

870117

7

2ej

Universidad Autónoma de Guadalajara

Incorporada a la Universidad Nacional Autónoma de México

INGENIERIA MECANICA ELECTRICA



FALLA DE ORIGEN

"PROYECTO, DISEÑO Y SELECCION DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA SALA AUTOMATICA DEL PRIMER PISO DE LA CENTRAL TELEFONICA GDL TLAQUEPAQUE"

TESIS PROFESIONAL  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A  
A B E L O R T I Z A R R E O L A  
GUADALAJARA, JAL., DICIEMBRE DE 1995



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

Todo el material contenido en esta tesis 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.



ESCUELA DE INGENIERIA INDUSTRIAL Y MECANICA ELECTRICA

Guadalajara, Jal., 6 de Septiembre de 1994.

Al Pasante de  
Ingeniero Mecánico Electricista  
Área: Mecánica  
Sr. Abel Ortiz Arreola  
P r e s e n t e .

En contestación a su solicitud de fecha 4 de Abril del presente año, me es grato informar que la Comisión de Tesis que me honro en presidir, aprobó como tema que usted deberá desarrollar para su examen de Ingeniero - Mecánico Electricista, el que a continuación transcribo:

" PROYECTO, DISEÑO Y SELECCION DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA SALA AUTOMATICA DEL PRIMER PISO DE LA CENTRAL TELEFONICA GOL TLAQUEPAQUE "

INTRODUCCION  
ANTECEDENTES  
I.- CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO  
II.- DISEÑO Y CALCULO DE DUCTOS  
III.- SELECCION DEL EQUIPO  
IV.- COSTOS DEL EQUIPO E INSTALACION  
CONCLUSIONES  
BIBLIOGRAFIA

Ruego a usted tomar nota que la copia fotografiada del presente oficio, deberá ser incluida en cada uno de los preliminares de su Tesis.

A T E N T A M E N T E .  
" CIENCIA Y LIBERTAD "

ING. MANUEL URIARTE RAZO  
DIRECTOR  
ESC. DE ING., IND. Y MEC. ELECT.

GUADALAJARA, JAL., A 4 DE ABRIL DE 1994.

ABEL ORTIZ ARREOLA,  
CLARIN 34. S. H.  
COL. VILLASENOR.  
GUADALAJARA, JAL.

H. COMISION DE TESIS.  
ESCUELA DE INGENIERIA.  
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA.  
GUADALAJARA, JAL.

ESTIMADOS MIEMBROS DE LA H. COMISION:

POR ESTE MEDIO, ME PERMITO DIRIJIRME A USIDES, CON EL FIN DE SOLICITAR LA --  
MODIFICACION O ANEXO AL TEMA DE TESIS, QUE TENGO AUTORIZADO Y ES EL SIGUIENTE: "PROYEC  
TO, DISEÑO Y SELECCION DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA LA SALA AUTOMATICA DEL --  
PRIMER PISO DE LA CENTRAL TELEFONICA GDL TLAQUEPAQUE".

EL DESARROLLO DEL TEMA AUTORIZADO ES EL SIGUIENTE:

INTRODUCCION.

- 1.- CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.
- 2.- DISEÑO Y CALCULO DE DUCTOS.
- 3.- SELECCION DEL EQUIPO.

CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFIA.

TABLAS, GRAFICAS Y PLANOS.

EL DESARROLLO DEL TEMA SOLICITANDO AUTORIZACION ES EL SIGUIENTE:

INTRODUCCION.

- 1.- CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.
- 2.- DISEÑO Y CALCULO DE DUCTOS.
- 3.- SELECCION DEL EQUIPO.
- 4.- COSTOS DEL EQUIPO E INSTALACION.

CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFIA.

TABLAS, GRAFICAS Y PLANOS.

DESARROLLO DE LOS TEMAS:

INTRODUCCION.

SE DA UNA PEQUENA EXPLICACION, DE COMO FUE QUE EMPEZO A UTILIZARSE EL AIRE -  
ACONDICIONADO PARA PRODUCIR CONFORT Y CONTROL PARA PRODUCTOS INDUSTRIALES. DESPUES, SE  
CONSTRUYERON EDIFICIOS QUE HAN PERMITIDO LA CREACION DE MEJORES CONDICIONES DE COMODIDAD.

GUADALAJARA, JAL., A 4 DE ABRIL DE 1994.

1.- CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.

PARA EL BUEN FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO DE COMUJACION DE LA CENTRAL TELEFONICA, ES NECESARIO TENER CIERTAS CONDICIONES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD DENTRO DE LA SALA, ES POR ELLO QUE SE TIENE QUE ABATIR LAS GANANCIAS DE CALOR POR CONDUCCION O TRANSMISION A TRAVES DE BARRERAS, AL EFECTO SOLAR, POR INFILTRACION, POR LOS OCUPANTES, MAQUINAS Y APARATOS ELECTRICOS, ALUMBRADO Y VENTILACION.

2.- DISEÑO Y CALCULO DE DUCTOS.

EL VENTILADOR QUE SE INSTALE, DEBE TENER UNA CAPACIDAD ADECUADA EN CUANTO A LA CANTIDAD DE AIRE Y UNA PRESION ESTATICA IGUAL, O MAYOR QUE LA RESISTENCIA TOTAL DEL SISTEMA DE DUCTOS

SE DEBE HACER UN TRAZADO DE DUCTOS TAN DIRECTO COMO SEA POSIBLE, EVITAR VUELTAS AGUDAS, NO SE DEBE TENER DUCTOS DESPROPORCIONADOS NI TAMPOCO MUY PEQUEÑOS.

3.- SELECCION DEL EQUIPO.

EN EL MERCADO EXISTE UNA GRAN DIVERSIDAD DE MARCAS Y MODELOS DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO, PARA ELEGIR O SELECCIONAR EL EQUIPO QUE SE VA A INSTALAR, DEPENDERA DE VARIOS FACTORES, COMO SON: AREA DISPONIBLE PARA LA INSTALACION DE LOS EQUIPOS, COSTO, TIEMPO DE ENTREGA, FACILIDAD PARA CONSEGUIR REFACCIONES, ETC.

4.- COSTOS DEL EQUIPO E INSTALACION.

SE ANEXA ESTE CAPITULO CON EL FIN DE DARNO CUENTA LO QUE CUESTA EL TENER LAS LAS CONDICIONES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD QUE REQUIERE EL EQUIPO TELEFONICO.

CONCLUSIONES.

EN EL DESARROLLO DE ESTE TRABAJO, HE TRATADO DE ENCONTRAR, ANALIZAR Y PLASMAR LO MEJOR DE LA INFORMACION DE LOS LIBROS DE TEXTO, INFORMACION DE LOS FABRICANTES, CURSOS, CONFERENCIAS Y ADEMAS, EL RESULTADO DE LA EXPERIENCIA OBTENIDA EN LOS AÑOS DE TRABAJO, EN TELEFONOS DE MEXICO S.A. DE C.V. Y EN OTRAS EMPRESA EN LAS CUALES HE PRESTADO MIS SERVICIOS.

AGRADECIENDO DE ANTEMANO LAS ATENCIONES PRESTADAS A LA ESTA SOLICITUD, QUEDO DE USTEDES COMO SU ATTO. Y S.S.

FALLA DE ORIGEN

  
MUEL LUIS HERRERA

" PROYECTO, DISEÑO Y SELECCION DEL  
EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO PARA  
LA SALA AUTOMATICA DEL PRIMER PISO  
DE LA CTL. GUAD. TLAQUEPAQUE. "

## INTRODUCCION.-

Para toda clase de equipos de Central Telefónica es importante el ambiente para la confiabilidad y el funcionamiento del equipo. Esta especificación del ambiente cubre algunos de los requisitos más importantes para salas usadas para operación del equipo de Central Telefónica.

Esta especificación tiene por fin asegurar un buen resultado de operación y una larga vida útil del equipo.

Los requisitos climáticos para operación del equipo de Central Telefónica se especifican en la figura # 1.

La temperatura y humedad se han de medir a 59 plg (150 cm) sobre el piso y a una distancia de por lo menos de 15 plg (38 cm) de cualquier superficie termorradiadora, cuando el equipo disipa el calor normal de operación.

Temperatura y humedad

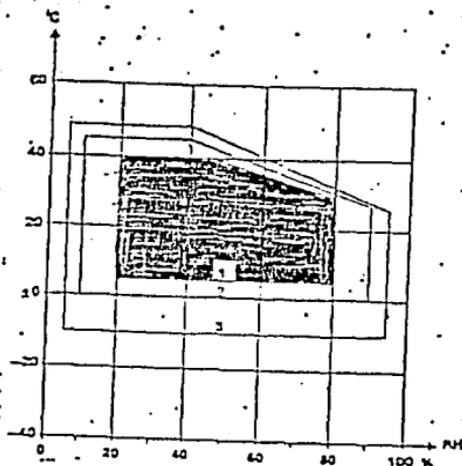


Figura 1

FALLA DE ORIGEN

La curva 1 cubre los requisitos en condiciones normales de operación, aunque en los límites superiores de temperatura y humedad se comienza a tener problemas de bloqueo del equipo de conmutación.

La curva 2 cubre los límites en donde la Central sigue funcionando, en parte, y otras se van bloqueando.

La curva 3 cubre los límites en donde el equipo de conmutación tiene bloqueo total y reducción de su vida útil de un 5 %.

Humedad relativa del aire:

Las ventajas de humedad alta.

- a).- Reducción de la carga estática de partículas de polvo.
- b).- Reducción de la resistencia eléctrica en los contactos.

Desventajas de humedad alta.

- a).- Corrosión de superficies de metal.
- b).- Empeoramiento de la resistencia del aislamiento en los cables.

Teniendo en cuenta estos diferentes factores, la humedad del aire ha de ser lo más elevada posible pero no hasta tal punto que cause corrosión o empeore el aislamiento.

Las experiencias y pruebas han demostrado que los mejores resultados se obtienen a una humedad relativa del 50 - 60 %.

Los componentes de conmutación de una Central están colocados muy cerca uno de otro, lo cual lleva a una concentración de calor bastante grande. Para eliminar el calor se necesita de un equipo de acondicionamiento de aire.

Se dijo anteriormente que los equipos de conmutación trabajan sin que sean afectados en forma digna de mención por temperaturas de 0 a 40 °C; pero las experiencias han demostrado que los mejores resultados se obtienen teniendo en

la sala una temperatura de 18 °C a 23 °C.

Basandonos en lo que hasta aquí se ha expuesto, se tiene como norma, para cualquier Central Telefónica, para que el equipo de Conmutación y Radio tengan un adecuado funcionamiento y una larga vida útil, deben de instalarse en áreas que tengan una temperatura media de 71 °F (21.6 °C), y una humedad relativa media del 60 %.

Así las cosas, estas son las condiciones que se deben tener en las Salas Automáticas en el primero y segundo piso de la Central "Guad. Tlaquepaque", ubicada en el cruce de la calle Constitución y la Av. Niños Heroes, en Tlaquepaque, Lalisco.

# CAPITULO No. 1

## CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.

Con un equipo de aire acondicionado podemos modificar a voluntad todas las características del aire o parte de ellas, según las necesidades que se tengan.

En este capítulo vamos a calcular la carga térmica de una Central Automática, ubicada en el primer piso del edificio. El equipo instalado, tanto en el primer piso como en el segundo, son exactamente iguales, quedando el tercer piso vacío para un aumento en un futuro cercano, como decía, como el equipo del primero y segundo piso son iguales, solamente se harán cálculos del primer piso, aplicables al segundo.

Datos para el cálculo.

El local está adaptado para alojar 14,040 líneas de números telefónicos. Contiene 116 lámparas de 50 watts c/u, - en la sala automática y área de control.

Se encuentran trabajando 5 personas en la sala a acondicionar.

Se requiere un temperatura en la sala automática de  $69.8 \pm 3.6 \text{ } ^\circ\text{F}$  ( $21 \pm 2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) y una humedad relativa de  $60\% \pm 5\%$ .

Condiciones de diseño				Pared Exterior (Sq Ft)			
	Exterior	Interior	Diferencia		Pared bruta	vegetación	Carga neta.
BS	91	71	20	N	973	0	973
BH	68	62	6	E	2,118	0	2,118
%Hr	30	60	-30	S	658	0	658
				W	1,860	48	1,812
				Paredes interiores: 573			

Muros: De bloque de hormigón de 8".

Piso: Construido de concreto de 4" de espesor y 1 1/2 " de aplanado.

Techo: Del primer nivel, es el piso del segundo nivel y del segundo nivel es el piso del tercer nivel.

El cálculo de la carga de refrigeración debe ser precisa, para que la instalación del equipo sea económico y práctico.

Se le llama carga de refrigeración a la cantidad de calor que debe removerse con el equipo de refrigeración y se debe a las ganancias siguientes:

- 1.- Ganancia de calor por conducción o transmisión a través de las barreras que puede haber, tales como paredes, ventanas, puertas, techos, particiones y pisos y que es ocasionada por la diferencia de temperatura entre los dos lados de la barrera.
- 2.- Ganancia de calor debida al efecto solar.
  - a).- Calor transmitido por radiación a través de cristales.
  - b).- Calor absorbido por paredes o techos expuestos a los rayos solares.
- 3.- Calor y humedad debida al aire de infiltración.
- 4.- Carga de calor de los ocupantes ( sensible y latente ).
- 5.- Carga de calor de máquinas, aparatos, alumbrado o cualquier equipo que genere calor.

