, lo cual considerando los costos se puede valorar en un contrato de mantenimiento.

La inversión inicial es de \$229,863,020

Esta cantidad multiplicada por el factor de 2.5% que estamos considerando, nos da un costo de mantenimiento mensual de:

Costo de mantenimiento mensual: \$5,746,575

Costo de mantenimiento anual: \$68,958,906

### 5.3 COSTO DE OPERACION

Costo de la energía anual \$93,747,725

Costo de mantenimiento \$68,958,906

Total \$162,706,631

En conclusión, este equipo tiene el siguiente costo total:

a) Inversión inicial: \$229,863,020

b) Costo de energía: \$ 7,812,310/mes (\$93,747,725/año)

c) Costo de mantto.: \$ 5,746,575/mes (\$68,958,906/año)

Se estima un seguro anual de \$9,194,521 contra siniestros.

Considerando la depreciación del equipo a 10 años, calcularemos el costo de funcionamiento de este equipo durante los 10 años (A valor actual).

a) Equipo: \$229,863,020

b) Energía de 10 años: \$937,477,250

c) Mantto. de 10 años: \$689,589,060

d) Seguro de 10 años: \$ 91,945,210

Costo total de operación

durante 10 años: \$1,948,874,540

Este gasto es necesario dado que se va a permitir el correcto funcionamiento y operación de 1 máquina IBM 9000, la cual tiene un valor de \$17,460,300 de Dolares (\$54,000,000,000 de pesos).

Por lo que el costo del equipo en operación durante 10 años representa el 3.61% del valor del equipo que se va a proteger.

## CONCLUSIONES

Los centros de cómputo necesitan tener un sistema de acondicionamiento de aire que proporcione un enfriamiento adecuado y controle el contenido de humedad en el cuarto, además dicho sistema debe estar apropiadamente controlado para que los varios equipos que lo integran funcionen normalmente y en secuencia cuando opere el sistema de cómputo. Teniendo conocimiento de estas necesidades se desarrolló este trabajo para que los profesionistas o estudiantes de Ingeniería interesados en este tipo de sistemas, encuentren una guía práctica para comprender los puntos esenciales del proyecto.

El trabajo se dividió en varias partes para su mejor comprensión. La primera parte da un panorama general de los diferentes factores a considerar cuando se necesita proyectar cualquier tipo de sistema de acondicionamiento de aire.

La segunda parte, menciona las necesidades específicas de los centros de cómputo, señalándose la importancia de acondicionamiento de aire para lograr la óptima eficiencia de las máquinas computadoras.

El proyecto es un resumen de los conocimientos adquiridos en la escuela. Representa la solución de un problema formulado, analiza los factores necesarios para solucionar el problema, busca la solución más óptima desde el punto de vista técnico-económico-funcional, utiliza el criterio para tomar las decisiones más convenientes y finalmente se especifican todos los conceptos que son la solución del problema.

Se han desarrollado teórica, técnica y prácticamente los conocimientos de Termodinámica y mecánica de Fluidos, elementos de control y conocimientos generales de electricidad.

La solución propuesta tiene la ventaja de que puede modular el control de los equipos de refrigeración sin permitir que se encimen las señales de los diferentes controles eléctricos, cosa que sucedería en el caso de seleccionarse un sistema de refrigeración por expansión directa dado que las respuestas de los equipos a las señales enviadas por los elementos de control son tan rápidas que los equipos estarían parando y arrancando continuamente perdiéndose la secuencia del control.

Analizando los gastos de operación y mantenimiento el sistema propuesto no es el más económico, ya que existen equipos de absorción, donde el efecto de refrigeración requiere de menos consumo de energía eléctrica. La inconveniencia de estos equipos es que son fabricados para sistemas de refrigeración de mucha capacidad, y en este caso, un solo equipo de este tipo quedaría demasiado sobrado.

Resumiendo, se llega a la conclusión de que el sistema propuesto es suficiente para mantener en el interior del cuarto de computadoras las condiciones para las cuales fue proyectado, durante toda época del año, además el equipo está diseñado para seguir funcionando al 100% en caso de que se tengan problemas con alguna enfriadora de agua, lo que garantiza al usuario de la sala de cómputo, por el lado de servicio, que no tendrá problemas de interrupción de procesos por falta de acondicionamiento de aire.

En el capítulo 5 de este trabajo, se hace el planteamiento del costo del equipo en operación. Considerando que la depreciación del equipo sea durante 10 años, tomamos los costos de operación durante este tiempo a valor actual y nos da un costo de \$1,948,874,540, lo cual representa el 3.61% del costo del equipo que se va a proteger (Sistema IBM 9000, tiene un costo de \$54,000,000,000). Considerando el costo de este equipo, se considera justificada la inversión del equipo de aire acondicionado.

## TERMINOLOGIA

**Aire exterior :**

Aire tomado de la atmósfera y desde luego, no circulado previamente por el sistema.

**Aire de retorno:**

Aire retornado del espacio acondicionado.

**Aire saturado:**

Aire húmedo en el cual la presión parcial del vapor de agua a la temperatura existente.

**British Thermal Unit (BTU) :**

Es la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua en 1 °F. (De 63 °F a 64 °F a presión atmosférica normal).

**By Pass :**

Un tubo o ducto normalmente controlado por medio de una válvula o compuerta con objeto de desviar un fluido alrededor de un elemento de un sistema.

**Calor latente :**

Cambio de entalpía durante un cambio de estado.

**Calor sensible :**

Calor asociado con un cambio de temperatura.

**Dehumidificación :**

La condensación de vapor de agua, por enfriamiento abajo del punto de rocío o separación del vapor de agua del aire por métodos físicos.

**Gráfico Psicométrico :**

Representación gráfica de las propiedades termodinámicas del aire húmedo.



**Humedad absoluta :**

El peso de vapor de agua por unidad de volúmen.

**Humedad relativa :**

La relación de la fracción mole de vapor de agua presente en el aire, a la fracción mole de vapor de agua presente en el aire saturado a la misma temperatura y presión barométrica, aproximadamente igual a la relación de la presión parcial o densidad del vapor de agua saturado a la misma temperatura.

**Por ciento de humedad :**

La relación del peso de vapor de agua asociado con una libra de aire seco, al peso de vapor de agua asociado con una libra de aire seco saturado a la misma temperatura.

**Temperatura de bulbo húmedo :**

Termodinámicamente es la temperatura a la cual el agua, por evaporación en el aire, puede llevar al aire a la saturación adiabáticamente a la misma temperatura.

**Temperatura de bulbo seco :**

Temperatura de un gas o de una mezcla de gases indicada por un termómetro exacto.

**Temperatura de rocío :**

Temperatura a la cual ocurre la condensación del vapor de agua a unas condiciones dadas de humedad y presión, cuando la temperatura del vapor de agua es reducida.

**Temperatura de saturación :**

Para un fluido líquido, es el punto de ebullición correspondiente, temperatura de evaporización, temperatura de condensación.

$\Delta t_{ra}$  for west wall in shade

$$= 0 \text{ (Table 19) } - 11.5 = -11.5 \text{ deg F}$$

No correction is needed for the time of day, this is accounted for in Table 19

The correction for different solar intensity is

$$\Delta t_r = \Delta t_{ra} + \frac{R_{sa}}{R_{sm}} (\Delta t_{sm} - \Delta t_{ra}) = \frac{R_{sa}}{R_{sm}} \Delta t_{sm} + (1 - \frac{R_{sa}}{R_{sm}}) \Delta t_{ra}$$

Wt/sq ft of wall = 120 lb/sq ft (Table 21)

$$\Delta t_{sm} = -11.5 \text{ deg F as corrected (Tables 19 and 20A)}$$

$$\Delta t_{ra} = -4.5 \text{ deg F as corrected (Tables 19 and 20A)}$$

$$R_{sa} = 116 \text{ Btu/hr (Table 13, page 41)}$$

$$R_{sm} = 164 \text{ Btu/hr (Table 13, page 41)}$$

$$\Delta t_r = -11.5 + \frac{116}{164} (-4.5 - (-11.5)) = -6.5 \text{ deg F (November, 12 Noon)}$$

TABLE 20—EQUIVALENT TEMPERATURE DIFFERENCE (DEG F)

FOR DARK COLORED, SUNNET AND SHADED ROOFS\*

Based on 95 F db Outdoor Design Temp; Constant 80 F db Room Temp; 20 deg F Daily Range; 24-hour Operation; July and 40° N. Lat.†

CONDI- TION	WEIGHT OF ROOF† (lb/sq ft)	SUN TIME																									
		AM												PM												AM	
		6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5		
Exposed to Sun	10	-4	-4	-7	-5	-1	7	15	24	32	38	43	46	45	41	31	28	22	16	10	7	3	1	-1	-2		
	20	0	-1	-2	-1	2	9	16	23	30	36	41	43	43	40	35	30	25	20	15	12	8	4	4	-2		
	40	4	2	2	3	6	10	16	23	28	33	38	40	41	39	33	32	28	24	20	17	12	11	9	4		
	60	9	6	6	7	8	11	16	22	27	31	35	38	39	38	36	34	31	28	25	23	18	14	13	11		
Covered with Water	20	-5	-2	0	2	4	10	16	19	22	20	16	14	12	10	8	7	1	1	-1	-2	-3	-4	-5			
	40	-2	-1	-1	0	5	10	15	15	15	16	15	14	12	10	7	5	3	1	-1	-2	-3	-3	-3			
	60	-1	-2	-2	-2	2	5	7	10	12	14	15	16	15	14	12	10	8	6	4	3	2	1	0			
	20	-4	-2	0	2	4	8	12	15	18	17	16	15	14	12	10	8	2	1	0	-1	-2	-3	-3			
Sprayed	40	-2	-1	-1	0	2	3	9	13	14	14	14	13	13	9	7	5	2	1	0	0	-1	-1	-1			
	60	-1	-2	-2	-2	0	2	5	8	10	12	13	14	13	12	11	8	6	4	2	1	0	-1	-1			
	20	-5	-5	-4	-2	0	2	4	9	12	13	14	13	12	10	8	5	2	1	0	-1	-3	-4	-5			
	40	-5	-5	-4	-3	-2	0	2	5	8	10	12	13	12	11	10	8	4	2	0	-1	-3	-4	-5			
Shaded	60	-3	-3	-3	-2	-2	-1	0	2	4	6	8	9	10	10	8	6	4	2	1	0	-1	-1	-2			
	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5			
	AM												PM												AM		
	SUN TIME																										

Equivalent Heat Gain Thru Roofs,  $Btu/hr = (\text{Area, sq ft}) \times (\text{Equivalent temp diff}) \times (\text{Transmission coefficient U, Table 27 or 28})$

\*With attic ventilated and ceiling insulated roof, reduce equivalent temp diff 25%.

