



173
Ri.

**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

MAQUINAS TERMICAS E IMPACTO AMBIENTAL
"PROYECTO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
PARA LAS OFICINAS DE CAMINOS Y PUENTES FEDERALES
GUERNAVACA (GERENCIA DE EDIFICACION)"

TRABAJO DE SEMINARIO
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
ELEOCADIO ZAMBRANO NUÑEZ



V N A M

ASESOR:
ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX. 1997

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

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

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

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

Máquinas Térmicas e Impacto Ambiental
Proyecto de un Sistema de Aire Acondicionado para las Oficinas de
Caminos y Puentes Federales Cuernavaca (Gerencia de Edificación)

que presenta el pasante: Eleocadio Zambrano Núñez,
con número de cédula: 8457073-6 para obtener el Título de:
Ingeniero Mecánico Electricista.

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

ATENTAMENTE.

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Comité Académico, Edo. de México, a 11 de Diciembre de 19 96

MÓDULO:

PROFESOR:

I. Ing. Armando Aguilar Márquez
II. IV. Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio
III. Quím. Frida María León Rodríguez

FIRMA:

DEP/VUNOSEN

A MIS PADRES POR EL CUIDADO Y EDUCACION QUE DE ELLOS RECIBI

A MI ESPOSA POR EL APOYO QUE ME BRINDA

A MI HIJO POR EL CARINO QUE LE TENGO

LES DEDICO ESTE TRABAJO.

INDICE

INTRODUCCION	1
I GENERALIDADES	3
II CONDICIONES DE COMODIDAD	10
III ANALISIS DEL LOCAL	16
IV GANANCIAS DE CALOR	33
V PROYECTO DE DUCTOS Y DISTRIBUCION DE AIRE	57
VI SELECCION DE EQUIPO	90
VII PRESUPUESTO	106
VIII CONCLUSIONES	109
IX BIBLIOGRAFIA	110

INTRODUCCION

El acondicionamiento del aire para brindar comodidad constituye un proceso en el que se deben controlar su temperatura, humedad, limpieza y distribución, en forma simultánea.

Para realizar este proceso se deben aplicar los conocimientos de ingeniería y un buen criterio (que se afina con la práctica) para calcular las ganancias o pérdidas de calor, realizando un análisis del edificio para determinar las fuentes que puedan ser causa de estas pérdidas o ganancias.

Para calcular las pérdidas de calor generalmente es suficiente seleccionar los factores apropiados de transmisión de cada elemento de construcción.

Para el caso de ganancias de calor se deben considerar además de los factores de transmisión, la orientación de muros, ventanas y la sombra que sobre estos elementos se pueda proyectar, la época del año, la máxima concentración de personas, la iluminación y equipo eléctrico, etc. Debido a que la máxima ganancia de calor puede ocurrir en cualquier momento del día, es preciso realizar el cálculo para diferentes horarios.

Una vez determinada la pérdida o ganancia de calor, se puede seleccionar el o los equipos que darán servicio al edificio. Si la máxima ganancia de calor para las diferentes habitaciones u oficinas ocurre al mismo tiempo, se puede seleccionar un solo equipo que cumpla con la capacidad requerida. Si se quiere un control independiente o la máxima ganancia de calor ocurre en diferentes horarios para cada zona, se pueden seleccionar varios equipos.

Cuando se hace una correcta selección de equipo pero no se tiene una buena distribución del aire, no se puede lograr un ambiente confortable debido a que altas o bajas velocidades del aire pueden causar molestias e incomodidad.

Un ambiente que proporcione comodidad en el trabajo, puede no lograr un beneficio para la salud ya que continuamente estamos en contacto con el aire del exterior. Un ambiente incomodo puede producir agotamiento, nerviosismo y puede provocar distracción de la actividad que se éste realizando y la consiguiente pérdida de eficiencia y seguridad en el trabajo.

I GENERALIDADES

Propiedades termodinámicas del aire

Un gas perfecto es aquel que obedece las leyes de Joule, Avogadro, Boyle y Charles.

Ley de Joule: La energía interna de un cuerpo depende únicamente de su temperatura.

Ley de Avogadro: Volúmenes iguales de cualquier gas, a la misma presión y temperatura, tienen el mismo número de moléculas.

Ley de Boyle: A temperatura constante, el volumen de un determinado peso de gas perfecto varía inversamente a la presión absoluta, por lo tanto se verifica:

$$P_1V_1 = P_2V_2 = P_nV_n = C$$

Ley de Charles: Cuando un gas perfecto recibe o cede energía mientras se mantiene a volumen constante, las presiones absolutas son directamente proporcionales a las temperaturas absolutas, esto es:

$$P_1/T_1 = P_2/T_2 = P_n/T_n = C$$

Si mantenemos $P = \text{cte}$

$$v_1/T_1 = v_2/T_2 = v_n/T_n = C$$

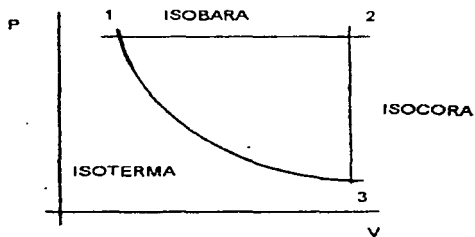


Figura 1.1. Representación gráfica de las leyes de Boyle y Charles.

Donde la ley de Boyle es aplicable a los puntos 1 y 3

$$P_1V_1 = P_3V_3 \quad \text{y} \quad T_1 = T_3$$

por lo tanto

$$P_1V_1/T_1 = P_3V_3/T_3$$

la ley de Charles es aplicable a los puntos 2 y 3

$$P_2/T_2 = P_3/T_3 \quad \text{y} \quad V_2 = V_3$$

por lo tanto

$$P_2V_2/T_2 = P_3V_3/T_3 = P_1V_1/T_1 = R$$

donde:

R - constante particular del gas

En realidad no existe ningún gas perfecto; no obstante, el aire y vapor de agua son algunos de los gases que se comportan con bastante aproximación como si fuesen gases perfectos, de tal suerte que pueden considerarse como tales.

El aire atmosférico se compone aproximadamente de:

	Volumen %	Peso en %
Nitrógeno	78.1	76.0
Oxígeno	20.9	23.1
Argón	01.0	00.9

Su contenido de humedad o vapor de agua puede variar del 0% al 4%. El aire también contiene impurezas como son humos, polvo, microorganismos, etc. en proporciones variables que dependen de la velocidad del viento y situación geográfica.

En la carta psicrométrica se pueden analizar gráficamente las propiedades del aire, facilitando la solución de diferentes problemas o procesos (fig. 1.2). La carta muestra, básicamente, la relación entre las siguientes propiedades (fig. 1.3)

Temperatura de bulbo seco (TBS), que es la registrada por un termómetro ordinario

Temperatura de bulbo húmedo (TBH), que es la registrada por un termómetro ordinario cuyo bulbo se encuentra cubierto con una gasa húmeda.

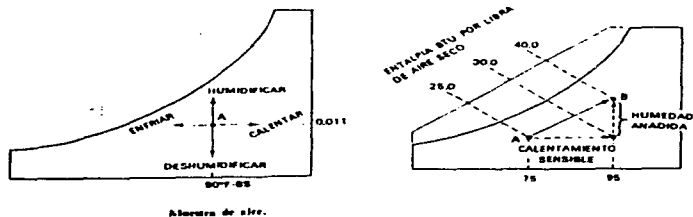
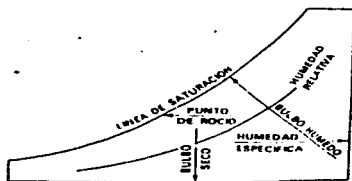
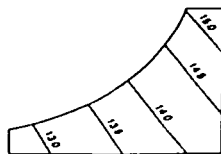


Fig.1.2



Este diagrama simplificado.



volúmenes específicos

Fig. 1.3

Temperatura de rocío (T_r), que es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría.

Humedad específica (W), es el peso del vapor de agua en el aire, expresado en gramos (libras, granos) de agua por Kg (libra) de aire seco.

Humedad relativa (HR), es la relación del vapor de agua en el aire, comparado a la máxima cantidad que estaría presente a la misma temperatura expresada como un porcentaje. (%)

$$HR = W / W_s$$

donde:

W - humedad específica

W_s - humedad específica de saturación

Volumen específico(v), es el volumen ocupado por la mezcla de un kilogramo (libra) de aire y vapor de agua, y se expresa en m^3 / Kg (pie^3 / lb)

Entalpia (h), es la cantidad de calor o energía interna del aire. La entalpia total de aire humedo es igual a la suma de la entalpia del aire seco, mas la entalpia del vapor de agua contenido en la mezcla.

El calor sensible de una cantidad de aire seco se puede representar de la siguiente forma:

$$Q_s = M C_p t = M h_s$$

donde:

M - masa del aire por unidad de tiempo

C_p - calor específico del aire

t - temperatura del aire

h_s - entalpia del aire seco

La entalpia del vapor de agua contenida en la mezcla multiplicada por la cantidad de vapor da el calor total del vapor de agua o calor latente

$$h_l = W h_v$$

$$Q_l = M C_v W = M h_l$$

donde:

C_v - calor latente de vaporización

W - humedad específica

h_v - entalpia del vapor

El calor total es la suma del calor sensible y el calor latente. El calor sensible es aquel capaz de producir un cambio en la temperatura de bulbo seco. El calor latente, es la

energía asociada con un cambio de estado sin que se verifique una variación de temperatura

$$Ql = M (hs + lv) = M (Cp l + Cv W)$$

Energía interna, es la energía poseída por una masa debido a su actividad molecular, la energía se almacena en forma de energía potencial y cinética de las moléculas. En caso de un gas perfecto la energía interna es función únicamente de la temperatura. En los gases reales, líquidos y sólidos, la energía interna es proporcional a la temperatura; cuanto mayor sea la temperatura, más grande es la actividad molecular y más grande es a su vez la energía interna.