El calor solar ganado a través de muros y techos es más complejo de calcular, ya que cuando el sol calienta la superficie se inicia un flujo de calor hacia el interior del espacio, hasta llegar a un máximo; después, el flujo disminuye poco a poco durante la noche y vuelve a aumentar cuando el sol calienta de nuevo la pared.

Este cálculo se simplifica usando el concepto de "Tem-

peratura aire-sol ", desarrollado por "Mackey y Wright ".  
 La temperatura aire-sol, es una temperatura del aire tal, -  
 que en la ausencia de efectos de radiación de al espacio --  
 interior la misma cantidad de calor que la combinación de -  
 radiación incidente del sol, energía radiante del espacio -  
 y convección del aire exterior.

Para encontrar el calor ganado por el sol, se usan las  
 tablas 17-7 del libro de Jennings-Lewis, que indican la tem  
 peratura equivalente que se debe usar en paredes y techos.  
 Estas tablas estan basadas en una diferencia de  $\Delta t$  de  $15^{\circ}\text{F}$ .  
Puntos ly2).- Ganancias de calor por transmisión y radiación  
 solar, a través de muros y puertas.

Los coeficientes de transmisión de calor que  
 usaremos son obtenidos de la tabla 4-6 de J.-  
 Lewis.

Muros  $U=0.56 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^{\circ}\text{F}$  ( $2.7328 \text{ Kcal/Hr-m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$ )

Piso  $U=0.30 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^{\circ}\text{F}$  ( $1.464 \text{ Kcal/Hr-m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$ )

Puerta  
 metálica  $U=1.3 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^{\circ}\text{F}$  ( $6.3 \text{ Kcal/Hr-m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$ )

$1 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^{\circ}\text{F} = 4.88 \text{ Kcal/Hr-m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$

NORTE ( a las 2 p.m., color ligero).

$A = \text{área.}$

$A = 973 \text{ sq ft}$  ( $90.4 \text{ m}^2$ )

$U = 0.56 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^{\circ}\text{F}$

$Q = AU\Delta t$

$Q_s = 973 \times 0.56 \times 5$

$Q_s = 2,724 \text{ Btu/Hr}$  ( $686.5 \text{ Cal/Hr}$ )

ESTE:  $A = 2,118 \text{ sq ft}$  ( $196.8 \text{ m}^2$ )

$U = 0.56 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^{\circ}\text{F}$

$\Delta t = 5 + 14$

$\Delta t = 19$

$Q_s = 2,118 \times 0.56 \times 14$

$Q_s = 16,605.12 \text{ Btu/Hr}$  ( $4,184.5 \text{ Cal/Hr}$ )

SUR:

$$A = 658 \text{ sq ft } (61.15 \text{ m}^2)$$

$$U = 0.56 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^\circ\text{F}$$

$$At = 5 + 6$$

$$At = 11 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_s = 0.56 \times 658 \times 11$$

$$Q_s = 4,053.28 \text{ Btu/Hr } (1,021.4 \text{ Cal/Hr})$$

OESTE :

$$A = 1,812 \text{ sq ft } (168.4 \text{ m}^2)$$

$$U = 0.56 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^\circ\text{F}$$

$$At = 5 + 4$$

$$At = 9 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_s = 0.56 \times 1,812 \times 9$$

$$Q_s = 9,132.48 \text{ Btu/Hr } (2,301.4 \text{ Cal/Hr})$$

INTERIORES :

$$A = 573 \text{ sq ft } (53.3 \text{ m}^2)$$

$$U = 0.56 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^\circ\text{F}$$

$$At = 10 \text{ }^\circ\text{F } ( \text{ Se toma el valor de } 10 \text{ }^\circ\text{F} \text{ cuando existe - un espacio no acondicionado).}$$

$$Q_s = 0.56 \times 573 \times 10$$

$$Q_s = 3,209 \text{ Btu/Hr } (808.7 \text{ Cal/Hr})$$

PUERTA:

$$A = 48 \text{ sq ft } (4.46 \text{ m}^2)$$

$$U = 1.3 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^\circ\text{F}$$

$$At = t_{\text{exterior}} - t_{\text{interior}}$$

$$At = 91 - 71$$

$$At = 20 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_s = 1.30 \times 48 \times 20$$

$$Q_s = 1,248 \text{ Btu/Hr } (314.5 \text{ Cal/Hr})$$

FISO: ( la planta baja en una área no acondicionada ).

$$A = 5,111 \text{ sq ft } (475 \text{ m}^2)$$

$$U = 0.30 \text{ Btu/Hr-sq ft-}^\circ\text{F}$$

$$At = 10 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_B = 5,111 \times 0.30 \times 10$$

$$Q_B = 15,333 \text{ Btu/Hr } (3,864 \text{ Cal/Hr})$$

El calor total ganado por transmisión y radiación solar en forma de calor sensible, a través de muros, piso y una puerta, en la pared oeste, que se utiliza para manio---bras. Cabe señalar que no se hace ningún cálculo para el te---cho, pues, el piso superior es una área acondicionada.

$$Q_{st} = 2,724.4 + 16,605.12 + 4,053.28 + 9,132.48 + 3,209 + \dots \\ + 1,248 + 15,333$$

$$Q_{st} = 52,305 \text{ Btu/Hr } (13,181 \text{ Cal/Hr})$$

PUNTO 3.- Calor y Humedad debida al aire de infiltración.

El aire de infiltración entra por fugas a través de --hendiduras en las ventanas, a través de las puertas cuando éstas se abren, a través de poros en las paredes o de otras aberturas y de la velocidad del viento.

Aún cuando exista una presión positiva en el espacio - acondicionado, se tendrá alguna infiltración si está soplan---do viento en el exterior.

Basandonos en las investigaciones y estadísticas efec---tuadas por el Instituto de Astronomía y Meteorología de la Universidad de Guadalajara, en el mes de mayo, se presentan las más altas temperaturas y se tiene una velocidad del ---viento promedio de 4.972 mph, que para cálculos lo redondea---remos a 5 mph.

Para determinar la infiltración, usando la tabla 5-3 - del libro de J.-Lewis, tenemos que, para puertas mal ajusta---das y para una velocidad del viento de 5 mph, el factor es de  $54 \text{ ft}^3/\text{hr}$ .

En la pared oeste, como ya se mencionó, se tiene una -  
puerta para subir o bajar equipo, de 6.56 x 7.2 ft ( 2.0 x  
2.20 mt), pivotada verticalmente y abierta en el centro, -  
la hendidura de esta puerta es:

$$3( 7.2 ) + 2( 6.56 ) = 34.72 \text{ ft (10.58 mt) de hendidura.}$$

$$54 \text{ ft}^3/\text{hr-ft} \times 34.72 \text{ ft} = 1,875 \text{ ft}^3/\text{hr (53.10 mt}^3/\text{hr), de -}$$

infiltración.

Existe, además otra puerta interior, por donde se tie-  
ne una cantidad adicional de infiltración, debido a la abe-  
rtura de la puerta de 2.95 x 7.2 ft (0.90 x 2.20 mt), por el  
tránsito del personal que ahí labora, esta infiltración se  
estima usando la tabla 17-10, de J.-Lewis. Utilizando el va-  
lor de 2.0 ft<sup>3</sup>/min por persona, entrando al espacio, se tie-  
ne:

$$2.0 \text{ ft}^3/\text{min} \times 5 = 10 \text{ ft}^3/\text{min.}$$

$$10 \times 60 = 600 \text{ ft}^3/\text{hr (17 mt}^3/\text{hr).}$$

La infiltración total por puertas es:

$$1,875 + 600 = 2,475 \text{ ft}^3/\text{hr (70.1 mt}^3/\text{hr).}$$

Es poco probable que ocurra esta infiltración total de  
aire, ya que el acondicionador mantiene una presión positi-  
va. Para un diseño conservador, se debe considerar esta can-  
tidad total de infiltración.

Ahora, vamos a determinar cual es la carga de enfria-  
miento para el aire de infiltración, como sigue:

El aier exterior está a: 91 °F BS y 68 °F BH.  
 Con la carta psicrométrica obtenemos:  
 Temperatura del punto de rocío = 57.5 °F.

Volumen específico = 14.1 ft<sup>3</sup>/lb de aire seco.

Humedad = 71 granos de humedad/lb -  
 de aire seco.

El aire interior está a: 71 °F BS y 62 °F BH.  
 Con la carta psicrométrica obtenemos:

Temperatura del punto de rocío = 53.2 °F.

Volumen específico = 13.6 ft<sup>3</sup>/lb de aire seco.

Humedad = 68 granos de humedad/lb -  
 de aire seco.

Infiltración total = 2,475 ft<sup>3</sup>/Hr (70.1 m<sup>3</sup>/Hr)

$$M = \frac{\text{Infiltración total.}}{\text{Volumen específico del aire exterior.}}$$

$$M = \frac{2,475 \text{ ft}^3/\text{Hr}}{14.1 \text{ ft}^3/\text{lb}}$$

$$M = 175.53 \text{ lb/Hr.}$$

La carga sensible por eliminar, la obtenemos por medio de la ecuación,

$$Q_s = M C_p (t_i - t_s)$$

$M$  = Aire infiltrado al espacio en lb/Hr.

$C_p$  = Calor específico del aire húmedo (0.244 Btu/Hr).

$t_i$  = Temp. exterior °F BS.

$t_s$  = Temp. interior °F BS.

Entonces la ecuación nos queda:

$$Q_{Si} = 0.244M(t_i - t_s)$$

Substituyendo los valores que tenemos,

$$Q_{Si} = (0.244)(175.53)(91 - 71)$$

$$Q_{Si} = 856.6 \text{ Btu/Hr (215.86 Cal/Hr)}$$

La carga de humedad en el aire de infiltración es:

$$(175.53)(71 - 68) = 526.6 \text{ gramos/Hr.}$$

El valor de la carga latente, la obtenemos con la ecuación:

$$Q_{Li} = \frac{3}{20} \times \text{gr/Hr.}$$

$$Q_{Li} = \frac{3}{20} \times 526.6 \text{ gr/Hr.}$$

$$Q_{Li} = 79 \text{ Btu/Hr (19.9 Cal/Hr)}$$

4.- Carga de calor de los ocupantes (Sensible y Latente de 5 personas).

La carga térmica cedida por personas en un local dado puede calcularse con la ayuda de la tabla 10-3 de J.-Lewis. La carga térmica depende del tipo de actividad de las personas y se divide en dos partes: la parte asociada con el enfriamiento sensible de las personas y la parte asociada con el enfriamiento latente de las personas.

La sala automática se mantiene a 71 °F BS y 62 °F RH, usando los datos de la tabla 10-3 de J.-Lewis, para personas caminando; sentado; de pie; caminando lentamente, la ganancia total de calor disipado se obtiene como sigue:

	<u>Calor sensible.</u>	<u>Calor latente.</u>
5 x 200	1,000	
5 x 300		1,500
Ganancia de calor =	1,000	1,500

5.- Carga de calor de máquinas, aparatos, alumbrado o cualquier equipo que genere calor.

En especial debe siempre considerarse esta parte de la carga térmica en los cálculos del sistema y tiene que considerarse con mucho cuidado si es en forma sensible o si sólo una parte es sensible y el resto latente. Tiene que asegurarse también si esta parte de la carga térmica realmente se tiene dentro del espacio.

El calor equivalente de la energía entregada al aire por el ventilador es entregado por el sistema de ductos al espacio acondicionado. Su cálculo puede ser fácil al conocer los caballos aire proporcionados al aire. Sin embargo en los cálculos de la carga sensible se agrega un 10% para imprevistos y dentro de esa cantidad se supone que queda considerada la carga del ventilador.

Tenemos 116 lámparas de 50 Watts cada una, en la sala automática y área de control, entonces,

$$Q = \text{No. lamp.} \times \text{Watts c/u} \times 1.20 \times 0.75 \times 3.4$$

3.4 = Factor para convertir Watts a Btu/Hr.

Según el libro "Manual Práctico de Instalaciones Eléctricas", de H.P. Richter, las lámparas fluorescentes, consumen además de los watts marcados, un pequeño consumo adicional por la reactancia de la balastro, que puede calcularse entre el 10 y el 20 % del consumo de la propia lámpara. Para este caso, elegimos el 20 %, por lo tanto:

$$Q_s = 116 \times 50 \times 1.20 \times 0.75 \times 3.4$$

$$Q_s = 17,748 \text{ Btu/Hr (4,472.5 Cal/Hr)}$$

La carga total de enfriamiento en el espacio de la sala automática y área de control es la siguiente:

	<u>FUNTOS.</u>	<u>SENSIBLE.</u>	<u>LATENTE.</u>
1 y 2.-	Transmisión y ganancia de calor.	52,305.0	-----
3.-	Infiltración por puertas.	566.6	79.0
4.-	Carga humana.	1,000.0	1,500.0
5.-	Carga de máquinas y alumbrado.	138,043.0	-----
	Carga Total	192,204.6	1,579.0

$$Q_{ts} = 192,204.6 \text{ Btu/Hr (48,345.6 Cal/Hr)}$$

La cantidad de aire de circulación debe ser la adecuada para manejar la carga de enfriamiento. Mientras menor sea la temperatura del aire suministrado menor será la cantidad de aire necesario para circulación, pero la temperatura mínima es determinada por el arreglo que se tenga en cada sistema, por la necesidad de evitar tiros de aire de paso por zonas más frías, por la altura del cielo falso y por el alcance o tiro necesario de rejillas. Según el libro "Aire Acondicionado y Refrigeración", de J.-Lewis, en las instalaciones para acondicionamiento en el verano, en general la temperatura de diseño del aire de suministro es de 5 a 20° menor que la temperatura del cuarto. Para fines prácticos la diferencia de la temperatura del aire suministrado y del aire del cuarto no deberá exceder de 2° por pie de altura entre el piso y el cielo falso.