†For peaked roofs, use the roof area projected on a horizontal plane.

‡For other conditions, refer to correction table below and on page 64.

§Weight per sq ft values for common types of construction are listed in Table 27 or 28





TABLE 20A—CORRECTIONS TO EQUIVALENT TEMPERATURES (DEG F)

OUTDOOR DESIGN FOR MONTH AT 3 P.M. MINUS ROOM TEMP (deg F)	DAILY RANGE (deg F)																							
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40							
-20	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45	-46	-47	-48	-49	-50	-51	-52	-53	-54	-55							
-10	-29	-30	-31	-32	-33	-34	-35	-36	-37	-38	-39	-40	-41	-42	-43	-44	-45							
0	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25							
5	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15	-16	-17	-18	-19	-20							
10	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12	-13	-14	-15							
15	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10							
20	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0	-1	-2	-3	-4	-5							
25	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0							
30	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5							
35	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10							
40	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16	15							

TABLE 21—TRANSMISSION COEFFICIENT U—MASONRY WALLS\*

FOR SUMMER AND WINTER  
 $Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)$

All numbers in parentheses indicate weight per sq ft. Total weight per sq ft is sum of wall and finishes.

EXTERIOR FINISH	THICK- NESS (inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	INTERIOR FINISH											
		None	1/2" Gypsum Board (Plaster Board) (2)	1/2" Plaster on Wall		Metal Lath Plastered on Furring		1/2" Gypsum or Wood Lath Plastered on Furring		Insulating Board Plain or Plastered on Furring			
				Sand Agg (6)	Li Wt Agg (3)	1/2" Sand Plaster(7)	1/2" Li Wt Plaster(2)	1/2" Sand Plaster(7)	1/2" Li Wt Plaster(2)	1/2" Board (2)	1" Board (4)		
<b>SOLID BRICK</b> 	Face & Common	8 (87)	.48	.41	.45	.41	.31	.28	.29	.27	.22	.16	
		12 (123)	.35	.31	.33	.30	.25	.23	.23	.22	.19	.14	
		16 (173)	.27	.25	.26	.25	.21	.19	.20	.19	.16	.13	
	Common Only	8 (80)	.41	.34	.39	.35	.28	.24	.24	.25	.21	.15	
		12 (120)	.31	.28	.30	.27	.23	.22	.22	.21	.18	.14	
		16 (160)	.23	.23	.24	.23	.19	.18	.18	.18	.16	.12	
<b>STONE</b> 	8 (100)	.47	.55	.63	.53	.39	.34	.35	.32	.26	.18		
	12 (150)	.55	.47	.52	.46	.34	.31	.31	.29	.24	.17		
	16 (200)	.47	.41	.45	.40	.31	.28	.28	.27	.22	.16		
	24 (300)	.34	.32	.35	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15		
	30 (400)	.27	.25	.26	.25	.21	.19	.19	.18	.15	.12		
<b>ADDBL-BLOCKS OR BRICK</b>	8 (24)	.34	.30	.32	.30	.25	.23	.23	.22	.18	.12		
	12 (40)	.25	.23	.24	.23	.20	.18	.18	.18	.15	.14		
	16 (60)	.20	.18	.19	.18	.15	.14	.14	.14	.12	.10		
<b>POURED CONCRETE</b> 	140 lb/cu ft	6 (70)	.25	.55	.69	.58	.41	.34	.37	.34	.27	.18	
		8 (93)	.47	.49	.63	.53	.39	.34	.35	.32	.26	.17	
		10 (117)	.61	.44	.57	.49	.36	.32	.33	.31	.25	.17	
	80 lb/cu ft	6 (40)	.31	.28	.30	.27	.23	.21	.22	.21	.18	.14	
		8 (53)	.23	.23	.24	.23	.19	.18	.18	.18	.16	.12	
		10 (66)	.21	.19	.20	.19	.17	.16	.15	.14	.14	.11	
	30 lb/cu ft	12 (80)	.18	.17	.17	.15	.15	.14	.14	.14	.12	.10	
		6 (15)	.13	.13	.13	.13	.12	.11	.11	.11	.13	.09	
		8 (20)	.10	.10	.10	.10	.09	.09	.09	.09	.10	.07	
	<b>HOLLOW CONCRETE BLOCKS</b> 	Sand & Gravel Agg	8 (43)	.52	.44	.48	.43	.33	.29	.30	.28	.23	.17
			12 (63)	.47	.41	.45	.40	.31	.28	.28	.27	.22	.16
		Cinder Agg	8 (37)	.39	.35	.37	.34	.27	.25	.25	.24	.20	.15
12 (55)			.36	.33	.35	.32	.26	.24	.23	.23	.19	.15	
Li Wt Agg		8 (32)	.35	.32	.34	.31	.26	.23	.24	.22	.19	.15	
		12 (43)	.32	.29	.31	.28	.24	.22	.22	.21	.18	.14	
<b>STUCCO OR HOLLOW CLAY TILE</b>	8 (39)	.34	.32	.34	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15		
	10 (44)	.32	.29	.31	.28	.25	.22	.22	.21	.18	.14		
	12 (49)	.29	.27	.28	.26	.22	.20	.21	.20	.17	.13		

Equations: Heat Gain,  $Btu/hr = [Area, sq ft] \times [U \text{ value}] \times [equivalent temp diff, Table 19]$   
 Heat Loss,  $Btu/hr = [Area, sq ft] \times [U \text{ value}] \times [outdoor temp - inside temp]$





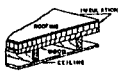
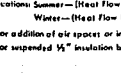
\*For addition of insulation and air spaces to above walls, refer to Table 21, page 75.

TABLE 27—TRANSMISSION COEFFICIENT U—FLAT ROOFS COVERED WITH BUILT-UP ROOFING\*

FOR HEAT FLOW DOWN—SUMMER, FOR HEAT FLOW UP—WINTER (See Equation at Bottom of Page).

Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

All numbers in parentheses indicate weight per sq ft. Total weight per sq ft, sum of roof, finish and insulation

TYPE OF DECK	THICK- NESS OF DECK (inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	CEILING	INSULATION ON TOP OF DECK, INCHES							
			No Insu- lation	1/2 (1)	1 (2)	1 1/2 (3)	2 (4)	2 1/2 (5)	3 (6)	
Flat Metal 	1 (5)	None or Plaster (6)	.27	.25	.23	.18	.15	.12	.10	
		Suspended Plaster (5)	.22	.22	.17	.14	.12	.10	.09	
		Suspended Acow Tile (2)	.23	.18	.14	.12	.11	.09	.08	
Performed Slabs—Wood Fiber and Cement Binder 	2 (4)	None or Plaster (6)	.20	.16	.13	.11	.10	.09	.08	
		Suspended Plaster (5)	.15	.12	.11	.09	.08	.08	.07	
		Suspended Acow Tile (2)	.13	.10	.09	.08	.08	.07	.06	
	3 (7)	None or Plaster (6)	.14	.11	.10	.09	.08	.08	.07	
		Suspended Plaster (5)	.12	.10	.09	.07	.07	.06	.05	
		Suspended Acow Tile (2)	.10	.09	.08	.07	.07	.06	.05	
Concrete (Sand & Gravel Agg) 	4, 6, 8 (7)(1)(2)	None or Plaster (6)	.51	.50	.41	.16	.14	.12	.10	
		Suspended Plaster (5)	.26	.30	.16	.13	.12	.10	.09	
		Suspended Acow Tile (2)	.21	.16	.13	.11	.10	.09	.08	
	(If Wt Agg on Gypsum Board)	2 (9)	None or Plaster (6)	.27	.20	.15	.13	.11	.10	.08
			Suspended Plaster (5)	.18	.14	.12	.10	.09	.09	.08
			Suspended Acow Tile (2)	.15	.12	.11	.09	.08	.08	.07
Gypsum Slab on 1/2" Gypsum Board 	3 (13)	None or Plaster (6)	.21	.16	.13	.11	.10	.09	.08	
		Suspended Plaster (5)	.15	.12	.11	.09	.08	.08	.07	
		Suspended Acow Tile (2)	.13	.11	.10	.08	.08	.07	.06	
	4 (14)	None or Plaster (6)	.17	.14	.11	.10	.09	.08	.07	
		Suspended Plaster (5)	.13	.11	.10	.08	.08	.07	.06	
		Suspended Acow Tile (2)	.12	.10	.09	.07	.07	.06	.05	
Gypsum Slab on 1/2" Gypsum Board 	2 (11)	None or Plaster (6)	.32	.22	.17	.14	.12	.10	.09	
		Suspended Plaster (5)	.21	.17	.13	.11	.10	.09	.08	
		Suspended Acow Tile (2)	.17	.13	.12	.10	.09	.08	.07	
	3 (12)	None or Plaster (6)	.27	.19	.15	.13	.11	.10	.08	
		Suspended Plaster (5)	.19	.15	.13	.11	.10	.09	.08	
		Suspended Acow Tile (2)	.15	.12	.11	.09	.08	.08	.07	
4 (19)	None or Plaster (6)	.22	.17	.14	.12	.10	.09	.08		
	Suspended Plaster (5)	.17	.13	.12	.10	.09	.08	.07		
	Suspended Acow Tile (2)	.14	.12	.11	.09	.08	.08	.07		
Wood 	1 (3)	None or Plaster (6)	.40	.26	.19	.15	.13	.11	.09	
		Suspended Plaster (5)	.24	.18	.14	.12	.11	.09	.08	
		Suspended Acow Tile (2)	.19	.13	.13	.11	.10	.08	.07	
	2 (5)	None or Plaster (6)	.28	.20	.16	.13	.11	.10	.08	
		Suspended Plaster (5)	.19	.15	.13	.11	.10	.09	.07	
		Suspended Acow Tile (2)	.16	.13	.11	.10	.09	.08	.07	
3 (8)	None or Plaster (6)	.21	.16	.13	.11	.10	.09	.08		
	Suspended Plaster (5)	.16	.13	.11	.09	.09	.08	.07		
	Suspended Acow Tile (2)	.13	.11	.10	.09	.08	.07	.06		