Calor es la energía que fluye en virtud de una diferencia de temperaturas. Cuando dos cuerpos, uno caliente y otro frío, se colocan próximos entre sí, sin barrera aislante entre ellos, el calor fluye hacia el cuerpo frío a causa de la diferencia de temperatura (fig 1.4).

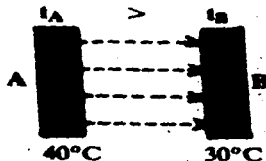


Fig. 1.4

La temperatura es un índice relativo de la concentración de energía en cada cuerpo, por ejemplo si un objeto pequeño y ligero y otro grande y pesado tienen la misma cantidad de energía, el objeto pequeño tendrá una temperatura más alta debido a la mayor concentración de energía. En un gas perfecto la temperatura es un índice de su actividad molecular, si no tuviese energía se hallaría a la temperatura más baja que puede concebirse (-460°F ó -273°C), es decir, a la del cero absoluto.

La temperatura se puede medir por medio de la escala Fahrenheit o Centígrada. Las cuales se basan en el efecto del calor sobre el agua, en estas escalas 32°F (0°C) indica la temperatura a la cual el agua se congela y 212°F (100°C) la temperatura a la cual hierve.

II CONDICIONES DE COMODIDAD

Para experimentar una sensación de comodidad el cuerpo humano debe eliminar exactamente el calor que internamente está generando y así poder mantener una temperatura corporal constante, si pierde una cantidad mayor experimentara una sensación de frío, y si es menor, de calor.

El cuerpo humano, tiene un sistema de control de temperatura para regular sus pérdidas de calor que ocurren por conducción, convección, radiación y evaporación. La proporción relativa de cada una depende de la cantidad de calor generado por el cuerpo, que a su vez depende de la actividad, tipo de ropa y de la temperatura, humedad y velocidad del aire

Así por ejemplo, en un ambiente cálido, las pérdidas por conducción, convección y radiación son mínimas, siendo mayores por evaporación; si el clima y los alrededores son fríos, la evaporación se hace mínima ya que decrece la cantidad de sudor, por lo tanto las pérdidas por conducción, convección y radiación son mayores.

La temperatura y la velocidad del aire son variables determinantes de la cantidad de calor transmitido por convección. Un movimiento o aumento de la velocidad del aire producen en una persona un efecto térmico tal, que se puede experimentar una disminución de la temperatura del medio. En los días de calor, sin embargo, no se puede lograr una sensación de comodidad solamente incrementando la velocidad del aire, aun cuando experimentemos un sensible mejoramiento en las condiciones térmicas. Esto se explica por que la convección no actúa uniformemente en todo el cuerpo, lo que supone pérdidas desiguales de calor.

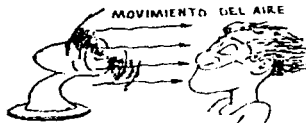


Fig. 2.1

La humedad del aire es otro factor importante en las condiciones de comodidad que, conjuntamente con la velocidad del aire intervienen en la pérdida de calor por evaporación. En condiciones normales un 25% del calor que genera el cuerpo humano, se elimina por evaporación, de este porcentaje un 10% se pierde por medio de la respiración y un 15% se elimina a través de la piel por transpiración no perceptible. Estas cantidades se modifican sustancialmente según sea la actividad y la temperatura del medio. Si la temperatura se eleva dificultando la eliminación por convección y radiación, el organismo aumenta su eliminación por evaporación comenzando a ser perceptible la transpiración, si el aire está saturado, la evaporación no es posible, por lo que el cuerpo humano empieza a ganar calor en cuanto la temperatura sea mayor a la de la piel; en caso contrario, cuando es muy seco, las pérdidas continúan aun con temperaturas muy elevadas. Si el aire contiene poca humedad produce una sensación de sequedad en la piel, boca y nariz, en cambio un exceso de humedad produce que la transpiración se acumule en la ropa y provoque malos olores, además de que propicia el

desarrollo de microorganismos y, el deterioro y alteración de la resistencia térmica de los materiales, especialmente de los aislantes

Como factores de comodidad, la ventilación y el movimiento del aire, son muy importantes para el intercambio de calor y renovación de oxígeno pero son aun más importantes para diluir olores y humo, ya que pueden llegar a ser demasiado perceptibles y molestos

El cuerpo humano es muy sensible a las impurezas en el aire, tales como polvo, polen, humo, vapores, olores, etc, que pueden causar incomodidad e irritación en los ojos y vías respiratorias por lo que debemos filtrar el aire por el método que más convenga, esto también ayuda a la limpieza y mantenimiento del espacio acondicionado

Para mantener una sensación de comodidad, debemos controlar simultáneamente la temperatura, humedad, velocidad, renovación y limpieza del aire. No es posible precisar una condición de comodidad, debido a las grandes diferencias fisiológicas y psicológicas de cada individuo

La mejor forma de solucionar este problema es utilizar las recomendaciones que podemos encontrar en algunos libros o manuales, como lo es la tabla 4 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER (fig 2.2), o los datos experimentales de la Carta de Comodidad (fig 2.3) Esta carta es el resultado de innumerables pruebas y análisis de las reacciones de un gran número de personas, en la que se establecen un rango de temperaturas, humedades y movimiento del aire que proporcionan el máximo de comodidad al mayor número de personas Esta carta es aplicable a casas, oficinas y lugares similares, donde los ocupantes se adaptan completamente a las condiciones del

aire interior. Esta carta no es aplicable a lugares donde la permanencia es menor de dos horas.

TABLA 4. CONDICIONES DE PROYECTO RECOMENDADAS PARA AMBIENTE INTERIOR EN VERANO Y INVIERNO

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DIURNO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMIDIFICACIÓN		CON HUMIDIFICACIÓN		
	Temperatura seca (°C)	Humedad rel. %	Temperatura seca (°C)	Humedad rel. %	Velocidad de ventilación (m/s)	Temperatura seca (°C)	Velocidad de ventilación (m/s)	Temperatura seca (°C)	Humedad rel. %	Velocidad de ventilación (m/s)
COMFORT GENERAL Apartamentos, Casas, Hotel Oficina, Clubes, Hospitales, etc.	23-24	55-65	25-26	60-65	1.0-2.0	22-24	35-55	0	24-25	-
TIENDAS COMERCIALES (Comercio de corta duración) Bancos, Bazaros y supermercados Grandes almacenes, Supermercados, Bibliotecas, etc.	24-25	60-65	26-27	65-67	1.0-2.0	22-25	35-55	1.5-2.0	23-24	0-2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga sensible reducida) Auditorios, Iglesias, Bar, Restaurantes, Cocinas, etc.	24-26	60-65	26-27	65-67	0.5-1.0	22-23	40-55	1.0-2.0	23-24	0-2
CONDICIONES DE AMBIENTES Españoles, etc.	25-27	55-65	26-28	60-69	1.0-3.0	22-25	35-55	2.0-3.0	23-25	3

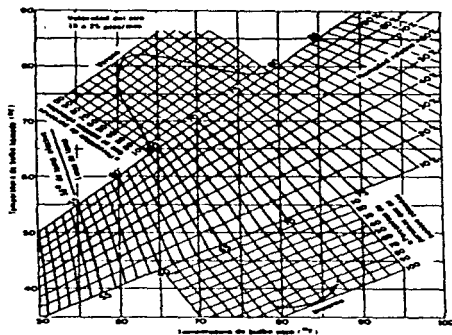
* La temperatura seca de proyecto para el verano es una estimación basada en reducciones de confort por paredes, techos, cables, superficies a no, etc., y en la importancia cuando se utiliza un tipo de construcción al momento de la temperatura seca del aire exterior. Este tipo de diseño se debe al diseño de un panel frío o caliente desde un control más simple y menor consumo energético. Cabe tener en cuenta que el uso de equipos de calefacción y enfriamiento de aire acondicionado con sistemas de flujo de aire más rápidamente a la zona y menor velocidad del flujo de aire por paredes frías durante el invierno y con frecuencia también durante el verano. En estos sistemas, paredes y techos son por lo común.

** La variación de temperatura es el resultado de la posición de los dispositivos durante la máxima carga térmica en invierno.

*** La variación de temperatura es por debajo de la posición de los dispositivos durante la máxima carga térmica en invierno. (En meses de verano, la posición de los dispositivos es diferente).

**** La humidificación durante el invierno se recomienda para limitar la producción, por ejemplo, la caída del polvo.

Fig. 2.2 Tabla 4 del Manual de Aire Acondicionado Carrier.



CARTA DE COMODIDAD

Fig. 2.3

La temperatura efectiva es un índice del grado de calor que percibe una persona cuando se expone a varias combinaciones de temperatura, humedad y movimiento del aire. No todas las combinaciones dan una sensación de comodidad, aunque produzcan la misma sensación de calor, si el aire contiene poca humedad produce sequedad en la piel, boca y nariz; si el aire contiene mucha humedad produce acumulación de sudor en la ropa. **Altas velocidades causan corrientes molestas de aire, etc.**

Temperatura efectiva deseable. por experiencia algunos textos recomiendan las siguientes combinaciones de temperatura (TBs) y humedad para mantener una temperatura efectiva de confort o comodidad.

invierno	67°F a 71°F (TBs 72 a 75°F y HR 35 a 50%)
verano	69°F a 73°F (TBs 71 a 80°F y HR 60 a 40%).