Después que se ha calculado la carga de enfriamiento del espacio, hay que calcular la cantidad de aire necesario, utilizando la carga de calor sensible, con la ecuación:

$$Q_s = M C_p (t_i - t_s)$$

donde  $Q_s$  = Carga de enfriamiento del espacio, Btu/hr.

$M$  = Aire suministrado al espacio, en lb/hr.

$C_p$  = Calor específico del aire húmedo (aproximadamente 0.244), en Btu/lb/°F

$t_i$  = Temperatura que se tiene en el espacio interior en °F BS.

$t_s$  = Temperatura del aire de suministro que está entrando al espacio, en °F BS.

El espacio que ocupa la sala automática es de 37.7 x 121.4 x 17.2 ft (11.5 x 37.0 x 5.25 mt), queremos que este espacio tenga una temperatura de 71 °F (21.6 °C), basándonos en la relación antes vista de J.-Lewis, de 2 grados -- por pie de altura entre el piso y el cielo falso, la temperatura del aire de suministro sería de 37 °F; pero, también es válido que esa temperatura sea entre 5 a 20 grados menor que la temperatura del espacio, por lo tanto vamos a escoger una temperatura del aire de suministro de  $t_s = 60$  grados Fahrenheit.

Entonces tenemos que:

$$Q_s = 0.244 M(t_1 - t_s)$$

$$192,204.6 = 0.244 M(71 - 60)$$

$$192,204.6 = M \times 2.684$$

$$M = 71,611.35 \text{ lb/HR}$$

El mismo aire frío que absorbe la carga de calor sensible, entra al espacio con un cierto valor de humedad específica ( $W_{s1}$  granos por lb), aumenta su humedad específica a las condiciones que se tienen en el interior ( $W_{s2}$  -- granos/lb), absorbiendo el aire suministrado la carga de calor latente del espacio. El aumento de humedad en granos por lb de aire seco es ( $W_{s2} - W_{s1}$ ). El valor del calor latente de vaporización para el vapor de agua es de 1,050 a 1,060 Btu/lb, si se usa el valor de 1,060 es peso del aire seco por hora es de:

$$M = \left( \frac{Q_L}{1,060} \times 7,000 \right) \frac{1}{(W_{s2} - W_{s1})}$$

Por lo tanto, la carga latente del espacio, en Btu/Hr se puede expresar como:

$$Q_L = K (W_{s2} - W_{s1}) \left( \frac{1,060}{7,000} \right)$$

$$Q_L = K (W_{s2} - W_{s1}) \left( \frac{3}{20} \right)$$

Para las condiciones interiores de 71 °F BS y 60 % de humedad relativa,

$$W_{s2} = 68 \text{ granos /lb}$$

entonces,

$$1,579.0 = \frac{3}{20} \times 71,511.25 (68 - W_{s1})$$

$$1,579.0 = 10,741.7 (68 - W_{s1})$$

$$1,579.0 = 730,435.6 - 10,741.7 W_{s1}$$

$$10,741.7 W_{s1} = 730,435.6 - 1,579.0$$

$$10,741.7 W_{s1} = 728,856.6$$

$$W_{s1} = 67.8 \text{ granos/lb}$$

Viendo la carta psicométrica se tiene que para la humedad específica  $W_{s1} = 67.8$  granos/lb y  $60^\circ\text{F}$  BE, (condiciones del aire de suministro), obtenemos los puntos:

Temperatura BH =  $77.8^\circ\text{F}$

Humedad relativa = 85 %

Volumen específico =  $13.3 \text{ ft}^3/\text{lb}$

V = Cantidad de aire suministrado por el ventilador, en  $\text{ft}^3/\text{min}$  ( $\text{m}^3/\text{min}$ ).

$$V = \frac{M \times \text{Volumen específico.}}{60}$$

$$V = \frac{71,611.25 \times 13.3}{60}$$

$$V = 15,873.8 \text{ ft}^3/\text{min} \text{ (} 449.55 \text{ m}^3/\text{min)}$$

En todos los sistemas de acondicionamiento de aire, - debe de circular una cierta cantidad de aire nuevo, necesario para ventilación de la sala y con ello evitar que el aire interior se envíe.

Basándonos en la tabla 10-4, de J.-Lewis, donde se recomienda, se usen  $15 \text{ ft}^3/\text{min}$  ( $0.425 \text{ m}^3/\text{min}$ ), por persona, ya se mencionó anteriormente que en la sala automática, la boran 5 personas, por lo cual, el aire exterior necesario para ventilación es :

$$15 \text{ ft}^3/\text{min} \times 5 = 75 \text{ ft}^3/\text{min} \text{ (} 2.12 \text{ m}^3/\text{min)}$$

El aire necesario para ventilación (  $75 \text{ ft}^3/\text{min}$  ), - está a  $91 \text{ }^\circ\text{F}$  BS y  $68 \text{ }^\circ\text{F}$  BH y tiene un volumen específico - de  $14.1 \text{ ft}^3/\text{lb}$  y una humedad  $W_o = 66 \text{ granos/lb}$ , entonces:

$M_v =$  Peso del aire de ventilación.

$$M_v = \frac{75 \times 60}{14.1}$$

$$M_v = 319.15 \text{ lb/Hr (144.7 kg/Hr)}$$

El volumen de la sala automática es de  $78,721 \text{ ft}^3$  y - para  $75 \text{ ft}^3/\text{min}$  ( $4,500 \text{ ft}^3/\text{Hr}$ ), de ventilación, se tiene - entonces, que el número de cambios positivos de aire nuevo exterior por hora es de:

$$\frac{4,500 \text{ ft}^3/\text{Hr}}{78,721} = 0.057 \text{ Cambios de aire/hr.}$$

La carga de enfriamiento del aire de ventilación, la vamos a obtener con la fórmula:

$$Q_{TV} = M_v (h_e - h_s)$$

$h_e =$  Entalpía del aire exterior.

$h_s =$  Entalpía del aire de suministro.

Con la carta psicométrica, obtenemos para  $t_o = 91 \text{ }^\circ\text{F}$  BS y  $t_e = 68 \text{ }^\circ\text{F}$  BH,  $h_e = 32.4 \text{ Btu/lb}$  de aire seco.

Para las condiciones del aire de suministro  $t_s = 60$  °F  
35 y  $t_g = 57.8$  °F BH, se tiene una entalpía  $h_g = 25.1$  Btu/  
lb de aire seco.

Entonces,

$$Q_{ev} = 319.15(32.4 - 25.1)$$

$$Q_{ev} = 2,329.8 \text{ Btu/Hr } (>37.11 \text{ Cal/Hr}).$$

La cantidad de aire recirculado es:

$M_r$  = Peso del aire recirculado.

$$M_r = 71,611.25 - 319.15$$

$$M_r = 71,292.1 \text{ lb/Hr } (32,405.5 \text{ kg/Hr})$$

La carga de enfriamiento total del aire recirculado -  
es:

$$Q_{Tr} = M_r(h_i - h_g)$$

$$Q_{Tr} = Q_{Sr} + Q_{Dr}$$

$h_i$  = Entalpía del aire del espacio.

$h_g$  = Entalpía del aire de suministro.

El espacio tiene las condiciones de  $t_i = 71$  °F BS, -  
 $t_e = 62$  °F BH, con estos puntos obtenemos la entalpía --  
 $h_i = 27.8$  Btu/lb de aire seco, por lo tanto,

$$Q_{Tr} = 71,292.1(27.8 - 20.1)$$

$$Q_{Tr} = 71,292.1(2.7)$$

$$Q_{Tr} = 192,488.7 \text{ Btu/hr (48,507.14 Cal/hr).}$$

Las toneladas de refrigeración absorbidas por los ser-  
pentines del acondicionador son:

$$Q_T = Q_{Tr} + Q_{Tv}$$

$$Q_T = 192,488.7 + 2,329.8$$

$$Q_T = 194,818.5 \text{ Btu/hr (49,094.25 Cal/hr)}$$

$$Q_T = \frac{194,818.5}{12,000}$$

$$Q_T = 16.24 \text{ Ton. de Refrig.}$$

---

## CAPITULO No. 2

### DISEÑO Y CALCULO DE DUCTOS.

En cualquier sistema de calefacción, enfriamiento o ventilación con circulación mecánica, el ventilador debe tener la capacidad adecuada en cuanto a cantidad adecuada de aire y una presión estática igual o ligeramente mayor que la resistencia total que se tiene en el sistema de ductos. El tamaño de los ductos se escoge para las velocidades máximas de aire que puede utilizarse sin causar ruidos molestos y sin causar pérdidas excesivas de presión. Los ductos grandes reducen las pérdidas de fricción, pero la inversión y el mayor espacio deben compensar el ahorro de potencia del ventilador. Al hacer un diseño de ductos, también debe hacerse un balance económico. En general debe hacerse un trazado de ductos tan directo como sea posible, evitar vueltas muy agudas y no hay que tener ductos muy desproporcionados. Para un ducto rectangular en buena práctica que la relación del lado mayor al menor sea hasta de 6 a 1 y esta relación nunca debe exceder de 10 a 1.

En el diseño de ductos puede seguirse el siguiente procedimiento:

- 1.- Hacer un trazo del sistema de ductos, para obtener una distribución adecuada y para facilitar la construcción de los mismos.
- 2.- De acuerdo con la carga de enfriamiento calcular las necesidades de aire para cada salida de ducto, zona o división del edificio.
- 3.- Determine el tamaño de los ductos remales de salida empleando las velocidades apropiadas, o caídas de presión para suministrar la cantidad necesaria de aire.

Para calcular el tamaño del sistema de ductos existen varios métodos, pero nosotros vamos a utilizar el método -- de caída de presión constante o método de igual fricción. -- En este método el ducto es dimensionado de tal manera que -- las pérdidas de presión por pie de longitud sean constantes. Se acostumbra determinar la caída de presión de acuerdo con la velocidad deseada en el ducto principal en la parte más alejada del ventilador.

La pérdida de presión del aire que fluye en un ducto -- es debida a la resistencia del flujo a la fricción, a las -- pérdidas debidas a cambios abruptos del área del ducto, y -- a las turbulencias e impactos asociados con cambios de di-- rección del aire. También disminuye la presión al aumentar la velocidad de la corriente de aire. Este cambio ocurre -- cuando se disminuye el área de la sección transversal del -- ducto, esto es para cualquier sección convergente. La velo-- cidad del aire disminuye en una sección divergente o en un aumento de sección, esto da como resultado un aumento de la presión. Al aumento de presión de este tipo se le llama RE-- CUPERACION. Esta puede tenerse también en un ducto de área constante, cuando el ducto principal va más adelante de una salida.

Una vez elegido el método más conveniente para el dise-- ño del sistema de ductos. se determina el circuito que ten-- ga la mayor resistencia por fricción. Al determinar dicho -- circuito no necesariamente el de mayor longitud será el que tenga mayores pérdidas. La resistencia máxima determina la presión estática que el ventilador debe suministrar al aire a través de los ductos.

La velocidad del aire a la salida del ventilador y en el ducto principal se reduce después de cada ramal o salida y así se recupera presión estática por la reducción de velo

cidad. Debido a ésto se dispone esencialmente de la misma presión en todas las salidas y los ramales más alejados - no están en desventaja respecto de la presión necesaria - para la distribución.

En el sistema de ductos para la sala automática se van a colocar 16 rejillas de inyección en dos ramales, 10 rejillas en una sección y 6 rejillas en la otra sección. Las rejillas son de 6 x 39 plg (15.24 x 99 cm).

Sabemos que el ventilador va a suministrar un volumen total de,

$$V = 15,873.8 \text{ ft}^3/\text{min} \text{ (} 449.6 \text{ m}^3/\text{min)}.$$

El volumen por cada rejilla es:

$$V_r = \frac{V}{16}$$

$$V_r = 992.1 \text{ ft}^3/\text{min} \text{ (} 28.1 \text{ m}^3/\text{min)}.$$

La tabla 12-4 de J.-Lewis nos indica las velocidades recomendadas y máximas en ductos. Esta tabla nos dice que para escuelas, teatros y edificios públicos, las velocidades recomendadas son:

Salidas de ventiladores.	1,300--2,000 ft/min
Ductos principales.	1,000--1,300 "
Ductos ramales.	600----900 "
Ductos verticales.	600----700 "

La velocidad en el ducto a la salida del ventilador se considera de 1,300 ft/min, para tener poco ruido.

El ramal izquierdo del ducto tiene una longitud de - 68.9 ft (21 mt), en el cual, como se dijo anteriormente, se van a instalar 10 rejillas. Por este ducto van a circular 9,920 ft<sup>3</sup>/min. El primer par de rejillas se va a instalar a 9.84 ft (3.0 m), del ducto principal, el segundo par de rejillas se van a instalar a 14.76 ft (4.5 m), del primer par. Entre los pares de rejillas segundo y tercero, tercero y cuarto y por último, cuarto y quinto par, habrá una distancia de 14.76 ft (4.5 m).

El ducto ramal en el corte AA' conduce 9,920 ft<sup>3</sup>/min y para 0.06 plg de agua de pérdidas, en la fig. 13.11 de ARI se indica un ducto circular equivalente de 36 plg. Análogamente, el ducto en el corte BB' conduce 7,936.8 ft<sup>3</sup>/min entonces el ducto circular equivalente es de 34 plg. El ducto en el corte CC' conduce 5,922.6 ft<sup>3</sup>/min y el ducto circular equivalente es de 30 plg. El ducto en el corte DD' conduce 3,968.4 ft<sup>3</sup>/min, entonces el ducto circular equivalente es de 26 plg. Por último, el ducto en el corte EE' conduce 1,984.2 ft<sup>3</sup>/min y el ducto circular --- equivalente es de 20 plg.