Equation: Summer—(Heat Flow Down) Heat Gain,  $Btu/hr = (Area, sq ft) \times (U \text{ value}) \times (\text{Equivalent temp diff, Table 20})$ Winter—(Heat Flow Up) Heat Loss,  $Btu/hr = (Area, sq ft) \times (U \text{ value} \times 1.1) \times (\text{Indoor temp—outside temp})$ 

\*For addition of air spaces or insulation to roof, refer to Table 3, page 75.

†For suspended 1/2" insulation board, plank (6) or with 1/2" sand aggregate plaster (5), use values of suspended acow tile.

TABLE 29—TRANSMISSION COEFFICIENT U—CEILING AND FLOOR, (Heat Flow Up)

Based on Still Air Both Sides,  $Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)$ 

All numbers in parentheses indicate weights per sq ft. Total weight per sq ft is sum of ceiling and floor.

CONDITIONS		THICK- NESS (Inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	MASONRY CEILING											
FLOOR	CONCRETE SUBFLOOR		Not Furred						Suspended or Furred					
			None or 1/2" Sand Plaster (2)	1/2" Plaster (1)	1/2" Tile (1)	1/2" Tile (1)	1/2" Sand Plaster (2)	1/2" Plaster (1)	1/2" Sand Plaster (2)	1/2" Plaster (1)	Insulating Board Plaster or 1/2" Sand Agg Plaster (2)	1" Board (4)	Acoustical Tile on Furring or 1/2" Gypsum Tile (1)	
None or 1/2" Limestone or Floor Tile	Sand Agg	2 (19)	.20	.53	.38	.31	.43	.38	.44	.41	.26	.19	.28	.24
		4 (19)	.63	.49	.36	.30	.41	.36	.41	.38	.25	.18	.26	.23
		6 (19)	.57	.45	.34	.28	.38	.34	.39	.34	.24	.18	.25	.22
		8 (19)	.53	.42	.32	.27	.36	.32	.37	.34	.23	.17	.24	.21
		10 (19)	.48	.39	.27	.26	.34	.31	.35	.32	.23	.17	.23	.21
	1/2" Wood Block on Slab	2 (35)	.46	.39	.31	.28	.34	.31	.35	.31	.23	.17	.23	.21
		4 (28)	.33	.30	.23	.22	.27	.25	.27	.26	.19	.15	.20	.18
		6 (15)	.27	.24	.21	.18	.23	.21	.22	.21	.17	.13	.17	.15
		4 (40)	.44	.36	.29	.25	.31	.28	.31	.28	.22	.16	.22	.20
		6 (40)	.41	.34	.28	.24	.30	.27	.30	.26	.21	.16	.22	.19
Floor Tile or 1/2" Limestone on 1/2" Plywood on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	2 (20)	.47	.39	.30	.26	.33	.30	.32	.40	.22	.17	.23	.20
		4 (40)	.44	.36	.29	.25	.31	.28	.31	.28	.22	.16	.22	.20
		6 (40)	.41	.34	.28	.24	.30	.27	.30	.26	.21	.16	.22	.19
		8 (40)	.38	.33	.26	.22	.28	.26	.29	.24	.20	.15	.21	.19
		10 (20)	.36	.31	.23	.22	.27	.25	.27	.25	.19	.14	.20	.18
	1/2" Hardwood on 2" x 2" Sleepers	2 (16)	.34	.31	.25	.22	.27	.25	.27	.25	.19	.15	.20	.18
		4 (19)	.28	.25	.21	.19	.22	.21	.23	.22	.17	.12	.17	.16
		6 (12)	.23	.21	.18	.16	.19	.18	.19	.21	.15	.12	.15	.14
		2 (22)	.32	.28	.23	.21	.24	.23	.26	.25	.18	.14	.18	.17
		4 (15)	.21	.17	.13	.10	.20	.17	.20	.18	.14	.10	.14	.13
1/2" Hardwood on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	2 (19)	.27	.24	.20	.18	.26	.24	.26	.25	.16	.13	.17	.15
		4 (21)	.23	.20	.17	.16	.22	.20	.22	.21	.14	.12	.15	.14
		6 (14)	.19	.17	.15	.14	.18	.17	.19	.18	.13	.11	.13	.12
		2 (24)	.26	.23	.20	.18	.23	.23	.25	.24	.16	.13	.16	.15
		4 (14)	.23	.22	.19	.17	.24	.22	.24	.23	.16	.13	.16	.15
	1/2" Hardwood on 2" x 2" Sleepers	6 (14)	.24	.21	.19	.17	.23	.21	.23	.22	.15	.12	.16	.14
		8 (14)	.22	.21	.18	.16	.22	.21	.22	.21	.15	.12	.15	.14
		10 (14)	.22	.20	.17	.16	.21	.20	.22	.21	.14	.12	.15	.14
		2 (20)	.22	.20	.17	.16	.21	.20	.22	.21	.14	.12	.15	.14
		4 (12)	.19	.17	.15	.14	.18	.17	.18	.18	.12	.11	.13	.12

CONDITIONS		THICK- NESS (Inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	FRAME CONSTRUCTION CEILING											
FLOOR	SUBFLOOR		Not Furred						Suspended or Furred					
			None or 1/2" Sand Plaster (2)	1/2" Plaster (1)	1/2" Tile (1)	1/2" Tile (1)	1/2" Sand Plaster (2)	1/2" Plaster (1)	1/2" Sand Plaster (2)	1/2" Plaster (1)	Insulating Board Plaster or 1/2" Sand Agg Plaster (2)	1" Board (4)	Acoustical Tile on Furring or 1/2" Gypsum Tile (1)	
None or 1/2" Ceramic Tile on 1/2" Cement	None	1/2" Wood (2)	.45	.30	.26	.24	.59	.61	.54	.37	.34	.39	.31	
		2" Wood (2)	.27	.20	.18	.16	.20	.20	.19	.17	.14	.17	.15	
		1/2" Wood (13)	.38	.21	.19	.17	.23	.21	.23	.22	.15	.12	.16	.14
		2" Wood (24)	.24	.18	.17	.16	.19	.19	.18	.18	.13	.13	.16	.15
		1/2" Hardwood Floor or Limestone on 1/2" Plywood	1/2" Wood (3)	.35	.24	.21	.23	.23	.22	.23	.22	.18	.15	.19
	1/2" Hardwood on 2" Insulating Board	1/2" Wood (2)	.28	.21	.19	.22	.20	.21	.20	.17	.14	.14	.18	.16
		2" Wood (8)	.20	.16	.15	.17	.16	.16	.16	.16	.14	.12	.14	.13

5

1958 ASHRAE Guide

Equations: Heat flow up, Unconditioned space below: Heat Gain,  $Btu/hr = (Area, sq ft) \times (U \text{ value}) \times (outdoor \text{ temp} - \text{inside temp} - 5 F)$ .Kitchen or boiler room below: Heat Gain,  $Btu/hr = (Area, sq ft) \times (U \text{ value})$  $\times$  (outdoor temp diff, or outdoor temp - inside temp + 15 F to 25 F).

TABLE 30—TRANSMISSION COEFFICIENT U—CEILING AND FLOOR, (Heat Flow Down)

Based on Still Air Both Sides, Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

All numbers in parentheses indicate weight per sq ft. Total weight per sq ft is sum of ceiling and floor.