Cuando la temperatura, humedad y el movimiento del aire se controlan adecuadamente, el índice de temperatura efectiva realmente mide la comodidad

Un ambiente que proporcione comodidad, puede no reportar un beneficio para la salud, en cambio si las condiciones son térmicamente hostiles se produce agotamiento físico y nervioso, disminución del rendimiento, aumento de los errores y riesgos de trabajo. A medida que el ambiente es térmicamente desfavorable va en aumento la preocupación del sujeto sobre este problema apartando su atención de la actividad específica que está realizando, favoreciendo la distracción y la consiguiente pérdida de eficiencia y seguridad en el trabajo.

III ANALISIS DEL LOCAL

Para hacer un cálculo realista de las pérdidas o ganancias de calor, es necesario tomar en cuenta todos los aspectos físicos que puedan ser causa de estas pérdidas o ganancias en el espacio acondicionado, tomando en cuenta las dimensiones del local, orientación y localización geográfica, materiales de construcción, horario y uso del local, número máximo de personas que pudieran estar en el local, tipo de iluminación y equipo eléctrico.

Se debe considerar el espacio para ubicar el equipo de acondicionamiento de aire

Camino y puentes Federales solicita para sus oficinas en Cuernavaca Morelos, el suministro e instalación de un sistema de aire acondicionado para verano, el sistema puede ser del tipo central o a base de los conocidos como Mini-split cubriendo las necesidades, tiene que ser económico en costo y gasto.

La obra deberá ser entregada en un tiempo máximo de 60 días

Orientación y dimensiones según plano (fig. 3.1)

Latitud 18°55'

Altitud 1538 m sobre nivel del mar

Presión barométrica 637 mmHg

Mes más caluroso Mayo

Temperatura máxima y mínima extrema:

Tmax 44°C Tmin 12.3°C

Temperatura exterior recomendable para diseño:

Tmax 31°C TBH 20°C Tmin 17°C

Oscilación 14°C

Temperatura interior recomendable (tabla 4 Manual de Aire Acondicionado CARRIER)

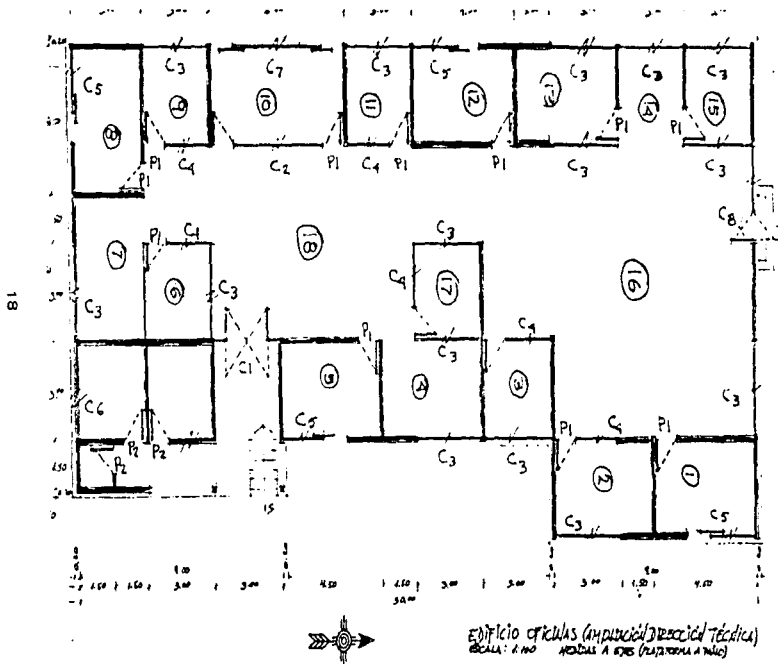
temperatura de bulbo seco interior de 24°C y humedad relativa del 45%

Horario de trabajo de 7:00 A M a 9:00 P M de lunes a domingo.

Número de personas y consumo de energía del equipo eléctrico e iluminación por área u oficina

Oficina	Ocupantes	Equipo eléctrico (watt)	Iluminación (watt)
1	2		296
2	2	635	296
3	2		148
4	2		296
5	4		296
6	2	635	148
7	2	1270	296
8	2	1270	296
9	2	635	148
10	10		296
11	2		148
12	4		296
13	2		296
14	2		148
15	2		148
16	10	5080	1628
17	2		148
18	10	635	1184

FIG. 3.1



EDIFICIO OFICINAS (AMPLIACIÓN DESECCION TÉCNICA)
 ESCALA: 1/100 METROS A OROS (PLATAFORMA A NIVEL)

Materiales de construcción.

Los muros (fig. 3.2) serán construidos con los siguientes materiales:

Block de concreto 0.40 m x 0.20 m x 0.18 m

Aplanado exterior de concreto 0.02 m de espesor, pintado en color blanco

Aplanado interior de yeso 0.02 m de espesor.

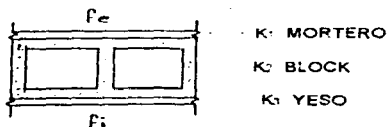


Fig. 3.2

$$U_m = 1 / (1 / f_e + L_1 / k_1 + L_2 / k_2 + L_3 / k_3 + 1 / f_i)$$

donde:

U_m - coeficiente total de transmisión de calor del muro

L - espesor del material

$f_e = 29.3 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ coeficiente de convección térmica o de película exterior.

$f_i = 8 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ coeficiente de convección térmica o de película interior.

k - factor de conductividad térmica

$k_1 = 1.203 \text{ Kcal m} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ mortero

$R_2 = 1 / k_2 = 0.2093 \text{ m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} / \text{Kcal}$ block

$k_3 = 0.43 \text{ Kcal m} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$ yeso

sustituyendo valores para U_m .

$$U_m = 1/(1/29.3 + 0.02/1.203 + .2093 + .02/0.43 + 1/8)$$

$$U_m = 2.31 \text{ Kcal /m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

El techo esta compuesto de teja de barro sin barniz, sobre una base de madera de 0.025 m de espesor cubierta con impermeabilizante asfaltado, plafond de panel de yeso de 0.03 m y una cámara de aire no ventilada entre el plafond y la madera como se muestra en la siguiente figura 3.3.

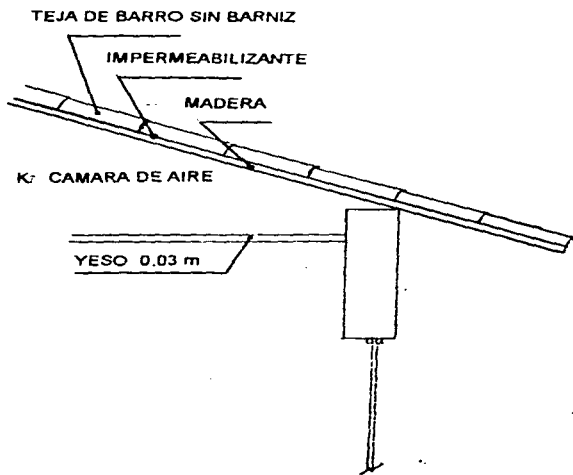


Fig. 3.3

$k_4 = 0.9028 \text{ Kcal m} / \text{m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C}$ teja de barro 0.02 m espesor
 $R_5 = 0.0307 \text{ m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C} / \text{Kcal}$ impermeabilizante asfaltado
 $k_6 = 0.1633 \text{ Kcal m} / \text{m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C}$ madera 0.025 m espesor
 $R_7 = 0.2326 \text{ m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C} / \text{Kcal}$ cámara de aire espesor > 0.02 m
 $k_8 = 0.5503 \text{ Kcal m} / \text{m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C}$ plafond de yeso 0.03 m espesor
 $f_e = 29.3 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C}$ coeficiente de película exterior
 $f_i = 6 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C}$ coeficiente de película interior para techo
Ut - coeficiente total de transmisión de calor para el techo, con flujo de calor descendente y una superficie inclinada

$$U_t = 1 / ((1/f_e + L_4/k_4 + R_5 + L_6/k_6) \cos A + R_7 + L_8/k_8 + 1/f_i)$$

$$\cos A = 0.928$$
 sustituyendo valores para U_t

$$U_t = 1 / (1/29.3 + .02/.9028 + .0307 + .025/.1633) \times 0.928 + .2326 + .03/.5503 + 1/6)$$

$$U_t = 1.478 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C}$$

Las puertas y ventanas serán construidas en cancelería de aluminio y vidrio sencillo de 0.006 m de espesor, en las medidas indicadas en la figura 3.4.