En la tabla 12-2 de J.-Lewis se muestra que un ducto rectangular de 16 x 80 plg. es equivalente al ducto circular de 36 plg. en AA'; un ducto rectangular de 16 x 70 -- plg. al de 34 plg. de diámetro en BB'; un ducto rectangular de 16 x 52 plg. al de 30 plg. de diámetro en CC'; un ducto rectangular de 16 x 38 plg. al de 26 plg. de diámetro en DD'; un ducto rectangular de 16 x 22 plg. al de 20 plg. de diámetro en EE'.

La velocidad en el tramo EE' es:

$$v = \frac{144 \times 1,984.2}{16 \times 22}$$

$$v = 811.7 \text{ ft/min (247.4 m/min)}$$

Se observa que este valor es menor que el máximo recomendado en la tabla 12-4 de J.-Lewis.

El siguiente paso es obtener la longitud equivalente de los codos A, B y C.

Para el codo A, vamos a considerar, basandonos en la fig. 12-9 de J.-Lewis, una relación  $R/W = 0.4$ , con la cual obtenemos la relación  $L/W = 19$ .

Para calcular la longitud equivalente L, se multiplica W en pies por el valor obtenido L/W, entonces,

$$W = 16 \text{ plg} = 1.33 \text{ ft}$$

$$L = W \times L/W$$

$$L = 1.33 \times 19$$

$$L = 25.3 \text{ ft (7.7 m)}$$

El codo B, va a tener tres venas de sección transversal cuadrada, la relación  $L/W = 14$ ,

$$W = 110 \text{ plg} = 9.17 \text{ ft}$$

$$L = W \times L/W$$

$$L = 9.17 \times 14$$

$$L = 128.34 \text{ ft (39.12 m)}$$

El coaco C, tiene una relación  $P/W = 0.4$ ,  $L/W = 19$ ,  
 $W = 80$  plg. = 6.7 ft,

$$L = W \times L/W$$

$$L = 6.7 \times 19$$

$$L = 127.3 \text{ ft (38.8 m)}$$

En el ducto principal se tienen también 4 reduccio--  
nes y según el Instituto de Refrigeración y Aire Acondi--  
cionado (ARI), cada reducción tiene una longitud equiva--  
lente de 5 ft, por lo cual;

4 reducciones = 20 ft (7.09 m), long. equivalente.

La longitud total equivalente de los coacos A, B y C,  
más la longitud de las secciones de los ductos XX', YY',  
AA', BE', CC', DD' y EE', además la longitud de las --  
cuatro reducciones, nos da una longitud total,

$$L = 447.07 \text{ ft (136.26 m)}$$

TABULACION DE DATOS Y RESULTADOS.

SECCION O CODO.	CAPACIDAD PCM	VELOCIDAD FT/MIN	DIAMETRO DEL DUCTO (PLG)	SECCION RECTANGULAR (PLG)	H/W	L/W	L (FT)
CUATRO REDUCCIONES ( 5 ft por cada una, según tablas )							20.00
XX'	15,873.8	1,300.0	41.9	16 x 110	0.145	-----	7.00
A	15,873.8	1,300.0	41.9	16 x 110	0.145	19	25.33
B	15,873.8	1,300.0	41.9	16 x 110	0.145	14	128.34
YY'	15,873.8	1,300.0	41.9	16 x 110	0.145	-----	17.06
C	9,920.0	1,116.0	36.0	16 x 80	0.200	19	63.00
AA'	9,920.0	1,116.0	36.0	16 x 80	0.200	-----	127.3
BB'	7,936.8	1,040.6	34.0	16 x 70	0.230	-----	14.76
CC'	5,952.6	1,030.3	30.0	16 x 52	0.310	-----	14.76
DD'	3,968.4	958.5	26.0	16 x 38	0.421	-----	14.76
EE'	1,984.2	811.7	20.0	16 x 22	0.727	-----	14.76
LONGITUD TOTAL							447.07

A la longitud total se le agrega un factor de seguridad mínimo del 10 %.

La pérdida de presión es de 0.06 plg de agua por cada 100 ft de longitud, entonces, la pérdida total por fricción en la ductería de inyección es:

$$447.07 \times 1.10 \times \frac{0.06}{100} = 0.295 \text{ plg de agua.}$$

La recuperación estática que se tiene en este ducto se calcula con la siguiente ecuación:

$$SPR = 0.5 \times \frac{(V_s - V_f)(V_s + V_f)}{16'040,000}$$

$V_s$  = Velocidad del aire inicial.

$V_f$  = Velocidad del aire final.

$V_s$  = 1,300 ft/min ( 395 m/min ).

$V_f$  = 811.7 ft/min ( 247.4 m/min ).

$$SPR = 0.5 \times \frac{(1,300 - 811.7)(1,300 + 811.7)}{16'040,000}$$

$$SPR = 0.5 \times 0.064$$

$$SPR = 0.032 \text{ plg de agua.}$$

La pérdida de presión estática en ducto, codos y reducciones es, por lo tanto:

$$0.295 - 0.032 = 0.263 \text{ plg de agua.}$$

Por el ducto de retorno va a circular el total de -- aire suministrado menos la cantidad de aire necesario para la ventilación,

$$15,873.8 - 75 = 15,798.8 \text{ ft}^3/\text{min} (447.43 \text{ m}^3/\text{min}).$$

Queremos que este ducto sea cuadrado, entonces, ----  
 $H = W$ , con una velocidad  $v = 1,000 \text{ ft/min}$  ( $304.78 \text{ m/min}$ ), dato tomado de la tabla 12-4 de J.-Lewis (conexión a succión).

$$Q = A \times v$$

$$Q = \frac{H^2}{144} \times v$$

$$H^2 = \frac{144 \times Q}{v}$$

$$H^2 = \frac{144 \times 15,798.8}{1,000}$$

$$H = 47.7 \text{ plg.}$$

$$H = 48 \text{ plg}$$

La tabla 12-2 de J.-Lewis nos indica que para un ducto de 48 x 48 plg, se tiene una equivalencia de 52.6 plg (53 plg), de diámetro. Con la fig. 13-11 del libro de ARI obtenemos la pérdida de presión por 100 ft de longitud, - entramos a la gráfica con  $Q = 15,798.8 \text{ ft}^3/\text{min}$ , diámetro 53 plg, entonces,

Pérdida de presión = 0.035 plg de agua.

El ducto de retorno tiene una sección de 6.1 ft de longitud. Tiene una reducción cuya longitud equivalente es igual a 5 ft. Tiene además un codo que, basándonos en la fig. 12-9 de J.-Lewis, tiene los datos siguientes:

$$R/W = 0.8$$

$$L/W = 14$$

$$W = 48 \text{ plg} = 4 \text{ ft.}$$

La longitud equivalente es:

$$W \times L/W = 4 \times 14$$

$$R \times L/W = 56 \text{ ft ( 17.1 m )}$$

$$\text{La longitud total equivalente} = 6.1 + 5 + 56 = 67.1$$

$$\text{Longitud total equivalente} = 67.1 \text{ ft}$$

Igual que el ducto de inyección, a la longitud total equivalente del ducto de retorno se le agrega un factor de seguridad del 10 %, entonces:

$$67.1 \times 1.10 \times \frac{0.035}{100} = 0.025 \text{ plg de agua.}$$

TABULACION DE DATOS Y RESULTADOS .

SECCION O CODO.	CAPACIDAD PCM	VELOCIDAD FT/MIN	DIAMETRO DEL DUCTO (PLG)	SECCION RECTANGULAR (PLG)	H/W	L/W	L (FT)
CUATRO REDUCCIONES ( 5 ft por cada una, según tablas )							20.00
XX'	15,798.8	1,300.0	45.9	42 x 42	1.0	-----	6.10
A	15,798.8	1,300.0	-----	-----	-----	-----	5.0
B	15,798.8	1,300.0	45.9	42 x 42	1.0	-----	49.0
YY'						-----	
C						-----	
AA'						-----	
BB'						-----	
CC'						-----	
DD'						-----	
EE'						-----	
LONGITUD TOTAL							60.1

Como se requieren 75 ft<sup>3</sup>/min para ventilación, vamos a calcular el área de esta toma de aire nuevo, en la forma que sigue:

$$Q = \frac{H^2}{144} \times v$$

$$H^2 = \frac{144 \times Q}{1,000}$$

$$H = W = 3.3 \text{ plg.}$$

$$H = W = 4 \text{ plg.}$$

La pérdida de presión estática del aire de ventilación que pasa a través de la rejilla o toma de aire exterior, la vamos a obtener, refiriéndonos a la tabla 12-3 de J.-Lewis, como el 0.50 de la carga de velocidad, o sea:

$$(1,000 / 4,000)^2 \times 0.5 = 0.031 \text{ plg de agua.}$$

Tabulando los datos obtenidos de los fabricantes y - los obtenidos por medio de cálculos, se tiene lo siguiente:

Rejilla de retorno Barber Colman. (Dato del fabricante).	0.010
Rejilla de aire nuevo.	0.031
Rejilla de salida Barber Colman. (Dato del fabricante).	0.013
Humidificador Walton. (dato del fabricante).	0.009
Filtros de bolsa Climacap. (Dato del fabricante).	0.265
Filtros de alambre Climaslv. (Dato del fabricante).	0.018
Pérdida de presión estática en el serpen- tín lca. Carrier. (Dato del fabricante).	1.530
Pérdida de presión estática en el retorno.	0.023
Pérdida de presión estática en la inyección.	0.295
	-----
Presión estática total	2.194

El ventilador seleccionado deberá tener una presión estática total no menor de 2.194 plg de agua, entregando un volumen no menor de 15,873.8 ft<sup>3</sup>/min ( 449.55 m<sup>3</sup>/min).

### CAPITULO No. 3.

#### S E L E C C I O N D E L E Q U I P O . -

Actualmente, existen en el mercado una gran variedad - de marcas de equipos de refrigeración y aire acondicionado, como son por ejemplo: Carrier, Lisbert, Stulz, Marver, Trane, ect.

Independientemente de la marca que se trate, todos los equipos tienen el mismo principio, y se componen de dos partes: Una Condensadora y una Evaporadora, ya sea que estén juntos en una sola unidad o bien separados, en unidades independientes, esto es de acuerdo a las necesidades que se tengan.

A la evaporadora, es común llamarle Unidad Manejadora, es aquí donde el refrigerante líquido se evapora al absorber la carga térmica que no se desea en el espacio a acondicionar, este intercambio se realiza al pasar el aire recirculado y de ventilación, por el serpentín evaporador.

Se fabrican tres tipos de condensadores: de aire frío, de agua fría y condensador evaporativo.

El condensador de aire frío, utiliza el aire como medio condensador y el condensador de agua fría usa el agua. El condensador evaporativo es una combinación de los dos anteriores y usa agua y aire.

Los condensadores enfriados por aire frío, pueden ser con circulación natural o circulación de aire forzado. En el primero, el aire circula sobre el condensador por convección. Como el aire está en contacto con el condensador caliente, absorbe calor y asciende. Esto permite al aire enfriador que está situado debajo del condensador, ascender -

a donde pueda absorber calor del condensador. Este tipo de condensador tiene un uso muy limitado.

En el condensador de aire forzado, se añade un ventilador para aumentar la corriente de aire.

Hay cuatro tipos básicos de condensadores de agua fría, que son:

- 1).- De doble tubo.
- 2).- De carcasa vertical abierta y tubo.
- 3).- De carcasa horizontal y tubo.
- 4).- De carcasa y serpentín.

1).- De doble tubo.

En estos condensadores el agua pasa a través de la tubería interior y el refrigerante pasa en dirección contraria.

2).- De carcasa vertical y tubo.

El agua es distribuida por la parte superior del condensador. Entra por cada tubo y fluye hacia abajo por su superficie interior.

Este tipo de condensador se encuentra normalmente en las plantas de amoníaco de tipo medio y grande. Es el de menor rendimiento de los cuatro tipos básicos.

3).- De carcasa horizontal y tubo.

Su construcción es similar al de carcasa vertical excepto que se han añadido dos tapas en sus extremos para hacer un circuito cerrado de agua.

4).- De carcasa y serpentín.

Consiste en un depósito soldado, conteniendo un serpentín de tubo alateado para el agua. El serpentín, dentro del depósito, es continuo y sin juntas. Puede también ser hecho en forma horizontal.

El condensador evaporativo, tiene características tanto de los condensadores enfriados por aire como de los enfriados por agua. En el condensador evaporativo, el calor -

calor es absorbido del serpentín por evaporación de agua. - En el caso de los condensadores por aire ó por agua no existe evaporación.

Cuando funcionan, el agua es bombeada desde una bandeja situada en la base de la unidad a través de una serie de pulverizadores y cae sobre el serpentín del refrigerante.

#### Evaporadores (Menejadora). -

El evaporador es la parte del sistema de refrigeración que absorbe el calor que desea para que pueda ser transportado o transferido al condensador en donde es absorbido por el medio condensador. El evaporador es la puerta a través de la cual el calor que no se desea penetra dentro del sistema de refrigeración.

El evaporador es simplemente un serpentín alejado en el cual, por un lado está entrando refrigerante líquido y sale refrigerante en forma de gas.