UNCONDITIONED FLOORING		MASONRY CEILING														
CONDITIONS	FLOOR	SUBFLOOR	THICKNESS (inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	Not Furred				Suspended or Furred								
				None	Acoustical Tile Glued		Metal Lath Plastered		1/2" Gypsum or Wood Lath Plastered		Insulating Board Plain or 1/2" Sand Agg Plastered		Acoustical Tile on Furring or Gypsum			
				None	1/2" Tile (1)	1/2" Tile (2)	1/2" Sand Plaster (1)	1/2" Lt Wt Plaster (2)	1/2" Sand Plaster (1)	1/2" Lt Wt Plaster (2)	1/2" Sand Board (1)	1" Board (2)	1/2" Tile (1)	1/2" Tile (1)		
CONDITIONED	None or 1/2" Linoleum or Floor Tile	Sand Agg	2 (19)	44	43	31	26	32	29	30	28	23	17	23	20	
			4 (39)	44	40	30	25	31	28	28	27	22	17	22	20	
		Lt Wt Agg 80 lb/hr	8 (39)	41	37	28	24	29	27	26	21	16	21	16	23	19
			10 (99)	39	35	27	23	26	26	26	25	21	16	21	16	21
		1/4" Wood Block on Slab	Sand Agg	2 (120)	36	33	23	22	26	24	24	23	20	15	20	18
				4 (40)	33	31	24	21	25	23	23	22	19	15	19	17
	Lt Wt Agg 80 lb/hr		6 (60)	37	39	23	21	24	22	22	21	18	15	18	17	
			8 (60)	30	28	23	20	23	22	22	21	18	14	16	16	
	Floor Tile or 1/2" Linoleum on 1/2" Plywood on 2" x 2" Sleepers		Sand Agg	10 (100)	29	27	22	19	22	21	21	20	17	14	17	16
				2 (14)	29	27	22	19	22	21	21	20	17	14	17	16
	1/4" Hardwood on 1/2" Plywood on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	4 (29)	23	22	19	17	19	18	18	17	15	13	15	14	
			6 (42)	20	19	16	15	16	16	16	16	15	14	11	14	13
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	2 (22)	33	31	24	21	25	23	23	22	19	15	20	17		
		4 (42)	32	29	23	21	24	22	22	21	18	15	19	17		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	6 (62)	30	28	23	20	23	21	22	21	18	14	18	16		
		8 (82)	29	27	22	19	22	21	21	20	17	14	18	16		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	10 (102)	28	26	21	19	21	20	20	19	17	13	17	15		
		2 (19)	28	26	21	19	21	20	20	19	17	13	17	15		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	4 (44)	26	25	20	18	20	20	20	19	16	13	17	15		
		6 (64)	24	23	19	17	19	18	19	18	15	12	16	14		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	8 (84)	23	22	19	17	19	18	18	17	15	12	15	14		
		10 (104)	22	21	18	16	18	17	17	17	14	12	15	14		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	2 (20)	22	21	18	16	18	17	17	17	14	12	15	14		
		4 (33)	19	18	16	14	16	15	15	15	13	11	13	12		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	6 (46)	16	16	14	13	14	14	14	14	13	12	10	12	11	

UNCONDITIONED FLOORING		FRAME CONSTRUCTION CEILING														
CONDITIONS	FLOOR	SUBFLOOR	THICKNESS (inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	Not Furred				Suspended or Furred								
				None	Acoustical Tile Glued		Metal Lath Plastered		1/2" Gypsum or Wood Lath Plastered		Insulating Board Plain or 1/2" Sand Agg Plastered		Acoustical Tile on Furring or Gypsum			
				None	1/2" Tile (1)	1/2" Tile (2)	1/2" Sand Plaster (1)	1/2" Lt Wt Plaster (2)	1/2" Sand Plaster (1)	1/2" Lt Wt Plaster (2)	1/2" Sand Board (1)	1" Board (2)	1/2" Tile (1)	1/2" Tile (1)		
CONDITIONED	None or 1/2" Linoleum or Floor Tile	Sand Agg	2 (19)	44	43	31	26	32	29	30	28	23	17	23	20	
			4 (39)	44	40	30	25	31	28	28	27	22	17	22	20	
		Lt Wt Agg 80 lb/hr	8 (39)	41	37	28	24	29	27	26	21	16	21	16	23	19
			10 (99)	39	35	27	23	26	26	26	25	21	16	21	16	21
		1/4" Wood Block on Slab	Sand Agg	2 (120)	36	33	23	22	26	24	24	23	20	15	20	18
				4 (40)	33	31	24	21	25	23	23	22	19	15	19	17
	Lt Wt Agg 80 lb/hr		6 (60)	37	39	23	21	24	22	22	21	18	15	18	17	
			8 (60)	30	28	23	20	23	22	22	21	18	14	16	16	
	Floor Tile or 1/2" Linoleum on 1/2" Plywood on 2" x 2" Sleepers		Sand Agg	10 (100)	29	27	22	19	22	21	21	20	17	14	17	16
				2 (14)	29	27	22	19	22	21	21	20	17	14	17	16
	1/4" Hardwood on 1/2" Plywood on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	4 (29)	23	22	19	17	19	18	18	17	15	13	15	14	
			6 (42)	20	19	16	15	16	16	16	16	15	14	11	14	13
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	2 (22)	33	31	24	21	25	23	23	22	19	15	20	17		
		4 (42)	32	29	23	21	24	22	22	21	18	15	19	17		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	6 (62)	30	28	23	20	23	21	22	21	18	14	18	16		
		8 (82)	29	27	22	19	22	21	21	20	17	14	18	16		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	10 (102)	28	26	21	19	21	20	20	19	17	13	17	15		
		2 (19)	28	26	21	19	21	20	20	19	17	13	17	15		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	4 (44)	26	25	20	18	20	20	20	19	16	13	17	15		
		6 (64)	24	23	19	17	19	18	19	18	15	12	16	14		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	8 (84)	23	22	19	17	19	18	18	17	15	12	15	14		
		10 (104)	22	21	18	16	18	17	17	17	14	12	15	14		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	2 (20)	22	21	18	16	18	17	17	17	14	12	15	14		
		4 (33)	19	18	16	14	16	15	15	15	13	11	13	12		
1/2" Subfloor on 2" x 2" Sleepers	Sand Agg	6 (46)	16	16	14	13	14	14	14	14	13	12	10	12	11	

1958 ASHAE Guide

Equation: Heat flow down, unconditioned space above. Heat Gain, Btu/hr = [Area, sq ft] × [U-value] × [outdoor temp - inside temp - 5 F].  
 Kitchen above. Heat Gain, Btu/hr = [Area, sq ft] × [U-value] × [actual temp diff, or outdoor temp - inside temp + 15 F to 25 F].

TABLE 32—TRANSMISSION COEFFICIENT U—FLAT ROOFS WITH ROOF-DECK INSULATION

SUMMER AND WINTER  
Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

U VALUE OF ROOF BEFORE ADDING ROOF DECK INSULATION	Addition of Roof-Deck Insulation Thickness (in.)					
	1/2	1	1 1/2	2	2 1/2	3
.60	.33	.27	.17	.14	.12	.10
.50	.29	.21	.14	.14	.12	.10
.40	.26	.19	.13	.13	.11	.09
.35	.24	.18	.14	.12	.10	.09
.30	.21	.16	.13	.12	.10	.09
.25	.19	.15	.12	.11	.09	.08
.20	.16	.13	.11	.10	.09	.08
.18	.12	.11	.09	.08	.08	.07
.10	.09	.08	.07	.07	.06	.05

TABLE 33—TRANSMISSION COEFFICIENT U—WINDOWS, SKYLIGHTS, DOORS &amp; GLASS BLOCK WALLS

Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

Air Space Thickness (in.)	GLASS										
	Vertical Glass						Horizontal Glass				
	Single	Double		Triple		Single	Double (1/2")				
	1/2	1/2	3/4	1/2	1/2	3/4	Summer	Winter	Summer	Winter	
Without Storm Windows	1.13	0.81	0.55	0.53	0.41	0.38	0.34	0.86	1.40	0.50	0.70
With Storm Windows	0.54							0.43	0.64		

DOORS		
Nominal Thickness of Wood (Inches)	U Exposed Door	U With Storm Door
1	0.69	0.31
1 1/2	0.59	0.30
1 3/4	0.51	0.30
2	0.46	0.28
2 1/2	0.38	0.23
3	0.33	0.21
Glass (1/2" Hercules)	1.03	0.43

HOLLOW GLASS BLOCK WALLS	
Description*	U
3 3/4 x 3 3/4 x 3 3/4" Thick—Nominal Size 8 x 8 x 8 (14)	0.60
7 3/4 x 7 3/4 x 3 3/4" Thick—Nominal Size 8 x 8 x 8 (14)	0.56
11 3/4 x 11 3/4 x 3 3/4" Thick—Nominal Size 12 x 12 x 4 (16)	0.52
7 3/4 x 7 3/4 x 3 3/4" Thick with glass fiber screen dividing the cavity (14)	0.48
11 3/4 x 11 3/4 x 3 3/4" Thick with glass fiber screen dividing the cavity (16)	0.44

Equation: Heat Gain or Loss, Btu/hr = (Area, sq ft) x (U value) x (outside temp - inside temp)

\*Italicized numbers in parentheses indicate weight in lb per sq ft.

**TABLE 49—HEAT GAIN FROM LIGHTS**

TYPE	HEAT GAIN* Btu/hr
Fluorescent	Total Light Watts x 1.25† x 3.4
Incandescent	Total Light Watts x 3.4

\*Refer to Tables 12 and 13, pages 35-37 to determine actual cooling load.  
 †Fluorescent light wattage is multiplied by 1.25 to include heat gain in ballast.

**APPLIANCES**

Most appliances contribute both sensible and latent heat to a space. Electric appliances contribute latent heat, only by virtue of the function they

perform, that is, drying, cooking, etc., whereas gas burning appliances contribute additional moisture as a product of combustion. A properly designed hood with a positive exhaust system removes a considerable amount of the generated heat and moisture from most types of appliances.

Basis of Tables 50 thru 52  
 — Heat Gain from Restaurant Appliances and Miscellaneous Appliances

The data in these tables have been determined from manufacturers data, the American Gas Association data, Directory of Approved Gas Appliances and actual tests by Carrier Corporation.