$f_s = 0.94$ factor de ganancia solar para vidrio sencillo
 corrección por marco metálico $\times 1.17$
 corrección por altura, $+ .007\%$ por cada 300 m = 1.035
 ganancia total por efecto solar = $A \times S \times 0.94 \times 1.17 \times 1.035 = A \times S \times 1.14$
 S = ganancia solar (Kcal / h m^2), según hora, mes, orientación y latitud
 A - área total de la ventana o puerta de vidrio, incluyendo el marco
 $k = 5.5 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h} \text{ } ^\circ\text{C}$ coeficiente total de transmisión de calor

Los datos anteriores fueron tomados de la tablas 15, 16 y 33 pag. 1-39, 1-46 y 1-69 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER

- C1. FIJO DE 3.00 X 2.80 MTS., CON PUERTA ABATIBLE DE 2 HOJAS DE 1.00 X 2.20 MTS. CADA UNA, CON BISAGRAS HIDRÁULICAS, CHAPA Y JALADERAS (1).**
- C2. FIJO DE 6.00 X 2.80 MTS. CON CLAROS PARA 2 PUERTAS DE 0.90 X 2.10 MTS. (1).**
- C3. FIJO DE 3.00 X 2.20 MTS. (14).**
- C4. FIJO DE 3.00 X 2.20 MTS., CON CLARO PARA PUERTA DE 0.90 X 2.10 (6).**
- C5. FIJO DE 3.00 X 2.20 MTS., CON PUERTA CORREDIZA (4).**
- C6. VENTANA DE 1.80 X 0.50, CON 2 CORREDIZOS. (2).**
- C7. FIJO DE 6.00 X 2.20 MTS., CON 2 PUERTAS CORREDIZAS. (1).**
- C8. FIJO DE 3.00 X 2.80 MTS., CON PUERTA ABATIBLE DE 1.00 X 2.10 MTS., CON BISAGRAS HIDRÁULICAS, CHAPA Y JALADERA (1).**

Fig. 3.4

Temperatura de proyecto en funcion de la hora considerada

Si la maxima temperatura exterior de bulbo seco se presenta todos los dias aproximadamente a las 3.00 pm, en cualquier otro momento debe ser menor. Por consiguiente, la diferencia entre la temperatura interior y exterior sera menor antes y despues de las 3.00 pm. Con los datos de la tabla 6 pag 477 del Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado ARI tomo 3, construimos la tabla 1 en la que anotamos los valores aproximados de la temperatura exterior de bulbo seco (TBSe) a diferentes horas del día en la ciudad de Cuernavaca

HORA	9.00	12.00	15.00	18.00
FACTOR	0.71	0.23	0.00	0.21
TBSe	21.06	27.78	31.00	28.06

Las ganancias de calor por muros y techos se deben no solo a la diferencia entre las temperaturas del aire interior y exterior, sino también al calor solar absorbido por la parte exterior de muros y techos. Estas ganancias de calor son esencialmente variables durante el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo de calor es inestable. Por lo tanto se ha recurrido al concepto empirico de "diferencia equivalente de temperatura", definida como la diferencia entre las temperaturas del aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calorifico total a través de la estructura originado por la radiacion solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia equivalente debe tener en cuenta los diferentes tipos de construcción, orientación y condiciones de proyecto.

Con los datos de la tabla 8 pag. 481 del Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado ARI tomo 3, se construye la tabla 2, que considera un muro de construcción liviana en color claro y techo de construcción media en color oscuro.

TABLA 2 diferencia de temperatura equivalente °C, con una temperatura interior de 24°C

Construcción	Orientación	Hora			
		9:00	12:00	15:00	18:00
muro	Norte, sombra	0.88	2.55	4.22	4.77
liviano	Sur	1.44	5.33	7.55	5.88
color	Este	7	8.11	7	6.44
claro	oeste	2.5	4.22	8.11	12.55
techo		0.33	7.55	20.33	29.22

Quando los muros y ventanas se encuentran protegidos de la radiación directa del sol a causa de las sombras que proyectan los salientes o edificios próximos, se reducen las ganancias de calor por insolación directa. Con ayuda de la tabla 18 pag. 1-50 y el gráfico 1 pag 1-51 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER, calculamos el área de muro sombreada en las diferentes horas del día. Para calcular la ganancia de calor por muros sombreados, estos se consideran con orientación norte, así lo indica el Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado ARI en su Tomo 3.

Las dimensiones del alero o saliente en todo el perímetro de las oficinas son como se muestran en la figura 3.5

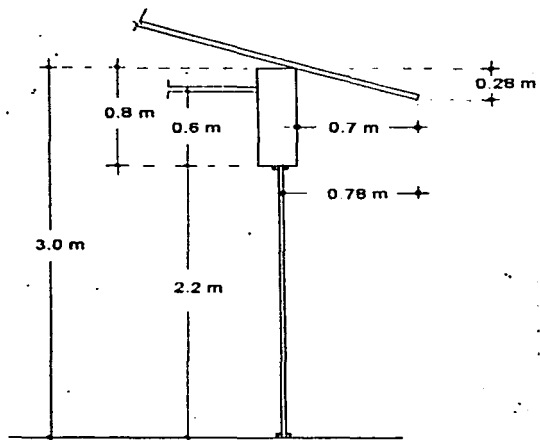


Fig. 3.5 Dimensiones del alero en todo el perímetro de la construcción.

Tabla 18. ENTALPIA Y ENTALPIA DE ENTALPIA

Temperatura (°C)	Temperatura (°F)	Entalpia (kJ/kg)	Entalpia (Btu/lb)
0	32	0.00	0.00
1	33.8	0.00	0.00
2	35.6	0.00	0.00
3	37.4	0.00	0.00
4	39.2	0.00	0.00
5	41.0	0.00	0.00
6	42.8	0.00	0.00
7	44.6	0.00	0.00
8	46.4	0.00	0.00
9	48.2	0.00	0.00
10	50.0	0.00	0.00
11	51.8	0.00	0.00
12	53.6	0.00	0.00
13	55.4	0.00	0.00
14	57.2	0.00	0.00
15	59.0	0.00	0.00
16	60.8	0.00	0.00
17	62.6	0.00	0.00
18	64.4	0.00	0.00
19	66.2	0.00	0.00
20	68.0	0.00	0.00
21	69.8	0.00	0.00
22	71.6	0.00	0.00
23	73.4	0.00	0.00
24	75.2	0.00	0.00
25	77.0	0.00	0.00
26	78.8	0.00	0.00
27	80.6	0.00	0.00
28	82.4	0.00	0.00
29	84.2	0.00	0.00
30	86.0	0.00	0.00
31	87.8	0.00	0.00
32	89.6	0.00	0.00
33	91.4	0.00	0.00
34	93.2	0.00	0.00
35	95.0	0.00	0.00
36	96.8	0.00	0.00
37	98.6	0.00	0.00
38	100.4	0.00	0.00
39	102.2	0.00	0.00
40	104.0	0.00	0.00
41	105.8	0.00	0.00
42	107.6	0.00	0.00
43	109.4	0.00	0.00
44	111.2	0.00	0.00
45	113.0	0.00	0.00
46	114.8	0.00	0.00
47	116.6	0.00	0.00
48	118.4	0.00	0.00
49	120.2	0.00	0.00
50	122.0	0.00	0.00
51	123.8	0.00	0.00
52	125.6	0.00	0.00
53	127.4	0.00	0.00
54	129.2	0.00	0.00
55	131.0	0.00	0.00
56	132.8	0.00	0.00
57	134.6	0.00	0.00
58	136.4	0.00	0.00
59	138.2	0.00	0.00
60	140.0	0.00	0.00
61	141.8	0.00	0.00
62	143.6	0.00	0.00
63	145.4	0.00	0.00
64	147.2	0.00	0.00
65	149.0	0.00	0.00
66	150.8	0.00	0.00
67	152.6	0.00	0.00
68	154.4	0.00	0.00
69	156.2	0.00	0.00
70	158.0	0.00	0.00
71	159.8	0.00	0.00
72	161.6	0.00	0.00
73	163.4	0.00	0.00
74	165.2	0.00	0.00
75	167.0	0.00	0.00
76	168.8	0.00	0.00
77	170.6	0.00	0.00
78	172.4	0.00	0.00
79	174.2	0.00	0.00
80	176.0	0.00	0.00
81	177.8	0.00	0.00
82	179.6	0.00	0.00
83	181.4	0.00	0.00
84	183.2	0.00	0.00
85	185.0	0.00	0.00
86	186.8	0.00	0.00
87	188.6	0.00	0.00
88	190.4	0.00	0.00
89	192.2	0.00	0.00
90	194.0	0.00	0.00
91	195.8	0.00	0.00
92	197.6	0.00	0.00
93	199.4	0.00	0.00
94	201.2	0.00	0.00
95	203.0	0.00	0.00
96	204.8	0.00	0.00
97	206.6	0.00	0.00
98	208.4	0.00	0.00
99	210.2	0.00	0.00
100	212.0	0.00	0.00

Tabla 18 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER

GRÁFICO 1 BOMBAS D'AGUA A LOS ATEROS, CANTINES Y EDIFICIOS ADYACENTES

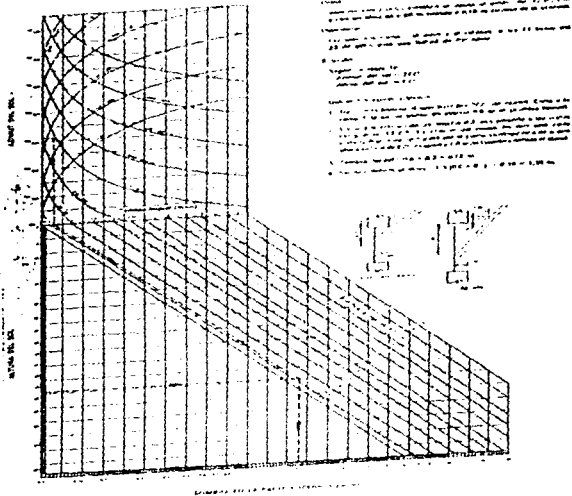


Gráfico 1 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER

Siguiendo el ejemplo del gráfico 1 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER, determinamos el área sombreada de cada muro para los diferentes horarios de proyecto.