La absorción de calor por evaporación del refrigerante produce el enfriamiento.

Con lo que hasta aquí se ha expuesto ya sabemos, que hay equipos enfriados por aire, agua o combinados, en los cuales el líquido refrigerante puede ser Freón, Amoniaco, Glicol, etc., se sabe también que todo equipo de refrigeración y aire acondicionado cuenta con un evaporador y un condensador.

En este caso en particular, en la Central Telefónica - Guad, Tlaquepaque, las salas Automáticas del primero y segundo piso, cuentan exactamente con los mismos equipos, cantidad de alumbrado, etc., por lo tanto, el diseño del equipo para el primer piso, es aplicable también para la sala del segundo piso.

Debido a que se cuenta con espacio suficiente en el área de clima, se elige un equipo marca CARRIER, enfriado por aire, que utiliza Freón 22 como refrigerante.

Los datos con que contamos para seleccionar el equipo son:

$$T.R. = 16.24$$

$$V = 15,973.8 \text{ FCM (} 449.55 \text{ m}^3/\text{min)}$$

$$Q_T = 194,818.5 \text{ Btu/Hr (} 49,094.25 \text{ Cal/Hr).}$$

Presión Estática Total = 2.124 Plg de agua.

Una Unidad Condensadora Mca. CARRIER Mod. 58AD024, operando a una temperatura en la succión de 40 °F(4.4 °C), y - 95 °F(35 °C) de temperatura exterior, tiene una capacidad de 230,000 Btu/Hr (57,960 Cal/Hr). Esta Condensadora cuenta con un compresor Mca. Mesa, 3F, 60 Hz, 220 V. y consume 75 Amp. a plena carga. Cuenta también con tres ventiladores de 1 HP, 3F, 220 V, 60 Hz, 1140 RPM, 4.5 AIC y desplazan --- 18,200 FCM de aire.

Una Unidad Evaporadora Mca. CARRIER, Mod. 59ED23, con un ventilador de aletas curvadas hacia adelante y tiro vertical, con capacidad para 18,320 FCM, cuenta con una caída de presión estática de 2.5 Plg de agua, girando el ventilador a 825 RPM y acoplado a un motor de 15 HP, 3F, 220 V, -- 60 Hz, 4 polos 59.8 APC, por medio de una transmisión de -- banda y poleas de diámetro variable en el motor y fija en el ventilador.

La unidad incluirá serpentín corto de expansión directa, 6 hileras, 14 aletas por plg, half circuit, base antivibratorio y chisola de condensados.

Cálculo del conductor para la acometida del Tablero de Distribución y Clima al primer piso:

Esta acometida va a alimentar tanto la Unidad Condensadora como a la Unidad Manejadora, además del Humidificador.  
Un compresor 76 AFC.  
Tres ventiladores, 3 x 4.5 AFC.  
Un motor 15 HP, 39.8 AFC.

$$I = 1.25 \times 76 + 39.8 + 3 \times 4.5$$

$$I = 148.3 \text{ Amp.}$$

Con una caída de 3 %, según tablas, el cable para las tres fases y el neutro es:

Cable Cal. No. 1/0 ---- 3F.

Cable Cal. No. 2 ---- N

El interruptor termomagnético general (ITM), es:

$$I = 150 \% \times 76 + 39.8 + 3 \times 4.5$$

$$I = 167.3 \text{ Amp.}$$

$$\underline{\text{ITM}} = \underline{3 \times 175 \text{ Amp.}}$$

Ya obtuvimos el calibre del cable de la acometida, para las tres fases y el neutro, desde el Tablero de Dist. y Clima hasta el CCM del primer piso.

Dentro del CCM, se encuentre un ITM para la UMA y un arrancador y otro ITM para la U.C.. Vamos a determinar ahora el cableado y el ITM para la U.C.

$$I = 1.25 \times 76 + 3 \times 4.5$$

$$I = 108.5 \text{ Amp.}$$

Con una caída del 3 %, según tablas, el cable es:

Cable Cal. No. 2 ---- 3F

Cable Cal. No. 6 ---- N

El ITM será de:

$$I = 150 \% \times 76 + 3 \times 4,5$$

$$I = 127,5 \text{ Amp.}$$

ITM = 3 x 125 Amp. Mca. SQD, Marco KAL

Para la Unidad Manejadora, vamos a obtener el calibre del cable,

$$I = 125 \% \times 39,8$$

$$I = 49,75 \text{ Amp.}$$

Con una caída del 3 %, según tablas,

Cable Cal. No. 6 ---- 3F

Cable Cal. No. 10 --- N

El ITM, será de:

$$I = 150 \% \times 39,8$$

$$I = 59,7 \text{ Amp.}$$

ITM = 3 x 70 Amp., Mca. SQD, Marco FAL.

El arrancador magnético, es a tensión plena, Mca. SQD, Clase 8536, tipo LDG-1, elementos térmicos B70, bobina auxiliar a 220 V, 3F y contactos auxiliares.

Para la protección de los equipos de las variaciones de voltaje, se instala un Supervisor de Voltaje con un ajuste de  $220 \pm 10 \%$ .

Dentro de la sala Automática, lo más cerca posible de la rejilla de retorno, se instala un tablero de control, -- que contiene los siguientes elementos:

- a).- Dos lámparas piloto.
- b).- Un termostato de dos pasos.
- c).- Un termohigrómetro.
- d).- Un humidostato.

Una de las lámparas piloto, siempre se encuentra encendida, indicando que el motor de la UMA está funcionando, el otro piloto, se enciende y apaga, de acuerdo al arranque y paro del compresor de la U.C.

El termostato, detecta la temperatura de la sala, cuando dicha temperatura aumenta más allá del rango ajustado, manda la señal para que trabaje el compresor y los controles del refrigerante (válvulas de termoexpansión y válvulas solenoide).

El termohigrómetro, indica la temperatura y humedad relativa de la sala.

El humidostato, detecta la humedad relativa, controla el humidificador, manda la señal para que este último trabaje.

Un ciclo de refrigeración incluye los sistemas de ciclo abierto y ciclo cerrado.

Un sistema de ciclo abierto, muy simple que usa el calor latente de vaporización del agua para producir la refrigeración. Es un método práctico de enfriar el agua durante el tiempo caluroso, usado en regiones secas.

Para enfriar el agua de una cantimplora, se le instala un forro de fieltro, el cual se empapa de agua. El agua del fieltro al evaporarse, absorbe calor del agua contenida en el recipiente, así como del aire que la rodea.

En este sistema de ciclo abierto, a causa de que el refrigerante (en este caso el agua), escapa a la atmósfera, por lo tanto, no vuelve a usarse.

De una manera similar, la refrigeración puede ser producida permitiendo a un líquido refrigerante escapar de una botella y vaporizarse en el interior de un serpentín. El va por se escapa a la atmosfera.

Los componentes necesarios para un sistema de refrigeración de ciclo cerrado son:

- a).- El compresor.
- b).- El evaporador.
- c).- El condensador.
- d).- Los dispositivos de control de líquido refrigerante.

Un refrigerante es un fluido que absorbe calor por evaporación a baja temperatura y presión y cede calor por condensación a más alta temperatura y presión.

A causa de que el refrigerante cambia de líquido a gas y de gas a líquido, el calor latente de evaporación del refrigerante produce el enfriamiento. El calor pasa de la substancia que va a ser enfriada y vaporiza el líquido refrigerante.

Por lo tanto, en refrigeración mecánica, el vapor refrigerante se comprime, enfría, condensa y vuelve a usarse.

La función del compresor, es tomar vapor refrigerante a baja presión y temperatura y elevar su presión y temperatura. Esto da como resultado un descenso de la presión en el evaporador, lo cual produce una temperatura de evaporación más baja que la temperatura del aire ambiente.

Los dispositivos de control de líquido refrigerante tienen solamente una función, que es controlar la corriente de refrigerante que entra al evaporador. Esto representa un estrechamiento en la línea de líquido.

En el condensador es eliminado el calor latente de vaporización del gas caliente que circula a alta presión. El gas se condensa en forma de líquido caliente.

Como el líquido caliente pasa a través del dispositivo de control de líquido refrigerante, algo de este líquido se vaporiza rápidamente, convirtiéndose en gas, enfriando al líquido restante. El líquido caliente se convierte en líquido frío. A este fenómeno se le llama "Flash-Gass".

El refrigerante que entra al evaporador, es en su mayor parte líquido, conteniendo un pequeño porcentaje de vapor. El calor absorbido en el evaporador es la causa de que el refrigerante líquido se evapore, así, conforme el refrigerante pasa a través del serpentín, el porcentaje de vapor va en aumento.

Los Btu(Cal) absorbidas no aumentan la temperatura del refrigerante sino que son usadas para evaporar el refrigerante líquido.

Sin embargo, cualquier cantidad adicional de Btu(Cal) que se añade, después de que se haya evaporado la última -- traza de refrigerante líquido, contribuirá a aumentar la -- temperatura del refrigerante. En la última parte del serpentín la temperatura puede aumentar indicando que no hay más líquido que evaporar.

Es muy importante el control exacto del flujo del refrigerante al evaporador. Se debe evitar una sobrealimentación en el evaporador, pues traería como consecuencia la presencia de líquido a la salida del evaporador, desde donde se -- introduciría al compresor, causando serios problemas. Por -- otro lado, tampoco se debe subalimentar al evaporador de -- tal forma que el líquido esté completamente evaporado mucho antes de salir del serpentín. Bajo condiciones de sobrecalentamiento, la temperatura del refrigerante puede variar -- independientemente de la presión.

Lo correcto es alimentar al serpentín la cantidad de -- refrigerante justamente necesario para mantenerlo completamente activo, que sea suficiente para que haya evaporación

a lo largo de todo el serpentín y que a la vez no se tenga líquido a la salida del serpentín.

Los dispositivos de control, son los que controlan el flujo del refrigerante que entra al evaporador. El dispositivo de control puede ser accionado por diferentes fuerzas tales como temperatura o presión, para las cuales existen diferentes tipos de estos elementos de control.

No. CANT. UNIDAD. P/UNIT. IMPORTE.

<p>tiene una capacidad de 230,000 Htu/Hr (57,960 Cal/Hr), con un compresor mca. mesa, 3F. 60Hz 220V, 76 AFC, con tres ventiladores de 1 HP, - 3F. 1140 RPM, 4.5 AFC, - y desplazan 18,200 FCM de aire.</p>	1 Pza.	26,733.40	26,733.40
<p>03.- Gabinete con estructura para el banco de filtros fabricado en lamina galvanizada Cal. No. 18, - conteniendo 6 filtros - tipo bolsa climacel de 24X24X15", o filtros metalicos tipo climacel - de 24 X 24 X 2", incluye puertitas embisagradas y empujes.</p>	1 liza	4,922.80	4,922.80
<p>04.- Materiales necesarios para la instalacion de los equipos:</p>			
<p>a).- 10 tacones de reopreno de 10 cm X 1 plg de espesor.</p>			
<p>b).- 20 taquetes de expansion de 3/8 X 2 1/2" log. con tornillo y roldana.</p>	1 Lote.	440.00	440.00
<p>05.- Pintura para equipos:</p>			
<p>a).- Imprimario, cromato de zinc, para los ductos y equipos.</p>	13 Lts	22.00	353.00
<p>b).- Esmalte alquicalico, para los ductos y el equipo -- (color elegido por el cliente).</p>	30 Lts	14.85	445.50

c).- Solvente thinner, para las pinturas, limpieza de ductos y herramientas.	60	Lts.	4.06	244.02
d).- Estopa.	2	Kgs.	2.60	52.00
06.- Centro de control de -- motores, mca. Visa o Te misa, fabricado en lám na negra cal. # 18, pin tado con fondo antio-- corrosivo y terminado en el color según solicite el cliente, incluyendo - los siguientes dispositi vos:				
a) ITK, mca. siemens, -- tipo: 3VT5300-0A00 3X125 A. 3VT5200-0M100 3X40 A Uno de cada uno.				
b) Contactor magnético - mca. siemens, tipo 3TB 44176ANI, relevador - bimetálico, mca. sie- mens, tipo 3UA5400-24, incluyendo: elementos térmicos apropiados - para un motor de 10HP.				
c) Tablilla de conexio-- nes y zapatas.				
d) Interruptor un polo,-- un tipo N.C.				
e) Fortafusibles.	1	Pza.	4,604.16	4,604.16
07).- ITK, mca. S&W, 3X150 A.	1	"	1,365.37	1,365.37
ITK, mca. S&W, 3X200 A	1	"	1,365.37	1,365.37
08).- Tablero de mando, cons- traído con lámina negra cal. # 18, pintado con - fondo anticorrosivo y - pintado según interio-- res, incluyendo:				
a) Termostato de cuarto mca. Johnson controls, mod. T25A-1.				
b) Termogrómetro.				
c) Lámparas piloto OK-120 a 120 volts.	1	"	2,300.00	2,300.00

No. ----- CANT. UNIDAD. I/UNIF. IMPORTS.