**TABLE 50—HEAT GAIN FROM RESTAURANT APPLIANCES**

NOT HOODED\*—ELECTRIC

APPLIANCE	OVERALL DIMENSIONS Less Legs and Handles (in.)	TYPE OF CONTROL	MISCELLANEOUS DATA	MFR MAX RATING Btu/hr	MAIN-TAIN-ING RATE Btu/hr	RECOM HEAT GAIN FOR AVG USE		
						Sensible Heat Btu/hr	Latent Heat Btu/hr	Total Heat Btu/hr
Coffee Brewer—½ gal Warmer—½ gal		Man. Mon.		2240 304	304	900 230	220	1120 320
4 Coffee Brewing Units with 4½ gal Tank	20 x 30 x 26H	Auto.	Water heater—2000 watts Brewers—2960 watts	14900		4800	1300	6000
Coffee Urn—3 gal —3 gal —3 gal	15 Dia x 34H 12 x 23 oval x 21H 18 Dia x 37H	Man. Auto. Auto.	Black Finish Nickel plated Nickel plated	11900 15300 17000	3000 3600 3600	3600 2200 3400	1700 1500 2300	4300 3700 5700
Doughnut Machine	22 x 22 x 57H	Auto.	Exhaust system to outdoors—½ hp motor	16000		5000		5000
Egg Boiler	10 x 13 x 25H	Man.	Med. H.—550 watts Low H.—275 watts	3740		1200	800	2000
Food Warmer with Plate Warmer, per sq ft top surface		Auto.	Insulated, separate heating unit for each pot. Plate warmer in base	1350	500	350	350	700
Food Warmer without Plate Warmer, per sq ft top surface		Auto.	Iditto, without plate warmer	1020	400	200	350	550
Fry Kettle—11½ lb fat	12 Dia x 14H	Auto.		8840	1100	1600	2400	4000
Fry Kettle—25 lb fat	18 x 18 x 12H	Auto.	Frying area 12" x 14"	22800	2000	2800	5700	9300
Griddle, Frying	18 x 18 x 8H	Auto.	Frying top 18" x 14"	8000	2800	3100	1700	4800
Grills, Meat	14 x 14 x 10H	Auto.	Cooking area 10" x 12"	10200	1900	3000	2100	6000
Grills, Sandwich	12 x 14 x 10H	Auto.	Grill area 12" x 12"	3600	1900	2700	700	3400
Hot Warmer	26 x 17 x 13H	Auto.	One drawer	1500	400	1100	100	1200
Toaster, Continuous	15 x 15 x 28H	Auto.	2 Slices wide—360 slices/hr	7500	5000	5100	1300	6400
Toaster, Continuous	20 x 15 x 28H	Auto.	4 Slices wide—720 slices/hr	10200	6000	6100	2600	8700
Toaster, Pop-Up	6 x 11 x 9H	Auto.	2 Slices	4180	1000	2450	450	2900
Waffle Iron	12 x 12 x 10H	Auto.	One waffle 7" dia	2480	600	1100	750	1850
Waffle Iron for Ice Cream Sandwich	14 x 12 x 10H	Auto.	12 Cakes, each 2½" x 3½"	7500	1500	3100	2100	5200

\*If properly designed positive exhaust hood is used, multiply recommended value by .50.

7



TABLE 65—APPARATUS DEWPOINTS (Continued)

72 - 55 F Db

ROOM CONDITIONS			EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*								
DB (F)	WB (F)		ESHF	ADP							
	(F)	(F)		(F)	(F)	(F)	(F)	(F)			
72	64.0	76.3	ESHF	1.00	.84	.73	.67	.63	.61	.59	.58
			ADP	59.3	58	58	54	52	50	48	47
	65.2	82.3	ESHF	1.00	.80	.69	.62	.59	.56	.54	.53
		ADP	61.6	60	58	56	54	51	48	44	

20	49.9	21.6	ESHF	1.00	.98	.96	.94	.93			
			ADP	27.6	26	24	22	21			
	25	51.5	27.0	ESHF	1.00	.97	.84	.82	.90	.88	
		ADP	32.7	31	29	27	25	22			
30	53.0	32.8	ESHF	1.00	.98	.94	.91	.88	.84	.82	
			ADP	37.1	36	34	32	30	27	25	
	35	54.4	38.0	ESHF	1.00	.97	.93	.89	.86	.84	.82
		ADP	41.1	40	38	36	34	32	30	27	
40	55.8	43.3	ESHF	1.00	.95	.90	.86	.83	.80	.78	.74
			ADP	44.5	43	41	39	37	35	32	29
	45	57.1	49.1	ESHF	1.00	.93	.87	.83	.79	.77	.75
		ADP	47.2	46	44	42	40	38	36	33	
50	58.5	54.8	ESHF	1.00	.92	.84	.80	.76	.74	.71	.69
			ADP	50.5	49	47	45	43	41	38	35
	55	59.7	60.1	ESHF	1.00	.93	.83	.77	.73	.71	.68
		ADP	53.1	52	50	48	46	44	42	38	
60	60.9	65.5	ESHF	1.00	.89	.79	.73	.69	.66	.64	.62
			ADP	55.4	54	52	50	48	46	43	40
	65	62.3	71.1	ESHF	1.00	.93	.78	.71	.66	.63	.61
		ADP	57.2	57	55	53	51	49	47	44	
70	63.4	76.9	ESHF	1.00	.90	.74	.66	.61	.59	.57	.56
			ADP	59.8	59	57	55	53	51	49	47
	75	64.5	82.5	ESHF	1.00	.88	.70	.62	.57	.55	.53
		ADP	61.2	61	59	57	55	53	51	49	
80	65.7	88.0	ESHF	1.00	.87	.73	.65	.60	.54	.51	.49
			ADP	63.5	63	61	61	60	58	56	53
	85	66.8	93.7	ESHF	1.00	.73	.57	.50	.48	.47	.46
		ADP	65.3	64	62	61	60	59	58	57	
90	67.9	99.3	ESHF	1.00	.66	.56	.50	.47	.45	.43	.42
			ADP	66.9	66	65	64	63	62	61	60
	95	69.0	105.0	ESHF	1.00	.40	.47	.43	.39	.38	.37
		ADP	68.3	68	67	66	65	64	62		

60	56.6	55.0	ESHF	1.00	.98	.84	.77	.73	.70	.68	.65
			ADP	50.8	50	48	46	44	42	39	36
	65	57.7	59.7	ESHF	1.00	.92	.85	.80	.73	.69	.66
		ADP	52.9	52	51	50	48	46	44	41	
70	58.9	64.5	ESHF	1.00	.89	.80	.76	.69	.65	.62	.60
			ADP	55.0	54	53	52	50	48	46	43
	75	59.9	69.2	ESHF	1.00	.88	.78	.72	.65	.61	.58
		ADP	56.9	56	55	54	52	50	48	45	
80	61.0	73.8	ESHF	1.00	.75	.68	.63	.60	.58	.55	.53
			ADP	58.7	57	56	55	54	53	51	48
	85	62.0	78.6	ESHF	1.00	.71	.63	.58	.55	.52	.50
		ADP	60.3	59	58	57	56	54	52	50	
90	63.0	83.2	ESHF	1.00	.70	.58	.53	.50	.48	.46	.45
			ADP	61.9	61	60	59	58	57	55	53
	95	64.0	88.0	ESHF	1.00	.69	.51	.46	.43	.42	.41
		ADP	63.5	63	62	61	60	59	58		

ROOM CONDITIONS			EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*								
DB (F)	WB (F)		ESHF	ADP							
	(F)	(F)		(F)	(F)	(F)	(F)	(F)			
60	52.3	48.2	ESHF	1.00	.94	.89	.81	.77	.74	.73	.70
			ADP	46.0	45	44	42	40	38	36	34
	65	53.3	50.8	ESHF	1.00	.91	.86	.78	.74	.70	.69
		ADP	48.1	47	46	44	42	40	39	36	
70	54.3	53.9	ESHF	1.00	.89	.83	.74	.70	.67	.65	.63
			ADP	50.1	49	48	46	44	42	40	37
	75	55.3	57.8	ESHF	1.00	.79	.74	.71	.68	.64	.62
		ADP	52.0	50	49	48	47	45	43	40	
80	56.3	61.7	ESHF	1.00	.85	.76	.70	.66	.61	.59	.57
			ADP	53.8	53	52	51	50	48	46	44
	85	57.2	65.5	ESHF	1.00	.75	.67	.63	.57	.56	.54
		ADP	55.4	54	53	52	50	49	47	45	
90	58.2	69.4	ESHF	1.00	.72	.62	.57	.54	.52	.50	.49
			ADP	57.0	56	55	54	53	52	50	47
	95	59.1	73.5	ESHF	1.00	.69	.55	.49	.47	.46	.45
		ADP	58.5	58	57	56	55	54	52		
60	47.9	38.4	ESHF	1.00	.93	.89	.83	.80	.77	.75	.73
			ADP	43.3	42	39	38	36	34	32	31
	65	48.9	41.6	ESHF	1.00	.91	.86	.83	.79	.74	.73
		ADP	45.3	45	43	41	40	38	36	34	
70	49.7	44.6	ESHF	1.00	.90	.84	.80	.74	.71	.69	.67
			ADP	45.2	44	43	42	40	38	36	33
	75	50.6	48.0	ESHF	1.00	.89	.82	.74	.69	.66	.64
		ADP	47.1	46	45	43	41	39	37	34	
80	51.5	51.2	ESHF	1.00	.88	.79	.74	.67	.64	.62	.61
			ADP	48.8	48	47	46	44	42	40	39
	85	52.4	54.5	ESHF	1.00	.77	.70	.66	.63	.60	.58
		ADP	50.4	49	48	47	46	44	42	40	
90	53.2	57.7	ESHF	1.00	.76	.67	.61	.58	.55	.54	.53
			ADP	52.0	51	50	49	48	46	44	41
	95	54.2	61.3	ESHF	1.00	.69	.56	.51	.49		
		ADP	53.6	53	52	51	50	48			

\*The values shown in the gray areas indicate the lowest effective sensible heat factor possible without the use of reheat. This limiting condition is the lowest effective sensible heat factor line that intersects the saturation curve. Note that the room dewpoint is equal to the required apparatus dewpoint for an effective sensible heat factor of 1.0.