De la tabla 18 para el 21 de mayo a las 9:00 (8.00 hora solar) el sol tiene una altura de 34° y su ángulo de acimut es de 79° , utilizando estos datos en el gráfico 1 obtenemos.

$$\text{sombra lateral } (0.1 \text{ m} / \text{m})(0.08 \text{ m}) = 0.008 \text{ m}$$

$$\text{sombra del alero } (0.68 \text{ m} / \text{m})(0.7 \text{ m}) = 0.47 \text{ m}$$

Estos datos son para muros con orientación Este, los demás se consideran con sombra y con orientación norte (fig. 3.6)

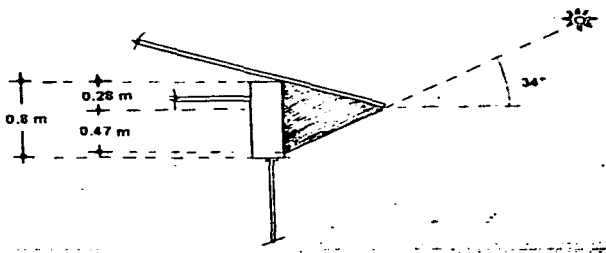


Fig. 3.6

12:00 (11:00) altura solar 75°, acimut 88°

sombra lateral (0.1 m / m)(0.8 m) = 0.008 m

sombra del alero(6m / m)(.78 m) = 4.68 m

Todos los muros se consideran con sombra ya que el valor de la sombra del alero supera la altura de la construcción (fig. 3.7)

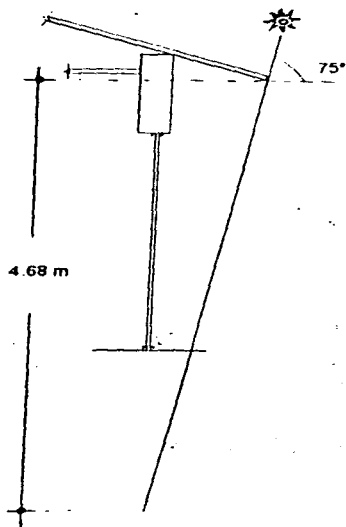


Fig. 3.7

15.00 (14:00) altura solar 62° , acimut 275°

sombra lateral $(0.1 \text{ m} / \text{m})(0.08 \text{ m}) = 0.008 \text{ m}$

sombra de alero $(1.8 \text{ m} / \text{m})(0.78 \text{ m}) = 1.404 \text{ m}$

Estos datos son para muros con orientación Oeste, los demas se consideran con sombra y orientación norte (fig. 3.8).

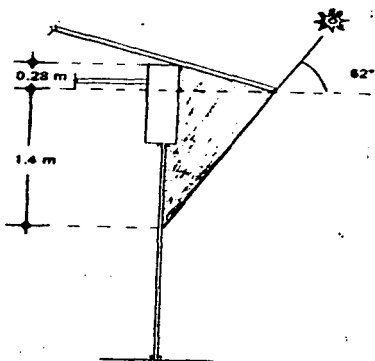


Fig. 3.8

18:00 (17.00) altura solar 20°, acimut 285°

sombra lateral (0.2m / m)(0.08 m) = 0.016 m

sombra del alero (0.35m / m)(0.78 m) = .273 m vidrio

sombra del alero (0.35 m / m)(0.70 m) = 0.245 m muro

Estos datos son para muros con orientación Oeste, los demas se consideran con sombra y orientación norte (fig 3.9)

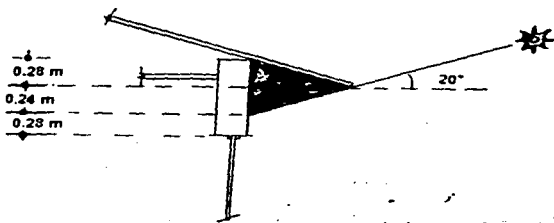


Fig. 3.9

Con los datos anteriores podemos construir la tabla 3, en la que podemos ver en que horario tienen ganancias por efecto solar directo los muros y vidrios (puertas y ventanas). La letra N indica muro sombreado y la letra S indica muro soleado.

TABLA 3

Orientación	Hora			
	9:00	12:00	15:00	18:00
Norte	N	N	N	N
Sur	N	N	N	N
Este	S	N	N	N
Oeste	N	N	S	S

IV GANANCIAS DE CALOR

El momento del día en que las ganancias de calor llegan a su máximo no siempre se detecta fácilmente, debido a que las ganancias de calor no siempre alcanzan su valor máximo simultáneamente. Mientras la máxima temperatura del aire exterior puede ser a las 15:00 horas, la máxima ganancia de calor puede ocurrir en cualquier momento desde las 7:00 a las 18:00 horas, dependiendo de que puertas y ventanas de vidrio estén expuestas al sol y del calor generado por los ocupantes e iluminación, por lo que se hace necesario calcular las ganancias de calor en diferentes horarios para poder determinar la máxima carga de enfriamiento del local.

Con los datos del capítulo anterior se calculan las ganancias de calor para cada una de las oficinas, utilizando la siguiente expresión para muros y techo:

$$Q_s = U A \Delta t$$

donde:

U - coeficiente total de transmisión de calor (Kcal /m² h °C)

A - superficie considerada (m²)

Δt - diferencia de temperatura equivalente (°C). Tabla 2

Cálculo de ganancias de calor para la oficina 1 a las 9:00 horas.

Área total de techo $3 \times 4.5 = 13.5 \text{ m}^2$

Área total de muro Norte $3 \times 2.8 = 8.4 \text{ m}^2$

Área total de muro Este $4.5 \times 2.8 = 12.6 \text{ m}^2$

determinamos el área con sombra, cristal y soleada del muro del lado Este.

Área con sombra $(0.08 + 0.47) \times 4.5 = 2.47 \text{ m}^2$

Área de cristal $3 \times 2.2 = 6.6 \text{ m}^2$

Área total de muro Este $12.6 - 6.6 = 6 \text{ m}^2$

$$\text{área soleada} \quad 6 - 2.47 = 3.53 \text{ m}^2$$

Los muros con sombra se consideran con orientación norte (Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado), por lo que podemos sumar el área del muro Norte con la parte sombreada del muro Este

$$8 + 2.47 = 10.87 \text{ m}^2$$

Diferencia equivalente de temperatura para muros y techo a las 9:00 (tabla 2)

$$\text{muro Este} = 7^\circ\text{C}$$

$$\text{muro Norte} = 0.88^\circ\text{C}$$

$$\text{techo} = 0.33$$

Temperatura exterior a las 9:00 (tabla 1) $T_{BSe} = 21.06^\circ\text{C}$

Ganancia de calor en muros

$$\text{Este} \quad 2.31 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \times 3.53 \text{ m}^2 \times 7^\circ\text{C} = 57.08 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Norte} \quad 2.31 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \times 10.87 \text{ m}^2 \times 0.88^\circ\text{C} = 22.09 \text{ Kcal/h}$$

Ganancia de calor en techo

$$1.478 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \times 13.5 \text{ m}^2 \times 0.33^\circ\text{C} = 6.58 \text{ Kcal/h}$$

Ganancia de calor por vidrio

$$5.5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \times 6.6 \text{ m}^2 \times (21.06 - 24)^\circ\text{C} = -106.722 \text{ Kcal/h}$$

Con los datos de la tabla 15 del Manual de Aire Acondicionado Carrier (fig 4.1), calculamos la ganancia de calor por efecto solar en vidrio, el 21 de mayo a las 9:00 am.

$$S \times A \times 1.14$$

donde

$$S = 442 \text{ Kcal/m}^2 \quad \text{ganancia de calor por efecto solar}$$

$$A = 6.6 \text{ m}^2 \quad \text{área total de cristal}$$

Ganancia de calor por efecto solar

$$442 \text{ Kcal/h m}^2 \times 6.6 \text{ m}^2 \times 1.14 = 3325.608 \text{ Kcal/h}$$

Ganancia total de calor por transmisión y efecto solar de la oficina 1 a las 9:00.

$$57.08 + 22.09 + 6.58 - 106.722 + 3325.608 = 3304.638 \text{ Kcal/h}$$

Con el procedimiento anterior se calculan las ganancias de calor para cada oficina en diferentes horarios, y se construye la siguiente tabla.

TABLA 4 ganancias de calor por transmisión y efecto solar, para cada oficina en diferentes horarios (Kcal/ h)

OFICINA	Hora			
	9:00	12:00	15:00	18:00
1	3304.636	658.59	1101.07	1453.37
2	3304.636	658.59	1101.07	1453.37
3	3229.055	555.36	878.112	1120.19
4	3287.496	609.11	1019.19	1360.81
5	3304.636	658.59	1101.78	1453.37
6	0021.465	149.91	0352.31	0481.24
7	0395.618	658.59	1101.07	1453.37
8	0395.618	658.59	1136.66	1587.08
9	0367.814	534.15	1872.31	3588.11
10	0735.629	1068.31	3744.63	7176.23
11	0367.814	534.15	1872.31	3588.11
12	0378.547	609.11	2066.26	3882.63
13	0378.547	609.11	2066.26	3882.63
14	0367.814	534.15	1872.31	3588.11
15	0384.890	583.63	1954.20	3680.73
16	0792.21	1449.84	4201.82	5831.10
17	0004.389	100.43	270.42	0388.68
18	3257.546	1237.16	2736.04	3840.98

Ganancia de calor por ocupantes. Las personas que ocupan un espacio acondicionado contribuyen con una importante ganancia de calor sensible y latente, ganancia que depende de la actividad, número de personas y temperatura del espacio acondicionado. Con los datos de la tabla 48 pag. 1-94 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER, "empleo de oficina, temperatura de bulbo seco 24°C," construimos la tabla 5.

TABLA 5 $Q_s=61$ Kcal/h y $Q_l=52$ Kcal/h, por persona

Oficina	Ocupantes	Q_s Kcal/h	Q_l Kcal/h
1	2	122	104
2	2	122	104
3	2	122	104
4	2	122	104
5	4	244	208
6	2	122	104
7	2	122	104
8	2	122	104
9	2	122	104
10	10	610	520
11	2	122	104
12	4	244	208
13	2	122	104
14	2	122	104
15	2	122	104
16	10	610	520
17	2	122	104
18	10	610	520

Ganancias de calor por alumbrado y equipo electrico.