09).- Conductor eléctrico, -- cable THW en los siguientes calibres:  
Interconexión.

a.- cal. # 1/0	240	Mts.	21.59	5,152.56
b.- " # 2	80	"	12.60	1,008.00
c.- " # 3	120	"	5.63	681.60
d.- " # 12	40	"	1.50	60.00
e.- " # 10	550	"	0.67	368.50

Alimentación.

a.- Cal. # 1/0	180	Mts.	21.59	3,886.20
b.- " # 2	60	"	12.60	756.00

10).- Tubo conduit I.S., en los siguientes diámetros:

a.- 2" Ø	45	Mts.	27.11	1,219.50
b.- 3/4" Ø	30	"	7.47	224.10
c.- 1" Ø	42	"	12.20	512.40
d.- 1/2" Ø	72	"	5.95	428.60

11).- Condulet con tapa y empaque, de las siguientes características:

a.- LL, LB, LR, de 2" Ø	20	Pzs.	85.52	1,705.40
b.- LL, LB, LR de 5/4" Ø	14	"	29.12	407.68
c.- LL, LB, LR de 1" Ø	20	"	47.12	942.40
d.- LL, LB, LR de 1/2" Ø	42	"	23.12	971.04
e.- T de 1/2" Ø	2	"	25.40	50.80

12).- tubo flexible, tipo licuatita, de:

a.- 2" Ø	2	Mts	49.20	98.40
b.- 1" Ø	2	"	36.85	73.66
c.- 1/2" Ø	4	"	12.18	48.72

No. ----- CANT. UNIDAD. P/UNID. L.IOTE

13).-Conector para tubo li-				
cubrite de las siguien--				
tes características:				
a.-Recto y curvo de 2" Ø	4	1za.	49.79	199.16
b.-Recto y curvo de 1" Ø	8	"	22.10	176.80
c.-Recto y curvo 1/2" Ø	8	"	12.51	100.08
14).-Contra y monitor para -				
tubo conduit de los si--				
guientes diámetros:				
a.- 1 1/4" Ø	6	"	2.16	12.96
b.- 1" Ø	4	"	1.93	7.72
c.- 1/2" Ø	8	"	1.20	9.60
d.- 3/4" Ø	2	"	1.20	2.40
15).-Abrazadera omega con -				
tornillos de 1/4" Ø para				
tubería conduit P.G. de				
los siguientes diámetros:				
a.- 2" Ø	30	"	4.80	144.00
b.- 1" Ø	30	"	1.93	57.90
c.- 1/2" Ø	35	"	1.20	66.00
16).-Soportería para la insta-				
lación eléctrica incluyen				
de: hierro ángulo, solera,				
pernos, etc.				
	1	Lote	790.00	790.00

No. ----- CANT. UNIDAD. P/UNIT. IMPORT

17).	-Taquetes de expansión -- "z" para la fijación de -- los tableros y soportes -- con tornillos de los si-- guientes diámetros:			
a.-	3/4" Ø	70	lza.	4.40 308.00
b.-	1/4" Ø	40	"	4.40 176.00

MATERIAL DE REFRIGERACION.

18).	- Válvula termostática de expansión, mca. Rimsa Sa- ginomiya, mod. ATK7060-- DHG, para Freón 22 y 9.7 T.R.	2	Pza.	329.61 651.22
19).	- Válvula solenoide mca. Rimsa Saginomiya para --- Freón 22, Mod. RMV-1305-- ESR, 110 Volts.	2	Pza.	399.99 799.98
20).	- Filtro deshidratador -- Mca. Petrón, Mod. TD-1-78.	1	"	442.19 442.19
21).	- Válvula de paso de 7/8" de diámetro.	3	"	120.06 360.18
22).	- Mirilla indicadora de -- líquido, Mca. Petrón de -- 7/8" de Ø.	1	"	58.60 58.60
23).	- Tubería de cobre tipo -- "L" soldable, de los si-- guientes diámetros:			
a.-	1 5/8" Ø	30	Mts.	38.10 1,143.00

No.		CANT.	UNIDAD.	P/UNIT.	TOTAL
	b.- 1 1/8" Ø	12	Mts.	26.76	347.18
	c.- 7/8" Ø	30	"	17.96	558.80
	a.- 5/8" Ø	12	"	11.25	135.00
24).	Codos de cobre tipo soldable, Mca. Imperial Eastman de los siguientes diámetros:				
	a.- 1 5/8" Ø x 90°	24	Pza.	11.45	275.52
	b.- 1 5/8" Ø x 90°	124	"	4.75	570.00
	c.- 7/8" Ø x 90°	24	"	1.88	45.12
	d.- 5/8" Ø x 90°	12	"	1.88	22.56
	e.- 5/8" Ø x 45°	4	"	1.88	7.52
25).	Tees de cobre a cobre - tipo soldable, Mca. Imperial Eastman, de:				
	a.- 1 5/8" Ø	3	"	14.70	44.10
	b.- 7/8" Ø	3	"	7.70	23.10
26).	Reducción campana de cobre, soldable de:				
	a.- 7/8" Ø x 5/8" Ø	4	"	4.71	18.84
	b.- 1 5/8" Ø x 1 1/8" Ø.	4	"	17.62	70.48
27).	Aislamiento preformado para tuberías de refrigeración, Mca. Vitroform, - formado por dos medias cañas de poliestireno expandido de 1" de espesor, en los siguientes diámetros:				

No.	DESCRIPCIÓN	CANT.	UNIDAD.	P/U/UF.	IMPORTE
a.-	1 1/8"	36	Mts.	6.71	241.56
b.-	1 1/8"	18	"	4.71	84.78
28).	Lámina de aluminio corrugada cal. No. 32, incluye fleje.	26	Kgs.	75.00	1,950.00
29).	Soldaduras de plata.	1	"	24.10	24.10
30).	Carga de refrigerante -- Freón 22 y aceite Acemira.	1	Lote	641.00	641.00
31).	Material cicloneo, tal como: lija, brochas, se--guetas, soporteria, gaso--lina, fundente, ect.	1	Lote	265.00	265.00
MATERIAL HIDRAULICO PARA EL BREN.					
32).	Tubo de fierro roscado - galvanizado de 1 1/4" Ø.	12	Mts.	21.02	252.24
33).	Codo de Fe. roscado galvanizado de 90° de 1 1/4"	6	Pza.	7.10	42.60
34).	Tee de Fe. roscado galvanizado de 1 1/4" Ø.	2	"	10.71	21.42
35).	Tuerca unión de Fe. galvanizado de 1 1/4" Ø.	3	"	19.13	57.39
36).	Tapón macho de Fe. galvanizado de 1 1/4" Ø.	1	"	4.05	4.05
37).	Nipples de Fe. galvanizado de 1 1/4" Ø, en los siguientes largos:				
a.-	15 cm	3	"	6.15	18.45
b.-	10 cm	2	"	6.15	12.30

No.	CANT.	UNIDAD.	P/UNIT.	IMPORT
38).--Soporteria para tuberia del dren.	1	Lote	160.00	160.00
39).--Abrazadera R-120, tipo "U", para tubo de 1 1/4" Ø, incluyendo tuercas.	10	Pza.	2.16	21.60
Distribución y difusión del aire exterior.				
40).--Lámina galvanizada lisa, mca. Galvsk e Imsa, de primera calidad para la fabricación de los ductos de acuerdo con los planos en los siguientes calibres:				
a.- Cal. # 16	300	Kgs.	4.82	1,446.00
b.- Cal. # 22	300	"	4.82	3,856.00
c.- Cal. # 24	1,600	"	4.82	7,712.00
41).--Aislamiento térmico a base de fibra de vidrio, Mca. Fiber Glass, tipo RF-3100, de 2" de espesor incluyendo: Papel Bond-Alum. Adhesivo Resikón 117B. Sellador Ci-Mastik.	100	m <sup>2</sup>	26.14	2,614.00
42).--Cuellos fabricados con lona anudada del No. 10 para las conexiones flexibles de los ductos con los equipos.	4	Pza.	150.00	640.00

No. ----- CANT. UNIDAD. P/UNIT. TOTAL

43.-Rejilla de aire nuevo, Mca Barber Colman, Mod. Lee de 18 x 18", con filtro neblónico y compuerta de control de volumen.	1	1za.	284.00	284.00
44.-Marco de empotramiento para el paso de ductos y montaje de persiana fija, en las siguientes dimensiones:				
a.- 55 x 25"	1	1za.	147.00	147.00
b.- 88 x 25"	1	"	215.00	215.00
45.-Material necesario para instalar ductos, tal como: fierro angulo, lona, anclas, etc.	1	Lot:	300.00	300.00
46.-Material necesario para pintar ductos, consistente en:				
a.- Pintura esmalte alquídico, Mca. Comex, Tipo 100.	20	Lts.	5.65	113.00
b.- Primario de aceite, Cromato de Zinc.	30	"	28.05	832.00
c.- Thinner.	30	"	4.05	243.00
d.- Estopa.	5	Kgs.	200.00	1,000.00

MATERIAL DE DIFUSION Y DISTRIBUCION DEL AIRE INTERIOR.

47.-Lamina lisa galvanizada -- Mca. Galvak, de primera calidad, para la fabricación de ductos, de acuerdo con el proyecto, con los siguientes calibres:

No.	CANT.	UNIDAD.	P/UNIT.	L.FORT
b.- Calibre # 24	1,900	Kgs.	4.82	9,158.00
b.- Calibre # 32	780	"	4.82	3,759.60
c.- Calibre # 20	400	"	4.82	1,928.00
48.-Rejilla de inyección de aire, Mca. Barber Col-- man, de 6 x 39"	16	Pza.	147.00	2,352.00
49.- Mano de obra de:				
a.- Fabricación e insta lación de ducteria - exterior.				
b.- Fabricación e insta lación del sistema - de refrigeración.				
c.- Fabricación e insta lación de ducteria - interior.				
d.- Aplicación de pin <u>ch</u> ras.				
e.- Pruebas y arranque y entrega de los sis temas funcionando -- correctamente.	1	Lote	51,900.00	51,900.00
		SUBTOTAL.		NS 183,430.19
		I.V.A.		18,343.02
		TOTAL.		NS 201,773.21

## C O N C L U S I O N E S:

Según puede apreciarse, este trabajo a sido desarrollado de tal forma que, cualquier persona que tenga un cierto grado de conocimientos de Aire acondicionado y Refrigeración, puede darse cuenta de como, de donde y porqué, se toman los datos necesarios de tablas y gráficas, para así, obtener los resultados que nos llevan a la determinación del equipo necesario, para tener la temperatura y humedad que se requiere en el área a acondicionar.

Se trata de dar al lector de este trabajo, una ligera explicación de qué es la Refrigeración, cómo se descubrió, con qué tipos de equipos se cuenta, cuales son los ciclos de Refrigeración, equipo eléctrico necesario para el funcionamiento y protección de los equipos, equipo de control para el flujo del refrigerante, etc.

Al realizar este trabajo, traté de plasmar en él, los conocimientos adquiridos en los libros de texto, información de los fabricantes y la experiencia adquirida en los años de trabajo en Telefonos de México E. A. de C. V. y otras empresas.

El procedimiento que se siguió, fué valorar la carga normal, para así obtener la ganancia instantanea de calor dentro del espacio acondicionado y suponer que el equipo de refrigeración eliminará el calor con la misma velocidad con que se produce. No obstante, ha quedado demostrado que los equipos seleccionados a base de ésto resultan sobredimensionados y por consiguiente pueden mantener condiciones ambientales muy inferiores a las del proyecto original. Por investigaciones y pruebas realizadas en laboratorio, se ha demostrado que ello es debido a:

1.- Almacenamiento de calor en la estructura del edificio.

- 2.- La no simultaneidad de los valores máximos de los componentes de la carga térmica.
- 3.- Estratificación del calor.

Con los procedimientos realizados en el desarrollo de este proyecto, se determinó la carga impuesta en cada momento al equipo acondicionador (carga real de refrigeración), como si el almacenamiento de calor en la estructura y la simultaneidad de todas las demás cargas térmicas se produjeran a las 2:00 P.M., hora pico de carga telefónica, no se tomó en cuenta la estratificación del calor.

## A N E X O S.

- 1.- TABLA 5-3. Infiltración por condensación a través de ventanas y puertas.
- 2.- TABLA 10-3. Ganancia de calor de personas.
- 3.- FIG. 12-9. Pérdidas de presión en codos con venas de sección transversal.
- 4.- TABLA 12-3. Pérdidas de presión en uniones de ductos.
- 5.- TABLA 12-4. Velocidades recomendadas y máximas en ductos.
- 6.- TABLA 12-7. Pérdidas típicas por fricción para equipo del sistema de ductos.
- 7.- TABLA 17-10 Infiltración de aire durante el verano en -- puertas de establecimientos comerciales.
- 8.- TABLA 17-17 Diferencias totales de temperatura para calcular la ganancia de calor a través de paredes alumbradas por el sol y sombreadas.
- 9.- FIG. 13-11 Pérdidas por fricción en ductos rectos para volúmenes desde 1,000 hasta 100,000 FCm.
- 10.- PLANOS. Planta ductos y diagrama eléctrico.

TABLA 5-3. INFILTRACION POR HENDEDURAS A TRAVES DE VENTANAS Y PUERTAS\*

(Pies cúbicos por hora pie de hendidura)

Tipo de abertura	Observaciones	Velocidad del viento (mph)				
		5	10	15	20	25
Ventana de madera de doble bastidor (no hermético)	Promedio; no a prueba de agua	7	21.4	39	59	80
	Promedio; a prueba de agua	4	13	24	36	49
	Ajuste pobre; no a prueba de agua	27	69	111	154	199
	Ajuste pobre; a prueba de agua	6	19	34	51	71
	Alrededor del marco de ventana: pared de ladrillo, no ajustada	3	8	14	20	27
	Alrededor del marco de ventana: pared de ladrillo, ajustada	1	2	3	4	5
	Alrededor del marco de ventana: marco de estructura de madera	2	6	11	17	23
	No a prueba de agua; no hermética	20	47	74	104	137
Ventana metálica de doble bastidor	No a prueba de agua; hermética	20	45	70	96	125
	A prueba de agua; no hermética	6	19	32	46	60
	Industrial, pivotada horizontalmente	52	108	176	244	304
Ventana metálica en bastidor simple	Puerta-ventana residencial	14	32	52	76	100
	Pivotada verticalmente	30	88	145	186	231
Puertas	Bien ajustadas	27	69	110	154	199
	Mal ajustadas	54	138	220	308	398

\* Datos basados en trabajos de investigación, Trans. ASHVE, Vols. 30, 34, 36, 37 y 39.