## NOTES FOR TABLE 65.

1 For Room Conditions Not Given, the apparatus dewpoint may be determined from the scale on the chart, or may be calculated as shown in the following equation

$$ESHF = \frac{1}{1 + 6.75 \left( \frac{W_m - W_{dp}}{t_m - t_{dp}} \right)}$$

This equation in more familiar form is:

$$ESHF = \frac{0.244 (t_m - t_{dp})}{0.244 (t_m - t_{dp}) + \frac{1076}{7000} (W_m - W_{dp})} \quad (Cont)$$

## CHAPTER 8. APPLIED PSYCHROMETRICS

The preceding chapters contain the practical data to properly evaluate the heating and cooling loads. They also recommend outdoor air quantities for ventilation purposes in areas where state, city or local codes do not exist.

This chapter describes practical psychrometrics as applied to apparatus selection. It is divided into three parts:

1. *Description of terms, processes and factors* — as encountered in normal air conditioning applications.

2. *An conditioning apparatus* — factors affecting common processes and the effect of these factors on selection of air conditioning equipment.

3. *Psychrometrics of partial load control* — the effect of partial load on equipment selection and on the common processes.

To help recognize terms, factors and processes described in this chapter, a brief definition of psychrometrics is offered at this point, along with an illustration and definition of terms appearing on a standard psychrometric chart (Fig. 32).

**Dry-bulb Temperature** — The temperature of air as registered by an ordinary thermometer.

**Wet-bulb Temperature** — The temperature registered by a thermometer whose bulb is covered by a wetted wick and exposed to a current of rapidly moving air.

**Dewpoint Temperature** — The temperature at which condensation of moisture begins when the air is cooled.

**Relative Humidity** — Ratio of the actual water vapor pressure of the air to the saturated water vapor pressure of the air at the same temperature.

**Specific Humidity or Moisture Content** — The weight of water vapor in grains or pounds of moisture per pound of dry air.

**Enthalpy** — A thermal property indicating the quantity of heat in the air above an arbitrary datum, in Btu per pound of dry air. The datum for dry air is 0°F and, for the moisture content, 32°F water.

**Enthalpy Deviation** — Enthalpy indicated above, for any given condition, is the enthalpy of saturation. It should be corrected by the enthalpy deviation due to the air not being in the saturated state. Enthalpy deviation is in Btu per pound of dry air. Enthalpy deviation is applied where extreme accuracy is required; however, on normal air conditioning estimates it is omitted.

**Specific Volume** — The cubic feet of the mixture per pound of dry air.

**Sensible Heat Factor** — The ratio of sensible to total heat.

**Alignment Circle** — Located at 80 F db and 50% rh and used in conjunction with the sensible heat factor to plot the various air conditioning process lines.

**Pounds of Dry Air** — The basis for all psychrometric calculations. Remains constant during all psychrometric processes.

The dry-bulb, wet-bulb, and dewpoint temperatures and the relative humidity are so related that, if two properties are known, all other properties shown may then be determined. When air is saturated, dry-bulb, wet-bulb, and dewpoint temperatures are all equal.

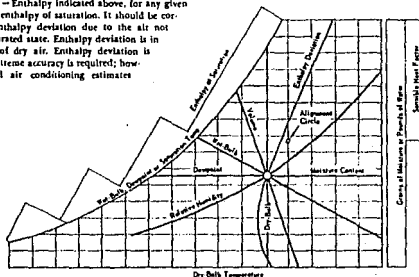


FIG. 32 — SKELETON PSYCHROMETRIC CHART



Carrier

## PSYCHROMETRIC CHART Normal Temperatures

### AIR CONDITIONING PROCESS

1. RETURN AIR FROM THE ROOM (1) IS MIXED WITH OUTDOOR AIR (2) REQUIRED FOR VENTILATION
2. THE MIXTURE OF OUTDOOR AND RETURN AIR ENTERS THE APPARATUS (3) WHERE IT IS CONDITIONED TO (4) AND SUPPLIED TO THE SPACE (1)
3. THEN THE AIR CYCLE IS REPEATED AGAIN.

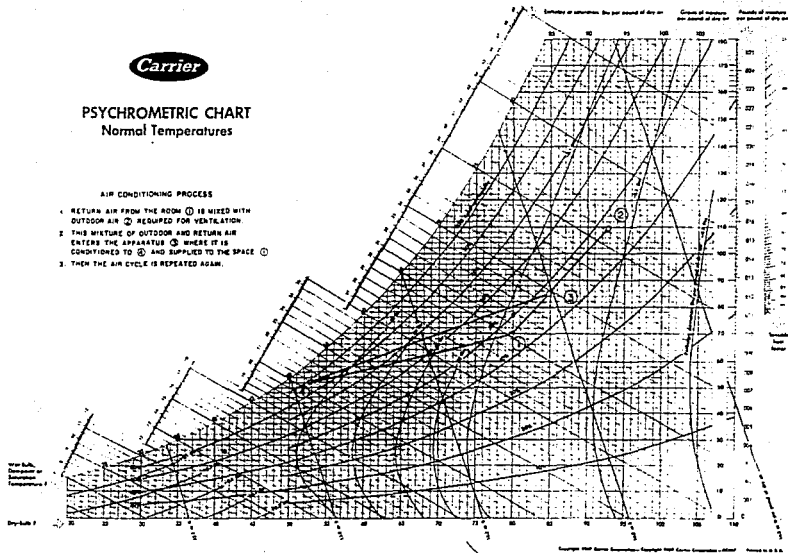
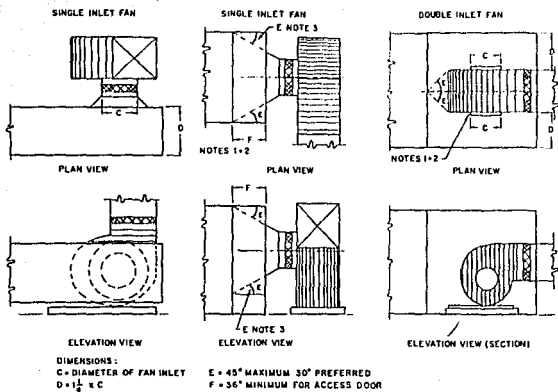
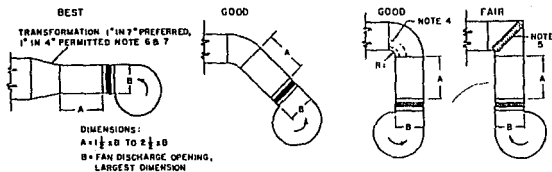


FIG. 35 — TYPICAL AIR CONDITIONING PROCESS TRACED ON A STANDARD PSYCHROMETRIC CHART



## INLET CONNECTIONS

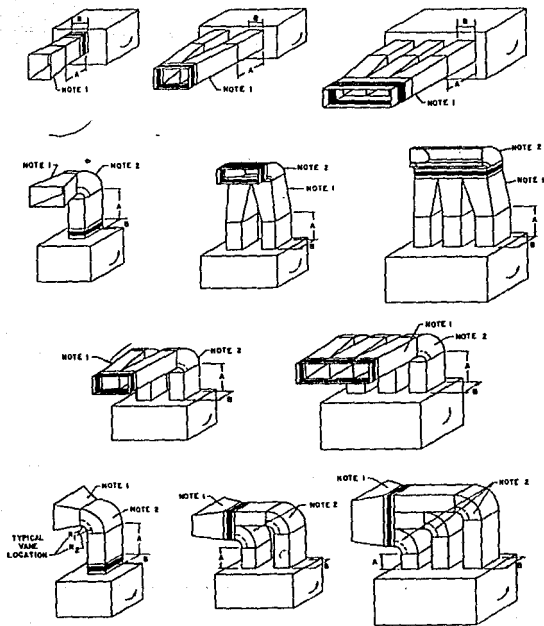


## DISCHARGE CONNECTIONS

## NOTES:

- Fan should be centered in casing to provide good flow conditions.
- All equipment should be centered for best performance.
- Angle "E" is used to determine "F" distance between equipment and fan.
- $R_1 = 6"$  minimum. Vane spacing determined from Chart 6.
- Use square vane-elbow for best results, with take-off in opposite direction to fan rotation.
- Slope of 1" in 4" recommended for low velocity.
- Slope of 1" in 7" recommended for high velocity.

FIG. 6—SINGLE FAN INLET AND DISCHARGE CONNECTIONS



$R_1, R_2, R_3$  DETERMINED FROM CHART 6, VANE SPACING  
 $A = 1\frac{1}{2}B$  TO  $2\frac{1}{2}B$   
 $B$  = LONGEST DIMENSION OF OUTLET OPENING

## NOTES:

1. Transformations to supply duct have maximum slope of 1" in 7".
2. Square elbows with double thickness vanes may be substituted.
3. Do not install ducts so that the air flow is counter to fan rotation. If necessary, turn fan section.
4. Transformations and units shall be adequately supported so no weight is on the flexible fan connection.