Los gabinetes indicados en plano (fig 3.1) contienen 2 lamparas fluorescentes de 74 watts cada una, las letras P.C. indican computadora personal, el monitor y el regulador tienen un consumo aproximado de 635 watts (1 watt = 0.86 Kcal/h).

TABLA 6 consumo de energia y ganancia de calor por iluminacion y aparatos electricos

Oficina	lampara fluorescente (watt)	equipo(watt)	Qs (Kcal/h)
1	296		254.56
2	296	635	800.66
3	148		127.28
4	296		254.56
5	296		254.56
6	148	635	673.38
7	296	1270	1346.76
8	296	1270	1346.76
9	148	635	673.38
10	296		254.56
11	148		127.28
12	296		254.56
13	296		254.56
14	148		127.28
15	148		127.28
16	1628	5080	5768.88
17	148		127.28
18	1184	635	1564.34

temperatura del aire interior TBSi = 24°C HR = 45%

hi = 29.97 Kcal / kg

Wi = 10.79 g / kg

vi = 1.02 m³ / kg

aire infiltrado: M = V / ve

M = (41.54 m³/h) / (1.043 m³/kg) = 39.82 kg/h

calor sensible ganado: Qs = M Cp (TBSe - TBSi)

Qs = (39.82 kg/h)x(0.24 Kcal/kg °C)x(31°C - 24°C) = 66.89 Kcal/h

humedad ganada:

M(We - Wi)=(39.82 kg/h)x(13.18 - 10.79)g/kg = 95.169 g/h

calor latente ganado: Ql=M Cv (We - Wi)

Ql = (95.169 g/h)x(588 Kcal/kg)x(1 kg/1000g) = 55.95 Kcal/h

Con el procedimiento anterior se calculan las ganancias de calor por infiltración para cada oficina que tenga puerta o ventana al exterior. La tabla 7 muestra los datos obtenidos.

TABLA 7 ganancias de calor por infiltración (6.7 m³/h m)

Oficina	Ranura (m)	Qs (Kcal/h)	Ql (Kcal/h)
1	6.2	66.89	55.95
5	6.2	66.89	55.95
8	6.2	66.89	55.95
10	12.4	133.78	111.9
12	6.2	66.89	55.95
16	6.2	66.89	55.95
18	10.6	114.39	95.69

Ganancia máxima de calor por oficina.

Realizando un resumen de las ganancias de calor, se toma el valor máximo de las tablas 4, 5, 6 y 7, para construir la tabla 8.

Ejemplo.

Oficina 1	Qs (Kcal/h)	Qi (Kcal/h)
TABLA 4	3304.63	
TABLA 5	0122.00	104
TABLA 6	0254.56	
TABLA 7	0066.89	055.95
Total	3748.98	159.95

TABLA 8 Ganancia máxima de calor por oficina

Oficina	Qs(Kcal/h)	Ql(Kcal/h)
1	3748.08	152.84
2	4227.96	104
3	3478.33	104
4	3664.056	104
5	3870.08	263.95
6	1281.62	104
7	2922.13	104
8	3122.73	159.95
9	4383.49	104
10	8174.57	631.90
11	3937.39	104
12	4448.08	263.95
13	4259.19	104
14	3837.39	104
15	3930.01	104
16	12276.87	575.95
17	637.96	104
18	6129.71	615.69

Aire requerido para ventilación.

El aire para renovación ó ventilación es necesario para controlar principalmente los olores de cada área u oficina, especialmente si hay personas fumando en el espacio acondicionado.

La carga de ventilación es independiente de la que se tiene en el espacio acondicionado si el aire de ventilación es pasado a través del acondicionador y se enfría antes de entrar al espacio acondicionado.

Algunas recomendaciones para las cantidades de aire de ventilación por ocupante, las da la tabla 45 pag. 1-91 del Manual de Aire Acondicionado CARRIER

Despacho privado con pocas personas fumando

Ventilación recomendada 42 m³/h por persona

TABLA 9 aire de ventilación para cada oficina

Oficina	Ocupantes	Ventilación (m ³ /h)
1	2	84
2	2	84
3	2	84
4	2	84
5	4	168
6	2	84
7	2	84
8	2	84
9	2	84
10	10	420
11	2	84
12	4	168
13	2	84
14	2	84
15	2	84
16	10	420
17	2	84
18	10	420

De acuerdo a los datos de la tabla 4, notamos que la máxima ganancia de calor ocurre en la mañana para el lado Este, mientras que para el lado Oeste, Sur y Centro tenemos la máxima ganancia de calor por la tarde.

Con esta información podemos dividir las oficinas en tres zonas: Este, Oeste y Centro, quedando distribuidas en la siguiente forma:

zona Este, oficinas 1, 2, 3, 4 y 5

zona Oeste, oficinas 9, 10, 11, 12, 13, 14 y15

zona Centro, oficinas 6, 7, 8, 16, 17 y 18

Esto con el fin de seleccionar equipos de menor tamaño y su control sea más sencillo.

Cálculo de la carga de refrigeración para la zona Este.

TABLA 10 ganancia total de calor y ventilación para la zona Este

Oficina	Qs(Kcal/h)	QI(Kcal/h)	Ventilación(m ² /h)
1	3748.08	159.95	84
2	4227.96	104	84
3	3478.33	104	84
4	3664.05	104	84
5	3870.08	263.95	168
Total	18988.5	735.9	504

$$\text{Calor total } Q_T = Q_s + Q_I = 18988.5 + 735.9 = 19724.4 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Factor de calor sensible } FCS = 18988.5/19724.4 = 0.96$$

Con los datos de temperatura interior de proyecto, factor de calor sensible y la carta psicrométrica (fig 4.2), obtenemos las características del aire de inyección, para la que suponemos una temperatura de bulbo seco (TBSd) de 13°C.

$$TBHd = 12^{\circ}\text{C}$$

$$hd = 13.4 \text{ Kcal/h}$$

$$Wd = 9.88 \text{ g/kg}$$

$$v = 0.978 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{cantidad de aire} \quad M = Qs / 0.24(TBSi - TBSd)$$

$$M = (18988.5 \text{ Kcal/h}) / (0.24 \text{ Kcal/kg}^{\circ}\text{C})(24^{\circ}\text{C} - 13^{\circ}\text{C}) = 7192.6 \text{ kg/h}$$

$$\text{volumen de aire manejado} \quad V = M v$$

$$V = (7192.6 \text{ kg/h})(0.978 \text{ m}^3/\text{kg}) = 7034.36 \text{ m}^3/\text{h}$$

características de la mezcla del aire de retorno y el aire de ventilación

$$Mr = M - Me$$

donde:

Mr - aire de retorno

$$Me - \text{aire de ventilación} \quad Me = (504 \text{ m}^3/\text{h})(0.978 \text{ m}^3/\text{kg}) = 515.3 \text{ kg/h}$$

$$Mr = 7192.6 - 515.3 = 6677.3 \text{ kg/h}$$

temperatura de la mezcla

$$TBSm \times 7192.6 = (6677.3 \times 24) + (515.3 \times 31)$$

$$TBSm = 24.5^{\circ}\text{C}$$

de la carta psicrométrica obtenemos:

$$TBHm = 16.4^{\circ}\text{C}$$

$$hm = 16.67 \text{ Kcal/h}$$

$$Wm = 10.78 \text{ g/kg}$$

Carga total de refrigeración para el equipo acondicionador de la zona Este

$$QR = M(hm - hd) = (7192.6 \text{ kg/h})(16.67 - 13.4)\text{Kcal/kg}$$

$$QR = 23519.8 \text{ Kcal/h}$$

Volumen de aire (Vi) necesario para cada oficina de la zona Este.

$$V_i = Q_s v / (0.24(TBSi - TBSd))$$

donde:

Qs - calor sensible de cada oficina

$$v = 0.978 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$TBSi = 24^\circ\text{C}$$

$$TBSd = 13^\circ\text{C}$$

Volumen de aire de retorno $V_r = V_i - V$

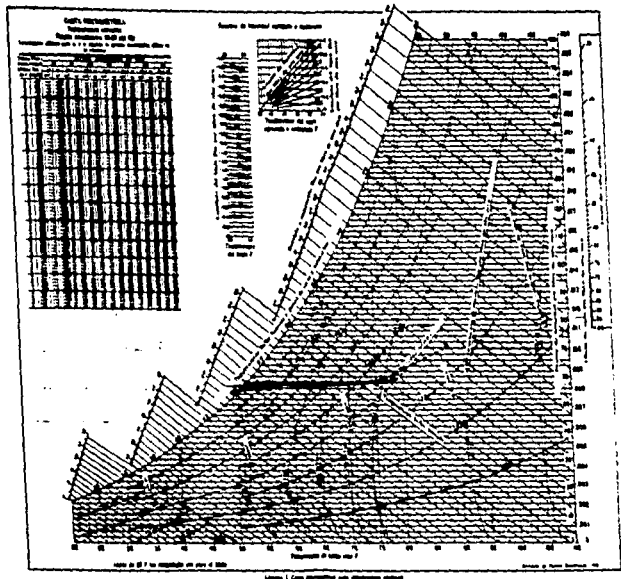
V - aire de ventilación

Sustituyendo valores en las expresiones anteriores, para cada oficina, contruimos la siguiente tabla.

TABLA 11 volumen de aire necesario para cada oficina de la zona Este

Oficina	inyección m ³ /h	retorno m ³ /h	ventilación m ³ /h
1	1388.49	1304.49	84
2	1566.67	1482.26	84
3	1288.56	1204.56	84
4	1357.36	1273.36	84
5	1433.68	1265.68	168
Total	7034.76	6530.35	504

FIG. 4.2



Cálculo de la carga de refrigeración para la zona Oeste.