Tipo de actividad	Tipo de aplicación	Calor total disipado, hombres adultos (Btuh)	Calor total disipado modificado* (Btuh)	Calor sensible (Btuh)	Calor latente (Btuh)
Sentados en reposo	Teatro	390	330	180	150
	por la tarde por la noche	390	350	195	155
Sentados; trabajo muy ligero	Oficinas, hoteles, apartamentos, restaurantes	450	400	195	205
Trabajo moderadamente activo	Oficinas, hoteles, apartamentos	475	450	200	250
Parados; trabajo ligero; caminando muy despacio	Tienda de departamentos; menudeo	550	450	200	250
Caminando; sentado; de pie; caminando lentamente	Banca	550	500	200	300
	Banco	550	500	200	300
Trabajo sedentario	Restaurante	490	550	220	330
Trabajo de banco, ligero	Fabrica	800	750	220	530
Trabajo moderado Bailando moderadamente	Ensamble piezas chicas	900	850	215	605
	Sala de baile	900	850	215	605
Caminando, 3 mph; trabajo moderadamente fuerte	Fabrica	1000	1000	300	700
Juego bolos (participante)	Bolos	1500	1450	465	955
Trabajo pesado	Fabrica	1500	1450	465	955

\* La modificación de la disipación de calor de los valores indicados en la tabla se basa en porcentajes normales de hombres, mujeres y niños, considerando para una mujer adulta, 85% de valor de un hombre adulto y para un niño el 75% del valor de un hombre adulto.

DISEÑO DE DUCTOS PARA FLUJO DE FLUIDOS Y...

169

Codo de 2 partes		Codos con varias relaciones R/W	
	$R_1/W_1$   0   2   4   6   8   10 $L/W_1$   70   34   28   33   54   60	$R_1/W_1 = 0.5$ $R_2/W_2$   0   2   4   6   8   10 $L/W_2$   60   20   19   24   30   60	
	$R_2/W_2$   0   2   3   2   3   $R_3/W_3$   0   4   5   4   5   $R_4/W_4$   0   10   6   7   $L/W_4$   70   22   22   19   20		
	$R_1/W_1 = 0$ $L/W_1 = 20$	$R_1/W_1 = 0.7$ $R_2/W_2$   0   4   6   8   10   12 $L/W_2$   24   15   12   14   21   24	
	$R_1/W_1 = 0$ $L/W_1 = 15$		

FIG. 12-9. Pérdidas de presión en codos con venas de sección transversal cuadrada expresadas en longitud adicional de ducto equivalente. Longitud adicional equivalente  $L$ , ancho del ducto  $W$ , en pies, multiplicado por los valores  $L/W$  mostrados. Venas: A = mayor número de venas de arco pequeño; B = menor número de venas de arco grande; C = venas huecas que tienen diferente curvatura exterior e interior; D = cuatro venas con radio de 0.4W; E = vena aguda con radio de 0.5W; F = sin venas. (Reimpreso con permiso de Heating Ventilating Air Conditioning Guide 1955, Cap. 32)

TABLA 12-3. PERDIDAS DE PRESION EN UNIONES DE DUCTOS  
 [Expresadas en partes decimales de una presión de velocidad (carga),  
 $(V_m/1090.5) \cdot d_v$  o  $(V_m/4005)^2$  para aire estándar]\*

Tipo de conexión	Pérdidas de presión en cargas de velocidad
Conexión T, salida en ángulo recto .....	2.00 ( $V_m$ en ramal)
Ramales del ducto	
ángulo de 15° .....	0.10 ( $V_m$ en ramal)
ángulo de 30° .....	0.20 ( $V_m$ en ramal)
ángulo de 45° .....	0.25 ( $V_m$ en ramal)
Codo, ángulo recto, ducto rectangular relación aspecto casi de uno .....	1.15
Codo, ángulo recto, ducto redondo .....	0.87
Entrada al tubo, de la cámara .....	0.85
Entrada al tubo, de la cámara, entrada cónica .....	0.20
Ensanchamiento del tubo	
Abrupto o entrada a la cámara .....	0.80-1.00
Cónico, 10% de pendiente .....	0.25
Tubo entrando a la cámara, cónico, 10% pendiente ...	0.50
Rejillas, área neta igual a área del ducto .....	1.25
Pérdida de entrada	
Persianas de entrada e inducción de aire exterior ...	1.50
Persianas de entrada sin aceleración del aire de entrada .	0.50

\* Véase la Fig. 12-6 para valores de carga de velocidad.

TABLA 12-4. VELOCIDADES RECOMENDADAS Y MAXIMAS EN DUCTOS\*

Designación	Velocidades recomendadas, pies/min			Velocidades máximas, pies/min		
	Resi- dencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Edificios Indus- triales	Resi- dencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Edificios Indus- triales
Tomas de aire exterior† .....	700	800	1000	800	900	1200
Filtros† .....	250	300	350	300	350	350
Serpentinas calefacción† .....	450	500	600	500	600	700
Lavadoras de aire .....	500	500	500	500	500	500
Conexión a succión .....	700	800	1000	900	1000	1400
Salidas de ventiladores .....	1000-1600	1300-2000	1600-2400	1700	1500-2200	1700-2800
Ductos principales .....	700-900	1000-1700	1200-1800	800-1000	1100-1600	1300-2200
Ductos ramales .....	600	600-900	800-1000	700-1000	800-1300	1000-1800
Ductos verticales .....	500	600-700	800	650-800	800-1200	1000-1600

\* De Heating Ventilating Air Conditioning Guide 1942, Cap. 41.

† Estas velocidades, son para la sección total, no para el área libre neta.

TABLA 12-5. PERDIDAS TÍPICAS POR FRICCIÓN PARA EQUIPO DEL SISTEMA DE DUCTOS

Parte	Gama posible de pérdidas* (plg de agua)	
Toma de aire o entrada al ventilador .....	0.005	a 0.1
Calentadores de aire o enfriadores, una a varias hileras	0.1	a 0.35
Lavadoras de aire .....	0.2	a 0.35
Filtros de aire .....	0.2	a 0.4
Sistema de ductos (cálculo con longitud equivocada) ..	0.04	a 0.4
Varios, pantallas, rejillas, etc. ....	0.1	a 0.2
Salidas tipo tobera .....	0.1	
Menos cualquier recuperación de caída de velocidad ...	0.01	o más
Pérdidas de presión estática para el sistema (ventilador) .....		
	1.0	a 1.6 comunes

\* Seleccionadas de datos de fabricantes, o calculadas.

G74

AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION

TABLA 17-10. INFILTRACION DE AIRE DURANTE EL VERANO EN PUERTAS DE ESTABLECIMIENTOS COMERCIALES\*

Aplicación	Puertas giratorias y de vaivén que abren al exterior		Tiempo promedio de ocupación (patrones) empleados sobre los que se basa la tabla (min)
	Infiltración por persona en el cuarto (pies <sup>3</sup> /min)		
	Puerta giratoria 72 plg	Puerta de vaivén 36 plg	
Banco .....	7.5	10.0	20
Botica .....	19.0	13.0	15
Tabaquería .....	15.0	20.0	10
Corredor de bolsa (oficina)	5.0	6.5	30
Dulcería y fuentes de sodas	5.0	6.5	30
Merendero .....	5.0	6.5	30
Oficina (profesional) .....	2.5	3.0	60
Pelotería .....	2.0	2.0	90
Peluquería .....	3.5	4.5	45
Restaurante .....	2.0	2.5	75
Tienda artículos hombres ..	3.5	4.5	45
Tienda departamentos .....	5.0	6.5	30
Tienda de ropa .....	2.0	2.5	75
Zapatería (tienda) .....	3.5	4.5	45

Cuando continuamente se abren las puertas

Puerta giratoria de 72 plg (entrepaños abiertos) ..... 1 200 pies<sup>3</sup>/min  
 Puerta de vaivén de 36 plg (hojas verticales abiertas) ... 800 pies<sup>3</sup>/min

Nota: Los valores dados para puertas de vaivén y para puertas que se abren continuamente se refieren al caso de que dichas puertas estén sólo en una pared o donde las puertas de las otras paredes sean del tipo giratorio. Si se emplean puertas de vaivén para acceso (o si las puertas están abiertas) en más de una pared no será posible estimar la infiltración. Los valores dados para puertas giratorias son sin tomar en cuenta el número de ellas ni su localización.

Para determinar los pies cúbicos por minuto total de aire de infiltración debido a aberturas de puertas, se multiplica el número de personas por el factor de la tabla de acuerdo con el tipo de establecimiento comercial. Cuando se tengan más de una puerta, considere que solamente se tiene una, excepto en el caso de puerta abierta.

\* Reimpresa con permiso del código de Air Conditioning and Refrigerating Machinery Association.

TABLA 17-7. DIFERENCIALES TOTALES DE TEMPERATURA PARA CALCULAR LA GANANCIA DE CALOR A TRAVES DE PAREDES ALUMBRADAS POR EL SOL Y SOMBREADAS

Latitud Norte Orientación de la pared	Tiempo solar												Latitud Sur Orientación de la pared						
	A.M.						P.M.												
	8	10	12	2	4	6	8	10	12	2	4	6							
	Color exterior de la pared (O = oscuro, L = ligero)																		
	O	L	O	L	O	L	O	L	O	L	O	L	O	L					
Marco de celosía																			
NE	22	10	21	12	14	10	12	10	14	11	11	14	10	10	6	4	2	2	SE
E	30	11	36	18	32	16	12	12	14	11	11	14	10	10	6	6	2	2	E
SE	13	0	26	16	28	18	21	16	10	11	11	11	10	10	6	4	2	2	NE
S	-4	-4	4	0	22	12	30	20	20	16	14	10	10	6	6	2	2	2	N
SO	-4	-4	0	-2	6	4	20	22	40	28	42	28	24	20	6	4	2	2	NO
O	-4	-4	0	0	6	6	20	12	40	28	48	34	22	22	8	8	2	2	O
NO	-4	-4	0	-2	6	4	12	10	24	20	40	26	34	24	6	4	2	2	SO
N(sombra)	-4	-4	-2	-2	4	4	10	10	14	14	12	12	8	8	4	4	0	0	S(sombra)
4 plg de ladrillo o piedra de revestir + marco de celosía																			
NE	-2	-4	24	12	20	16	10	6	12	10	14	14	12	12	10	10	6	4	E
E	2	0	30	14	31	17	11	14	12	17	14	11	12	12	10	8	6	6	E
SE	2	-2	20	10	28	16	27	16	18	14	14	11	12	12	10	8	6	6	SE
S	-4	-4	-2	-2	12	6	24	10	28	18	20	16	12	12	8	8	4	4	N
SO	0	-2	0	-2	2	2	12	8	32	22	36	26	34	24	10	8	6	6	NO
O	0	-2	0	0	4	2	10	8	26	18	40	28	42	28	16	14	6	6	O
NO	-4	-4	-2	-2	2	2	8	6	12	12	30	22	34	24	12	10	6	6	SO
N(sombra)	-4	-4	-2	-2	0	0	6	6	10	10	12	12	12	8	8	4	4	4	S(sombra)
Bloque hueco de hormigón de 8" o bloque de escoria de 8"																			
NE	0	0	0	0	20	10	16	10	10	6	12	10	14	12	12	10	8	8	SE
E	4	2	12	4	24	12	20	14	20	12	12	10	14	12	11	10	10	8	E
SE	2	0	2	0	16	8	20	12	20	14	12	14	12	12	10	8	6	6	NE
S	0	0	0	0	2	0	12	6	24	14	26	16	20	14	12	10	8	6	N
SO	2	0	2	0	2	0	6	4	12	10	26	18	30	20	18	8	6	6	NO
O	4	2	4	2	4	2	6	4	10	8	18	14	30	22	32	22	18	14	O
NO	0	0	0	0	2	0	4	2	8	6	12	10	22	18	20	22	10	8	SO
N(sombra)	-2	-2	-2	-2	-2	0	0	6	6	10	10	10	10	10	6	6	6	6	S(sombra)
Ladrillo de 8" o bloque hueco de hormigón de 12" o bloque de escoria de 12"																			
NE	2	2	2	2	10	2	10	8	14	8	10	6	10	8	10	10	10	8	NE
E	8	6	8	6	14	8	18	10	18	10	14	8	14	10	14	10	12	10	E
SE	8	4	6	4	6	4	14	10	18	12	10	12	12	10	12	10	12	10	SE
S	4	2	4	2	4	2	4	2	4	6	16	10	16	12	12	10	10	8	N
SO	8	4	6	4	6	4	8	4	10	6	12	8	20	12	24	16	22	14	NO
O	8	4	6	4	6	6	8	6	10	6	14	8	20	16	24	16	24	16	O
NO	2	2	2	2	2	2	2	2	6	4	8	6	10	8	16	14	18	14	SO
N(sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	S(sombra)
12 plg de ladrillo																			
NE	8	6	8	6	8	4	8	4	10	4	12	6	12	6	10	6	10	6	NE
E	12	8	12	8	12	8	10	6	12	8	14	10	14	10	14	10	14	8	E
SE	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	14	10	14	10	12	8	SE
S	8	6	8	6	6	6	6	6	6	4	8	4	10	6	12	8	12	8	N
SO	10	6	10	6	10	6	10	6	10	6	10	8	10	8	12	8	14	10	NO
O	12	8	12	8	12	8	10	6	10	6	10	6	10	6	12	8	16	10	O
NO	8	6	8	6	8	4	8	4	8	4	8	4	8	6	10	6	10	6	SO
N(sombra)	4	4	4	4	4	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	S(sombra)