FIG. 7 — MULTIPLE FAN UNIT DISCHARGE CONNECTIONS

CHART 7—FRICTION LOSS FOR ROUND DUCT

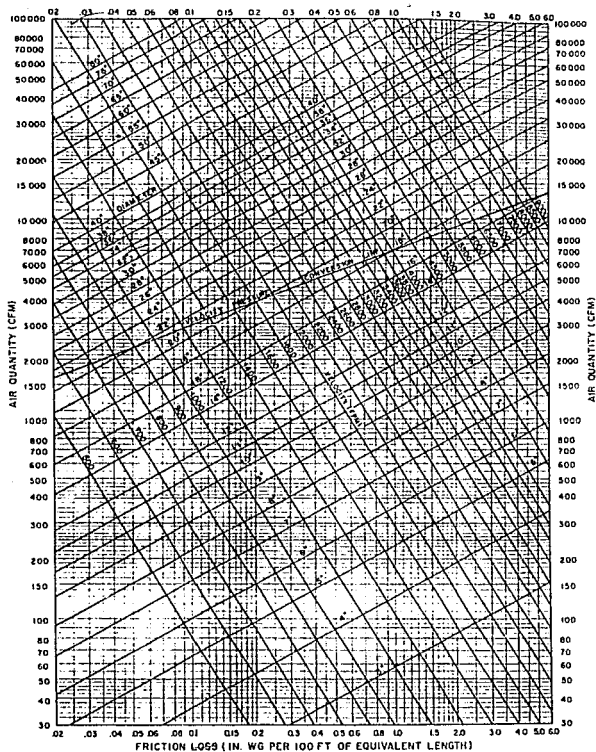


TABLE 10—FRICTION OF RECTANGULAR DUCT SYSTEM ELEMENTS



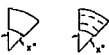






ELEMENT	CONDITIONS				L/D RATIO 1	
	R/D					
Rectangular Radius Elbow		L/D Ratio				
		.5	.75	1.00	1.25*	1.50
		33	14	9	5	4
		45	18	11	7	4
		80	30	14	8	5
		125	40	18	12	7
Rectangular Vaned Radius Elbow		R/D				
		L/D Ratio				
		18	10	8	7	7
		12	8	7	7	7
		10	7	7	7	6
90° Elbow		Vaned or Unvaned Radius Elbow			X/90 times value for similar 90° elbow	
Rectangular Square Elbow		No Vanes			60	
		Single Thickness Turning Vanes			15	
		Double Thickness Turning Vanes			10	
Double Elbow		S = O			15	
W/D = 1, R/D = 1.25°		S = D			10	
Double Elbow		S = O			20	
W/D = 1, R/D = 1.25°		S = D			22	
Double Elbow		S = O			15	
W/D = 1, R/D = 1.25° For Both		S = D			16	
Double Elbow		Direction of Arrow			45	
W/D = 2, R1/D = 1.25°, R2/D = .5		Reverse Direction			40	
Double Elbow		Direction of Arrow			17	
W/D = 4, R/D = 1.25° for both elbows		Reverse Direction			18	

TABLE 10—FRICTION OF RECTANGULAR DUCT SYSTEM ELEMENTS (Contd)

ELEMENT	CONDITIONS	VALUE OF $n_1$																												
Transition 	$V_2 = V_1$ S.P. Loss = $n_1 v_1$	.15																												
Expansion 	$n = \frac{v_2}{v_1}$ Angle "a" <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>v_2/v_1</math></th> <th>3°</th> <th>10°</th> <th>15°</th> <th>20°</th> <th>30°</th> <th>40°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>.20</td> <td>.83</td> <td>.74</td> <td>.68</td> <td>.62</td> <td>.52</td> <td>.45</td> </tr> <tr> <td>.40</td> <td>.87</td> <td>.83</td> <td>.78</td> <td>.74</td> <td>.68</td> <td>.64</td> </tr> <tr> <td>.60</td> <td>.93</td> <td>.87</td> <td>.84</td> <td>.81</td> <td>.79</td> <td>.77</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Regain = $n(v_{v1} - v_{v2})$	$v_2/v_1$	3°	10°	15°	20°	30°	40°	.20	.83	.74	.68	.62	.52	.45	.40	.87	.83	.78	.74	.68	.64	.60	.93	.87	.84	.81	.79	.77	
$v_2/v_1$	3°	10°	15°	20°	30°	40°																								
.20	.83	.74	.68	.62	.52	.45																								
.40	.87	.83	.78	.74	.68	.64																								
.60	.93	.87	.84	.81	.79	.77																								
Contraction 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math></th> <th>30°</th> <th>45°</th> <th>60°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>n</math></td> <td>1.02†</td> <td>1.04</td> <td>1.07</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = $n(v_{v2} - v_{v1})$ †Slope 1" in 4"	$\alpha$	30°	45°	60°	$n$	1.02†	1.04	1.07																					
$\alpha$	30°	45°	60°																											
$n$	1.02†	1.04	1.07																											
Abrupt Entrance 	S.P. Loss = $n_1 v_1$	.31																												
Bellmouth Entrance 		.03																												
Abrupt Exit 	S.P. Loss or Regain Considered Zero																													
Bellmouth Exit 																														
Re-Entrant Entrance 	S.P. Loss = $n_1 v_1$	.85																												
Sharp Edge Round Offsets 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>A_2/A_1</math></th> <th>0</th> <th>.25</th> <th>.50</th> <th>.75</th> <th>1.00</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>n</math></td> <td>2.5</td> <td>2.3</td> <td>1.9</td> <td>1.3</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = $n_1 v_1$	$A_2/A_1$	0	.25	.50	.75	1.00	$n$	2.5	2.3	1.9	1.3	0																	
$A_2/A_1$	0	.25	.50	.75	1.00																									
$n$	2.5	2.3	1.9	1.3	0																									
Abrupt Contraction 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>V_2/V_1</math></th> <th>0</th> <th>.25</th> <th>.50</th> <th>.75</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>n</math></td> <td>1.34</td> <td>1.24</td> <td>.96</td> <td>.52</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = $n_1 v_1$	$V_2/V_1$	0	.25	.50	.75	$n$	1.34	1.24	.96	.52																			
$V_2/V_1$	0	.25	.50	.75																										
$n$	1.34	1.24	.96	.52																										
Abrupt Expansion 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>V_2/V_1</math></th> <th>.20</th> <th>.40</th> <th>.60</th> <th>.80</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>n</math></td> <td>.32</td> <td>.48</td> <td>.68</td> <td>.82</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Regain = $n_1 v_1$	$V_2/V_1$	.20	.40	.60	.80	$n$	.32	.48	.68	.82																			
$V_2/V_1$	.20	.40	.60	.80																										
$n$	.32	.48	.68	.82																										
Pipe Running Thru Duct 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>D/D_1</math></th> <th>.10</th> <th>.25</th> <th>.50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>n</math></td> <td>.20</td> <td>.55</td> <td>1.00</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = $n_1 v_1$	$D/D_1$	.10	.25	.50	$n$	.20	.55	1.00																					
$D/D_1$	.10	.25	.50																											
$n$	.20	.55	1.00																											
Bar Running Thru Duct 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>D/D_1</math></th> <th>.10</th> <th>.25</th> <th>.50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>n</math></td> <td>.7</td> <td>1.4</td> <td>4.00</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = $n_1 v_1$	$D/D_1$	.10	.25	.50	$n$	.7	1.4	4.00																					
$D/D_1$	.10	.25	.50																											
$n$	.7	1.4	4.00																											
Element Over Obstruction 	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>D_1/D_2</math></th> <th>.10</th> <th>.25</th> <th>.50</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>n</math></td> <td>.07</td> <td>.23</td> <td>.90</td> </tr> </tbody> </table> S.P. Loss = $n_1 v_1$	$D_1/D_2$	.10	.25	.50	$n$	.07	.23	.90																					
$D_1/D_2$	.10	.25	.50																											
$n$	.07	.23	.90																											

Notes on page 47



## NOTES FOR TABLE 9

$l$  and  $D$  are in feet.  $D$  is the elbow diameter.  $l$  is the additional equivalent length of duct added to the measured length. The equivalent length  $l$  equals  $D$  in feet times the ratio listed.

[The value of  $n$  is the loss in velocity heads and may be converted to additional equivalent length of duct by the following equation.

$$l = n \times \frac{h_v \times 100}{K}$$

where:  $l$  = additional equivalent length, ft

$h_v$  = velocity pressure at  $V_1$ , in. wg (Conversion Line on Chart 7 or Table 8).

$K$  = friction loss/100 ft, duct diameter at  $V_1$ , in. wg (Chart 7).

$n$  = value for tee or cross

[Tee or cross may be either reduced or the same size in the straight thru portion

## NOTES FOR TABLE 10.

\*1.25 is standard for an unreamed full radius elbow.

$l$  and  $D$  are in feet.  $D$  is the duct dimension illustrated in the drawing.  $l$  is the additional equivalent length of duct added to the measured duct. The equivalent length  $l$  equals  $D$  in feet times the ratio listed.

[The value  $n$  is the number of velocity heads or differences in velocity heads lost or gained at a fitting, and may be converted to additional equivalent length of duct by the following equation

$$l = n \times \frac{h_v \times 100}{K}$$

where:  $l$  = additional equivalent length, ft.

$h_v$  = velocity pressure for  $V_1$ ,  $V_2$  or the difference in velocity pressure, in. wg (Conversion Line on Chart 7 or Table 8).

$K$  = friction loss/100 ft, duct cross section at  $h_v$ , in. wg (Chart 7).

$n$  = value for particular fitting.