TABLA 12 ganancia total de calor y ventilación para la zona Oeste

Oficina	Qs(Kcal/h)	Qi(Kcal/h)	Ventilacion(m³/h)
9	4383.49	104	84
10	8174.57	631.90	420
11	3837.39	104	84
12	4448.08	263.95	168
13	4259.19	104	84
14	3837.39	104	84
15	3930.01	104	84
Total	32870.12	1415.85	1008

Calor total $Q_t = Q_s + Q_i = 32870.12 + 1415.85 = 34285.97$ Kcal/h

Factor de calor sensible $FCS = 32870.12/34285.97 = 0.958$

Con los datos de temperatura interior de proyecto, factor de calor sensible y la carta psicrométrica (4.3), obtenemos las características del aire de inyección, para el que suponemos una temperatura de bulbo seco (TBSd) de 13°C.

TBSd = 11.8°C

hd = 13.4 Kcal/kg

Wd = 10.02 g/kg

v = 0.978 m³/kg

cantidad de aire necesario

$$M = Qs/0.24(TBSi - TBSd)$$

$$M = (32870.12 \text{ Kcal/h})/(0.24 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C} (24^\circ\text{C} - 13^\circ\text{C}))=12450.8 \text{ kg/h}$$

volumen de aire manejado

$$V = M v$$

$$V = (12450.8 \text{ kg/h})(0.978 \text{ m}^3/\text{kg}) = 12176.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

características de la mezcla del aire de retorno y el aire de ventilación

$$Mr = M - Me = 12450.8 \text{ kg/h} - (1008 \text{ m}^3/\text{h})(0.978 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$Mr = 11420.13 \text{ kg/h}$$

temperatura de la mezcla

$$TBSm \times 12450.8 = 11420.3 \times 24 + 1030.67 \times 31$$

$$TBSm = 24.6^\circ\text{C}$$

de la carta psicrométrica obtenemos:

$$TBHm = 16.6^\circ\text{C}$$

$$hm = 16.88 \text{ Kcal/kg}$$

$$Wm = 11 \text{ g/kg}$$

$$v = 1.02 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Carga total de refrigeración para el equipo acondicionador de la zona Oeste

$$QR = M (hm - hd) = 12450.8 \text{ kg/h} (16.88 - 13.4) \text{ Kcal/kg}$$

$$QR = 43328.78 \text{ Kcal/h}$$

Volumen de aire (Vi) necesario para cada oficina de la zona Oeste.

Con el mismo procedimiento utilizado para la tabla 11, se contruye la tabla 13 con los datos de la tabla 12

TABLA 13 volumen de aire necesario para cada oficina de la zona Oeste

Oficina	inyección m ³ /h	retorno m ³ /h	ventilación m ³ /h
9	1623.88	1539.88	84
10	3028.30	2608.30	420
11	1421.57	1337.57	84
12	1647.81	1479.81	168
13	1577.83	1493.83	84
14	1421.57	1337.57	84
15	1455.89	1371.89	84
Total	12176.85	11168.85	1008

Cálculo de la carga de refrigeración para la zona Centro.

TABLA 14 ganancia total de calor y ventilación para la zona Centro

Oficina	Qs(Kcal/h)	Qi(Kcal/h)	ventilación (m³/h)
6	1281.62	104	84
7	2922.13	104	84
8	3122.73	159.95	84
16	12276.87	575.95	420
17	637.96	104	84
18	6129.71	615.69	420
Total	26371.02	1663.59	1176

Calor total $Qt = Qs + Qi = 26371.02 + 1663.59 = 28034.61$ Kcal/h

Factor de calor sensible $FCS = 26371.02/28034.61 = 0.94$

Con los datos de temperatura interior de proyecto, factor de calor sensible y la carta psicrométrica (4.4), obtenemos las características del aire de inyección, para el que suponemos una temperatura de bulbo seco (TBSd) de 13°C.

TBH = 11.6°C

hd = 13.24 Kcal/kg

Wd = 9.74 g/kg

v = 0.978 m³/kg

cantidad de aire

$$M = Qs/0.24(TBSi - TBSd)$$

$$M = (26371.02 \text{ Kcal/h})/(0.24 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C})(24^\circ\text{C} - 13^\circ\text{C}) = 9989 \text{ kg/h}$$

volumen de aire

$$V = M v$$

$$V = (9989 \text{ kg/h})(0.978 \text{ m}^3/\text{kg}) = 9769.24 \text{ m}^3/\text{h}$$

características de la mezcla del aire de retorno y el aire de ventilación

$$Mr = M - Me = 9989 \text{ kg/h} - (1176 \text{ m}^3/\text{h})/(0.978 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$Mr = 8786.55 \text{ kg/h}$$

temperatura de la mezcla

$$TBSm \times 9989 = 8786.55 \times 24 + 1202.45 \times 13$$

$$TBSm = 24.8^\circ\text{C}$$

de la carta psicrométrica obtenemos:

$$TBSm = 16.7^\circ\text{C}$$

$$hm = 16.88 \text{ Kcal/kg}$$

Carga total de refrigeración para el equipo acondicionador de la zona Centro

$$QR = M (hm - hd) = 9989 \text{ kg/h} (16.88 - 13.24) \text{ Kcal/kg}$$

$$QR = 36359.96 \text{ Kcal/h}$$

Volumen de aire (Vi) necesario para cada oficina de la zona Centro

Se utiliza el mismo procedimiento utilizado para la construcción de la tabla 11.

TABLA 15 volumen de aire necesario para cada oficina de la zona Centro

Oficina	inyección m³/h	retorno m³/h	ventilación m³/h
6	474.78	390.78	84
7	1082.51	998.51	84
8	1156.82	1072.82	84
16	4548	4128	420
17	236.33	152.33	84
18	2270.77	1850.77	420
Total	9768.59	8593.21	1176

V PROYECTO DE DUCTOS Y DISTRIBUCION DE AIRE

La misión principal de un sistema de ductos es conducir el aire desde el equipo acondicionador hasta el espacio que va a ser acondicionado.

Para establecer un criterio de cálculo de un sistema de ductos es necesario tener presente la combinación de los factores económicos y prácticos. Si proyectamos con velocidades bajas tendremos bajas pérdidas por fricción y un ahorro en la energía del ventilador, pero los ductos serán más voluminosos y caros. Si por el contrario proyectamos con velocidades altas, serán mayores las pérdidas por fricción y el consumo de energía en el ventilador, resultando un ahorro en el costo de los ductos debido a su menor dimensión. Sin embargo existen otros factores que limitan la velocidad del aire como son las vibraciones y el ruido en los ductos; por esta razón los diferentes manuales de aire acondicionado recomiendan velocidades en los ductos principales y ramales, en las cuales se basan los cálculos, usando estas velocidades se garantiza un sistema con bajo nivel de ruido y bajo costo.

Pérdidas debidas a la fricción.

En todos los ductos por los que circula aire, existe una continua pérdida de presión; esta pérdida de presión se llama también pérdida de carga debida a la fricción o rozamiento y puede calcularse con la ecuación de Darcy para flujo turbulento.

$$AP = (f L V^2 da)/(D 2g) = (f L da V^2)/(8 g S)$$

donde:

AP - pérdida de presión lb/pie²

f - factor de fricción, que depende del número de Reynolds, rugosidad de la superficie y tamaño del ducto.

L - longitud equivalente en pies

- D - diametro del ducto en pies
- ρ - densidad del aire lb/pe³
- v - velocidad del aire pie/seg
- S - radio hidraulico = area / perimetro

Para ductos de igual seccion transversal, tenemos mayor pérdida por fricción en un ducto rectangular que en un ducto cuadrado y aun menor en un ducto redondo, ya que la superficie de contacto disminuye

Las pérdidas por fricción en codos, reducciones y accesorios las podemos calcular usando las tablas o cartas exponenciales de diferentes manuales y por lo general se establecen como perdias equivalentes a una cierta longitud de tramo recto. El valor obtenido se suma a la longitud de ducto recto para obtener la longitud equivalente total

La presión total requerida para mover una cantidad determinada de aire a traves de un ducto, está compuesta de dos elementos. La presión estática, que es la presión ejercida por el aire contra las paredes del ducto en todas las direcciones, que puede ser positiva en el lado de descarga del ventilador o negativa en el lado de succión, y sirve para vencer los rozamientos y otras resistencias ofrecidas al paso del aire. La presión dinámica o de velocidad es la presión debida al flujo y se puede interpretar como el empuje o energía requerida para desplazar el aire. La presión total es la suma de la presión estática y de velocidad en el punto que se mida.

Velocidad en ductos principales.

Las dimensiones de los ductos dependen de la máxima velocidad del aire que se puede usar sin causar ruidos, vibraciones o excesivas pérdidas de fricción

El volumen de aire que fluye por un ducto es: $V = A \times v$

donde:

V - volumen pie³/min

A - área del ducto en pie²

v - velocidad en pies/min

Los límites de velocidad en ductos principales, los podemos encontrar tabulados en diferentes manuales, estos valores se han deducido de la experiencia y al utilizarlos se garantiza un bajo nivel de ruido en el sistema recomendado

Velocidades máximas recomendables

Aplicación	Ducto principal (pie ⁴ /min)
Apartamento	1000
Auditorio	1300
Oficina	2000
Pza de hospital	1500

Tomados del Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado ARI pag 624 Tomo 3

Relación de forma

Se llama relación de forma a la relación entre las dimensiones del lado mayor y menor de la sección de un ducto rectangular. Esta relación es un factor importante a tener en cuenta en el proyecto inicial. Aumentando esta relación aumenta el costo del material, ya que para una misma sección se aumenta el semiperímetro, peso del material, cantidad de aislamiento, mano de obra, etc. Por lo tanto desde el punto de vista económico, debe proyectarse el sistema de ductos de tal manera que tengan una relación de forma lo

más pequeña que se pueda, siendo recomendables los ductos cuadrados y los redondos (espiroducto), siempre que el espacio disponible para su instalación así lo permita.