TABLA 17-7 (Continuación)

Latitud Norte Orientación de la pared	Tiempo solar										Latitud Sur Orientación de la pared								
	A.M.					P.M.													
	8	10	12	2	4	6	8	10	12										
	Color exterior de la pared (O = oscuro, L = ligero)																		
8 plg de concreto o piedra o 6 u 8 plg de bloque de concreto																			
NE	4	2	4	0	16	8	14	8	10	6	12	8	12	10	10	8	8	6	SE
E	6	4	11	8	21	12	21	12	18	10	11	10	14	10	12	10	10	8	E
SE	6	2	6	4	16	10	18	12	14	12	11	12	12	10	12	10	10	6	NE
S	2	1	2	1	4	1	12	6	16	12	18	12	14	12	10	8	8	6	N
SO	6	2	4	2	6	2	8	4	14	10	22	16	21	16	22	10	10	8	NO
O	6	4	6	4	6	4	8	6	12	8	20	14	28	18	26	14	14	10	O
NO	4	2	4	0	4	2	4	4	6	6	12	10	20	14	22	16	8	6	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	8	8	6	6	4	4	S (sombra)
12 plg de concreto o piedra																			
NE	6	4	6	2	8	2	14	8	14	8	10	8	10	8	12	10	16	8	SE
E	10	6	8	6	16	6	18	10	18	12	16	10	12	10	14	10	14	10	E
SE	8	4	8	4	6	4	14	8	16	10	16	10	14	10	12	10	12	10	NE
S	6	4	4	2	4	2	4	2	10	6	14	10	16	12	14	10	10	8	N
SO	8	4	8	4	4	4	8	6	10	8	18	14	20	14	18	12	10	8	NO
O	10	6	8	6	8	6	16	6	10	6	12	8	16	10	24	18	22	14	O
NO	6	4	6	2	6	2	6	4	6	4	8	6	10	8	18	12	20	14	SO
N (sombra)	0	0	0	0	0	0	0	0	2	2	4	4	6	6	8	8	6	4	S (sombra)

## Notas:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Transmisión total de calor,} \\ \text{radiación solar y diferencia de} \\ \text{temperatura, litu por hora} \\ \text{pie cuadrado de área de pared} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Diferencial de tem-} \\ \text{peratura de la tabla} \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \text{Coeficiente de transmi-} \\ \text{sión de la pared, litu} \\ \text{por hora pie cuadrado} \\ \text{grado } ^\circ \end{array} \right\}$$

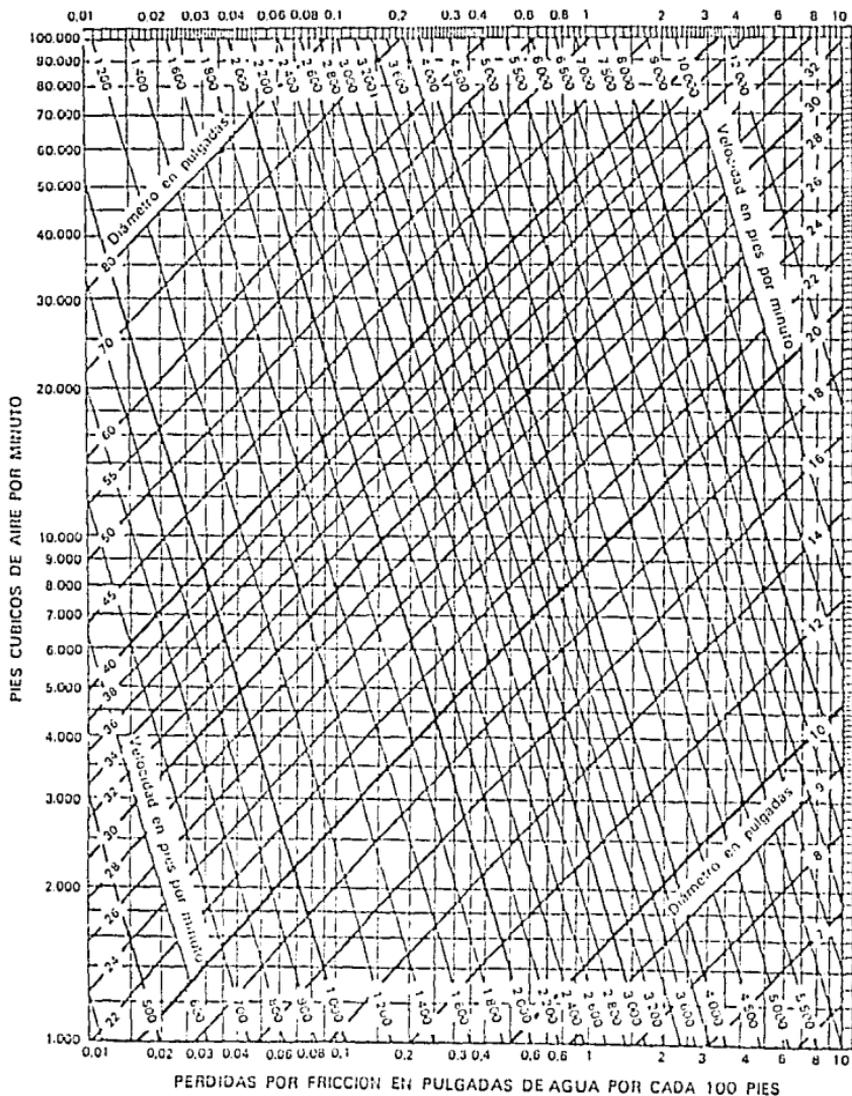
\* Coeficientes seleccionados de las tablas del Cap. 4.

1. FUENTES. Las mismas que para la Tabla 17-8. Se ha supuesto que la pared neta da al lado de la sombra; esto es prácticamente cierto. Se ha supuesto que los colores oscuros absorben el 90% de la radiación solar y reflejan el 10%; los colores blancos absorben el 50% y reflejan el otro 50%. Esto incluye algunas tolerancias por muerte y polvo, ya que normalmente una pintura blanca y fresca absorbe solamente el 40% de la energía solar.

2. APLICACION. Estos valores pueden usarse para todas las estimaciones normales de aire acondicionado, generalmente sin correcciones cuando la carga se calcula para la temperatura más alta. Las correcciones por latitud (nota 3) serán necesarias sólo cuando se desee tener mucha exactitud. Es conveniente hacer correcciones a los diferenciales de temperatura cuando la temperatura interior es muy distinta de 80°F hacia arriba o hacia abajo y también para el caso de la temperatura exterior muy diferente de 95°F. La intensidad solar sobre todas las paredes diferentes del este y oeste varía considerablemente con el tiempo del año.

3. CORRECCIONES. Temperatura exterior menos la del cuarto. Si la temperatura de diseño exterior menos la temperatura del cuarto es diferente de 15°, deberá corregirse de la siguiente manera. Cuando la diferencia es mayor (o menor) de 15°, agregar el exceso (restar la deficiencia) a los diferenciales de la tabla.

Fluctuación diaria de la temperatura exterior. Si la fluctuación diaria de la temperatura exterior es menor de 20°, agregar 1° a la fluctuación diaria menor por cada 2° de diferencia hasta el valor de 20°. Si la fluctuación diaria es mayor de 20°, restar un grado a la fluctuación diaria mayor por cada 2° de diferencia con respecto de 20°. Por ejemplo, si la fluctuación diaria en Miami es de 12°, o de 8° menos de 20°; por lo tanto, la corrección es de +4°.



(Basado en aire en condiciones estándar, densidad de 0.075 lb por pie<sup>3</sup> fluyendo a través de ductos de lámina galvanizada, redondas y limpias con 40 uniones aproximadamente por cada 100 pies).

FIGURA 13-11 Pérdidas por fricción en ductos rectos para volúmenes desde 1.000 hasta 100.000 pies<sup>3</sup>/min. (Impreso con permiso de ASHRAE Guide and Data Book.)

**ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

Air-Conditioning and Refrigeration Institute.

Refrigeración y Aire Acondicionado.

México, edit. Prentice / Hall Internacional, 1986.

Carrier de México, S.A. de C.V.

Ciclo de Adiestramiento Técnico para Mecánicos de Servicio.

México, Carrier de México, 1990.

Carrier Air Conditioning Company.

Manual de Aire Acondicionado.

España, edit. Marcombe, S.A., 1992.

Condumex. División Cables de Construcción.

Memorias de los Ciclos de Conferencias sobre Instalaciones

Eléctricas de Baja Tensión.

México, Condumex, 1992.

Enriquez Harper Gilberto.

Manual de Instalaciones Eléctricas Residenciales e  
Industriales.

México, edit. Limusa, 1977.

Hernandez Scribar Eduardo.

Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración.

México, edit. Diana, 1989.

I M S S. Depto. de Capacitación.

Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado.

México, Jefatura de Conservación, 1977.

Instituto de Astronomía y Meteorología de la Universidad  
de Guadalajara.

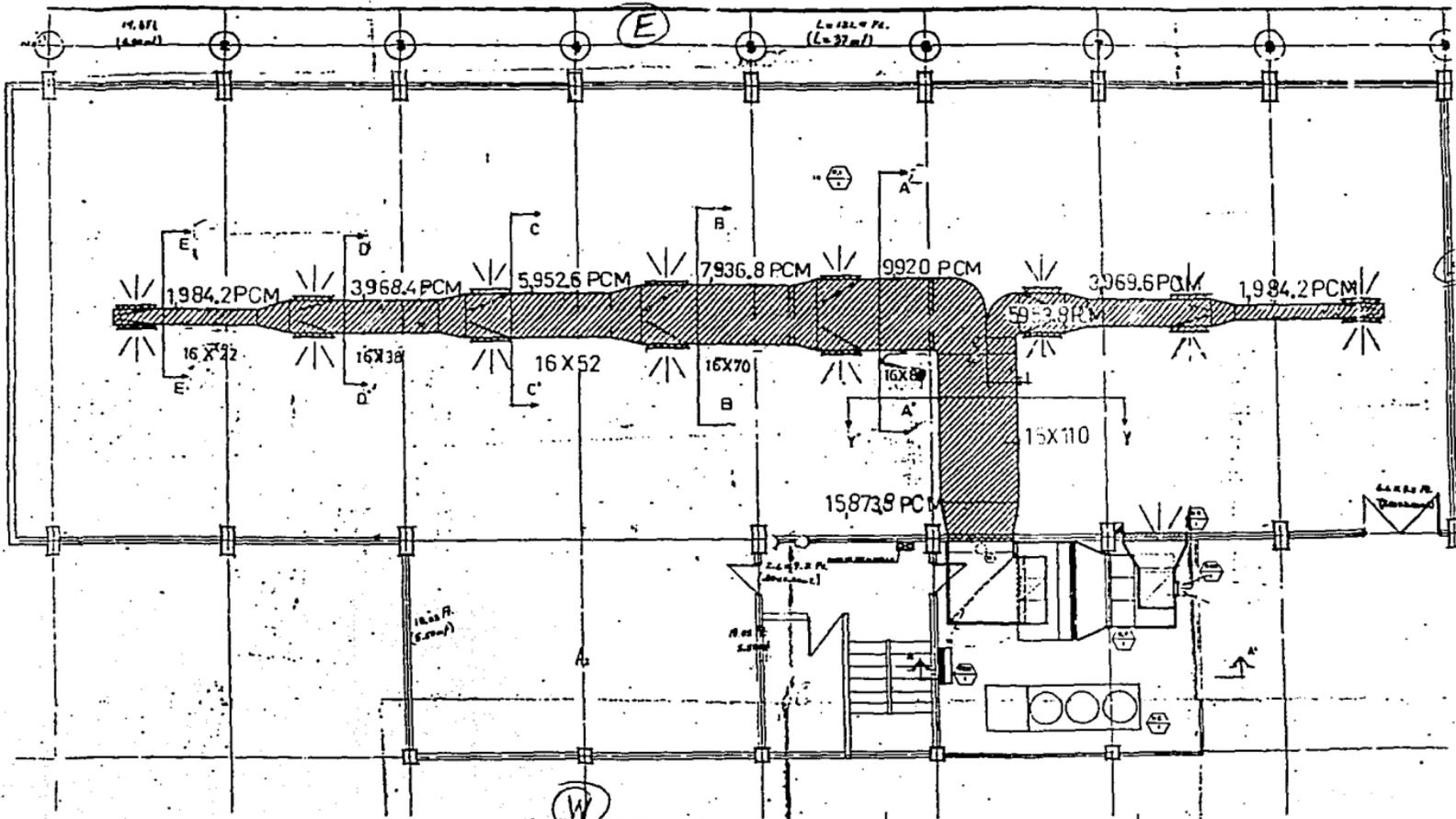
Investigación y Estadística sobre Temperaturas y Velocidad  
del Viento.

Jennings-Lewis.

Manual de Aire Acondicionado y Refrigeración.  
México, Edit. Continental, S.A., 1978.

Square "D" de México, S.A.

Catalogo Industrial.  
México, 1992.



PLANTA DE DUCTOS.