TABLE 11—FRICTION OF ROUND ELBOWS






ELBOW DIAMETER (in.)	90° SMOOTH	90° 3-PIECE	90° 3-PIECE	45° 3-PIECE	45° SMOOTH
	 R/D = 1.5	 R/D = 1.5	 R/D = 1.5	 R/D = 1.5	 R/D = 1.5
ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)					
3	2.3	3	4	1.5	1.1
4	3	4	8	2	1.5
5	3.8	5	10	2.5	1.9
6	4.3	6	12	3	2.3
7	5.3	7	14	3.5	2.8
8	6	8	16	4	3
9	—	9	18	4.5	—
10	—	10	20	5	—
11	—	11	22	5.5	—
12	—	12	24	6	—
14	—	14	28	7	—
16	—	16	32	8	—
18	—	18	36	9	—
20	—	20	40	10	—
22	—	22	44	11	—
24	—	24	48	12	—

TABLE 12—FRICTION OF RECTANGULAR ELBOWS





DUCT DIMENSIONS (In.)		RADIUS ELBOW NO VANES	RADIUS ELBOW—WITH VANES		SQUARE ELBOWS			
								
W	D	Radius Ratio] R/D = 1.25	R <sub>1</sub> = 4" (Recommended)	R <sub>1</sub> = 3" (Acceptable)	Double Thickness Turning Vanes	Single Thickness Turning Vanes		
ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)								
			Vaness					
				Vaness				
96	48	31	45	2	43	3	40	60
	36	25	36	2	31	3	30	45
	30	22	31	2	28	2	25	37
	24	19	23	1	29	2	20	30
	18	16	28	1	25	2	17	25
	12	12						
72	48	28	44	2	41	3	35	60
	36	23	33	2	29	3	29	45
	30	21	28	2	25	2	25	37
	24	17	29	1	25	2	21	30
	20	15	23	1	19	2	18	25
	16	13	18	1	16	2	15	20
	12	12			15	1		15
60	48	27	41	2	39	3	33	60
	36	22	31	2	27	3	27	45
	30	19	25	2	21	2	23	37
	24	16	27	1	26	2	20	30
	20	14	22	1	21	2	17	25
	16	12	16	1	15	2	13	20
	12	10			14	1	10	15
48	48	45	35	3	34	3	29	60
	48	26	35	2	22	3	23	45
	36	20	26	2	22	2	20	37
	30	18	23	2	28	2	21	30
	24	15	24	1	21	2	18	25
	20	14	19	1	17	2	15	20
	16	11	15	1	14	2	12	15
	12	9			13	1	10	12
	10	8			11	1	8	10
	8	8			9	1	7	10
42	42	23	28	2	26	3	24	53
	36	20	24	2	21	3	22	43
	30	17	21	2	26	2	20	37
	24	15	21	1	19	2	16	30
	20	13	18	1	16	2	14	25
	16	11	14	1	13	2	12	20
	12	9			13	1	9	15
	10	8			10	1	8	12
	8	7			8	1	6	10
36	72	24	27	3	19	3	20	45
	36	19	22	2	22	2	18	37
	30	16	19	2	22	2	15	30
	24	14	20	1	22	2	13	25
	20	12	17	1	15	2	11	20
	16	10	13	1	12	2	9	15
	12	9			12	1	8	12
	10	8			9	1	6	10
	8	7			8	1	6	10
32	32	17	19	2	16	3	17	40
	30	16	18	2	21	2	17	37
	24	14	19	1	17	2	15	30
	20	12	16	1	14	2	12	25
	16	10	12	1	12	2	11	20
	12	8			12	1	8	15
	10	7			9	1	7	12
	8	6			8	1	6	10

TABLE 12—FRICTION OF RECTANGULAR ELBOWS (CONT.)

DUCT DIMENSIONS (in.)		RADIUS ELBOW NO VANES	RADIUS ELBOW—WITH VANES		SQUARE ELBOWS	
W	D	Radius Ratio <sup>1</sup> R/D = 1.25	R <sub>1</sub> = 4" (Recommended)		R <sub>1</sub> = 3" (Acceptable)	
ADDITIONAL EQUIVALENT LENGTH OF STRAIGHT DUCT (FT)						
			Vaness		Vaness	
28	28	15	14	2	17	3
	24	13	17	1	15	2
	20	12	15	1	13	2
	16	10	11	1	11	2
	12	8			11	1
	10	7			9	1
	8	6			8	1
34	96*	38	19	3		
	72*	32	17	3		
	48*	27	20	2	20	3
	24	13	16	1	14	2
	20	11	13	1	12	2
	16	10	11	1	10	2
	12	8			10	1
	10	7			8	1
	8	6			7	1
	6	5			6	1
20	80*	32	16	3		
	60*	26	19	2		
	40*	22	15	2	14	3
	20	11	12	1	10	2
	16	9	9	1	9	2
	12	7			9	1
	10	6			8	1
	8	5			7	1
	6	4			6	1
16	64*	26	9	3		
	48*	21	12	2	12	3
	32*	15	11	2	9	3
	16	9	8	1	8	2
	12	7			8	1
	10	6			6	1
	8	5			6	1
	6	4			4	1
12	48*	19	8	2		
	36*	16	7	2	7	3
	24*	11	8	1	8	2
	12	7			7	1
	10	6			5	1
	8	5			5	1
	6	4			4	1
10	40*	19	6	2		
	30*	13	6	2	8	2
	20*	9	7	1	6	2
	10	5			5	1
	8	4			5	1
	6	4			3	1
8	32*	13	5	2		
	24*	11	6	1	5	2
	16*	8	4	1	5	2
	8	4			4	1
	6	3			3	1
6	24*	10	4	1		
	18*	8	5	1	4	2
	12*	6			4	1
	6	3			3	1

<sup>1</sup>Denotes Hard Bends as shown

Hard Bend

Easy Bend

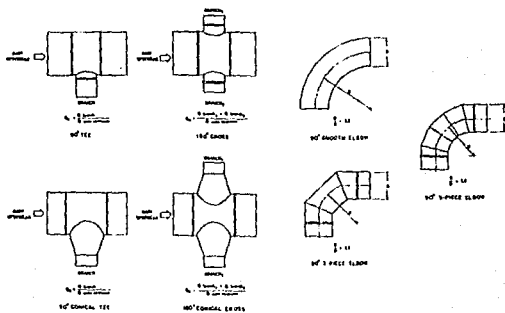
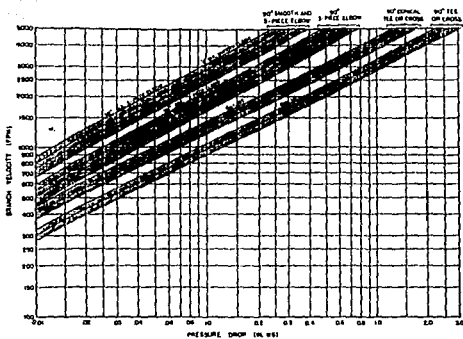
[For other radius ratios, see Table 11]

[For other vanes, see Table 11]

Vaness must be spaced at least 1/2" apart. See Table 11 for minimum spacing.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

CHART 9—LOSSES FOR ROUND FITTINGS  
Elbows, Tees and Crosses



- NOTES: 1 Loss for tee or cross is a function of the velocity in the branch. This represents the loss in static pressure from the main upstream to the branch.  $Q_2$  is the ratio of air quantity of the branch to the main upstream.
- 2 Loss for 45° smooth elbow is equal to one-half the loss for a 90° smooth elbow.
- 3 Loss for 45° 3-piece elbow is equal to one-half the loss for a 90° 3-piece elbow.

TABLE 18—WEIGHTS OF DUCT MATERIAL

WEIGHT (lb/sq ft)	GAGE (THICKNESS) (in.)	WEIGHT PER SHEET (lb)		
		36 x 96	48 x 96	48 x 120
<b>GALVANIZED STEEL, U.S. GAGE</b>				
.904	26 ga. (L022)	21.8	29.0	36.2
1.156	24 ga. (L028)	27.7	37.0	46.2
1.408	22 ga. (L034)	33.8	45.0	56.2
1.656	20 ga. (L040)	39.7	53.0	66.2
2.156	18 ga. (L052)	51.6	70.0	86.2
2.656	16 ga. (L064)	63.6	85.0	102.2
3.281	14 ga. (L080)	78.8	105.0	131.2
<b>HOT ROLLED STEEL, U.S. GAGE</b>				
.750	26 ga. (L0179)	18.0	24.0	30.0
1.000	24 ga. (L0239)	24.0	32.0	40.0
1.250	22 ga. (L0299)	30.0	40.0	50.0
1.500	20 ga. (L0359)	36.0	48.0	60.0
2.000	18 ga. (L0476)	48.0	64.0	80.0
2.500	16 ga. (L0396)	60.0	80.0	100.0
3.125	14 ga. (L0747)	78.0	104.0	130.0
5.625	10 ga. (L1345)	155.0	180.0	225.0
<b>ALUMINUM, B &amp; S GAGE (55)</b>				
.388	24 ga. (L020)	6.9	9.2	11.5
.355	22 ga. (L023)	8.6	11.3	14.2
.456	20 ga. (L032)	11.0	14.6	18.2
.575	18 ga. (L040)	15.8	18.4	23.0
.724	16 ga. (L051)	17.4	23.2	29.0
.914	14 ga. (L064)	22.0	29.2	36.6
1.03	12 ga. (L071)	24.7	33.0	41.3
<b>STAINLESS STEEL, U.S. GAGE (302)</b>				
.66	26 ga. (L016)	15.8	21.1	26.4
.79	24 ga. (L019)	18.9	25.2	31.6
1.02	22 ga. (L021)	23.2	33.6	42.0
1.31	20 ga. (L031)	31.3	42.0	52.5
1.58	20 ga. (L038)	37.8	50.4	63.0
2.10	18 ga. (L050)	50.4	61.2	81.0
2.43	16 ga. (L063)	65.0	84.0	105.0
3.76	14 ga. (L078)	78.7	104.9	131.2
<b>COPPER, OZ/SQ FT</b>				
1.00	16 oz. (L0216)	24.0	32.0	40.0
1.25	20 oz. (L027)	30.0	40.0	50.0
1.50	24 oz. (L033)	36.0	48.0	60.0
2.00	32 oz. (L0432)	48.0	64.0	80.0
2.25	36 oz. (L0486)	54.0	72.0	90.0
2.50	40 oz. (L0540)	60.0	80.0	100.0

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- CARRIER DESIGN MANUAL PARTE 2 DISTRIBUCION DE AIRE
- 2.- CARRIER DESIGN MANUAL PARTE 1 CARGA ESTIMADA
- 3.- DESMOND R.M.  
B.V. KARLEKAR  
TRANSFERENCIA DE CALOR 2a. EDICION  
ED. INTERAMERICANA
- 4.- MARKS MANUAL DEL INGENIERO MECANICO  
OCTAVA EDICION  
THEODORE BAUMEISTER  
EUGENE A. AVALLONE  
McGRAW-HILL