La relación de forma influye también en las ganancias de calor. Cuando la relación de forma es mayor de 2:1 se tienen más ganancias de calor debido a la mayor superficie de contacto.

Distribución de aire

El buen funcionamiento de un sistema de distribución de aire depende de la ubicación de las rejillas o difusores de inyección y retorno, así como de la velocidad del aire a la salida o entrada de cada rejilla o difusor. Aunque el sistema lleve la cantidad de aire necesaria a cada una de las áreas acondicionadas, pueden resultar molestias si el aire no es distribuido correctamente. Uno de los factores que afectan el grado de confort en cada área es la velocidad del aire. Velocidades de menos de 15 pies/min pueden causar sensación de estancamiento y velocidades de 65 pies/min pueden producir corrientes molestas de aire. Velocidades entre los 25 y 50 pies/min se consideran las más apropiadas para la zona ocupada de la habitación, local u oficina.

Un criterio importante para la selección de rejillas o difusores de impulsión o inyección es su nivel de ruido. Las velocidades más recomendables para una rejilla o difusor de inyección son de 300 a 700 pies/min, valor recomendado por el Manual de Aire Acondicionado CARRIER pag 2-78 tabla 20. El volumen de aire, las velocidades permitidas y el nivel de ruido, determinan la dimensión y cantidad de salidas que deben usarse en la zona acondicionada.

$$A = CFM \times 144 \text{ plg}^2 / v$$

donde:

A - área neta de rejilla o difusor pie^2

CFM - flujo de aire pies^3/min

v - velocidad del aire en la rejilla o difusor pies/min

Las especificaciones de las rejillas y difusores de inyección se dan en términos de las siguientes variables (fig 5.1a, 5.1b):

Tamaño - dimensión física lado x lado o diámetro en pie

Capacidad - pie^3/min (CFM)

Dispersión - la máxima anchura en pies del chorro de aire en el punto de velocidad terminal, para difusores redondos de techo se especifica como radio de difusión.

Alcance - distancia medida en pies que una corriente de aire recorre desde la descarga hasta una velocidad terminal.

Velocidad terminal - la velocidad promedio de la corriente de aire al final del alcance, generalmente aceptada como 50 pie/min .

Velocidad de descarga - la velocidad promedio del aire al salir por la descarga, medida en el plano de la abertura.

Caida - distancia vertical que el límite inferior de la corriente de aire alcanza al caer desde la descarga hasta el fin de su alcance.

Para los difusores de techo, el alcance debe ser igual a la distancia de la pared mas cercana o como mínimo 3/4 de esta distancia, tomando en cuenta los límites de velocidad para no tener problemas de ruido.

Las rejillas de retorno y toma de aire exterior se calculan con velocidades de 400 y 500 pie/min respectivamente, así lo recomienda el Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado ARI en su pag. 660 tomo 3.

La localización de las salidas en un espacio dado es seriamente afectada por los arreglos arquitectónicos del espacio, como son columnas, alumbrado, muebles en posición permanente y el propio recorrido de ductos. Siempre es preferible que el aire se dirija hacia el frente de las personas sentadas y no a sus espaldas o costados, dirigiendo el flujo de arriba hacia abajo y no de abajo hacia arriba. Debe tomarse en cuenta la concentración de personas, el calor generado por maquinaria, equipo eléctrico, así como muros y ventanas exteriores, estos últimos producen ocasionalmente un efecto radiante que puede llegar a ser muy molesto

Para enfriamiento en oficinas se recomienda el uso de difusores de techo ya que suministran el aire en vanas capas, el cual se mezcla con el aire caliente de la habitación antes de llegar a la zona ocupada.

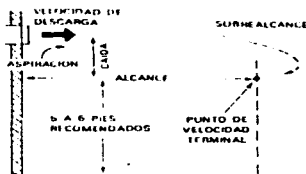
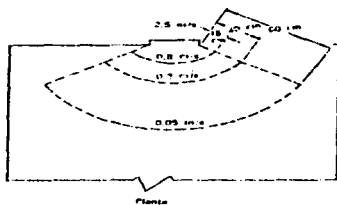
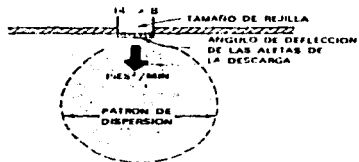


Fig. 5.1a



Disminución de velocidad por distancia de la rejilla

Fig. 5.1b

Cuantificación de lámina y aislamiento.

Para determinar las cantidades de lámina y de aislamiento requeridas en las instalaciones de ductería para la conducción de aire, aparte de las dimensiones de los ductos hay necesidad de conocer el peso unitario de las láminas de diversos calibres.

La selección de los calibres se basa frecuentemente en recomendaciones o normas norteamericanas, que para la construcción de ductos de lámina galvanizada indican lo siguiente:

Tabla 16

Calibre	espesor (mm)	peso (Kg/m ²)	lado mayor del ducto (plg)
26	0.60	4.83	hasta 12
24	0.70	5.63	13 a 30
22	0.90	7.24	31 a 60
20	1.10	8.85	61 a 90
18	1.30	10.46	91 y mas

Los fabricantes mexicanos de lámina galvanizada especifican números de calibre con espesores y pesos unitarios menores que los norteamericanos, ya que incluyendo el zinc del galvanizado dan los pesos siguientes:

$W = 4.04 \text{ kg/m}^2$ para el calibre 26 con 0.508 mm de grueso

$W = 4.65 \text{ kg/m}^2$ para el calibre 24 con 0.584 mm de grueso

$W = 6.49 \text{ kg/m}^2$ para el calibre 22 con 0.813 mm de grueso

$W = 7.71 \text{ kg/m}^2$ para el calibre 20 con 0.970 mm de grueso

$W = 10.15 \text{ kg/m}^2$ para el calibre 18 con 1.270 mm de grueso

AMERIC, ha establecido la NORMA AMERIC No. D02-AA-84 para la cuantificación de lámina y aislamiento para conductos de aire rectangulares, fundandose en datos y mediciones de numerosos casos reales diferentes. Esta norma consiste en aplicar las siguientes expresiones para obtener kilogramos de lámina por metro lineal de ducto.

Para ductos de semiperímetro menor a 60 pig

$$P = 0.067056 \times (a'' + b'') \times 1.12 \text{ EXP } (n/24) \times W \times f$$

Para ductos de semiperímetro igual a 60 pig o mas

$$P = 0.067056 \times (a'' + b'') \times W \times f$$

donde

P - kilogramos de lámina por metro lineal de ducto

a - ancho del ducto pig

b - peralte del ducto pig

n - es el número de veces o escalones de 50 mm que esté el semiperímetro abajo de 1500 mm

W - es el peso unitario en kg/m²

f - factor de calibre y tiene los siguientes valores:

$$f=1.04 \text{ para calibre } 26$$

$$f=1.06 \text{ para calibre } 24$$

$$f=1.08 \text{ para calibre } 22$$

$$f=1.10 \text{ para calibre } 20$$

$$f=1.12 \text{ para calibre } 18$$

El factor por cada calibre se debe a que entre más grande es un ducto mayor calibre es utilizado y esto ocasiona que la cantidad de material que se deja sin poderse utilizar sea mayor, este factor se conoce como factor no utilizable y es por esto que es diferente por cada calibre.

Así, por ejemplo, para instalar un metro de ducto de 24" x 14" en calibre 24, los kilogramos requeridos serán:

$$n = [1500 - (24" + 14") \times 25.4 \text{ mm/1"}] / 50 = 10.696$$

por lo tanto $n=11$

$$0.067056 \times (24" + 14") \times 1.12 \text{ EXP } (11/24) \times 4.65 \times 1.06 = 13.229 \text{ kg/m de ducto}$$

Si tenemos un metro de ducto de 40" x 20" en calibre 22 su peso será:

$$0.067056 \times (40" + 20") \times 6.49 \times 1.08 = 28.201 \text{ kg/m de ducto}$$

Para obtener la cantidad de aislamiento en metros cuadrados por metro lineal de ducto se aplican las siguientes expresiones:

Para aislamiento de 1" de espesor

$$(a" + b" + 2") \times 0.0569021 \text{ [m}^2\text{/m de ducto]}$$

Para aislamiento de 2" de espesor

$$(a" + b" + 4") \times 0.0569021 \text{ [m}^2\text{/m de ducto]}$$

Los siguientes dibujos muestran distintas piezas de lámina en las que se indica como efectuar la medición.

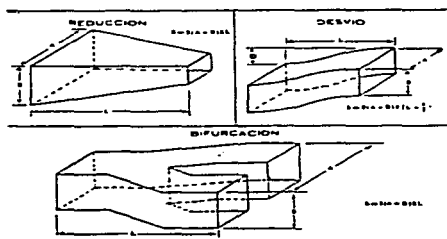


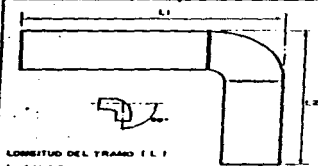
Fig 5.2



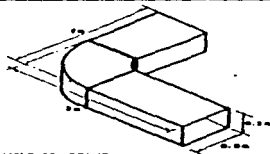
METODO DE MEDICION DE DUCTOS

I. - CODOS

I.1 - CODOS DE 90°

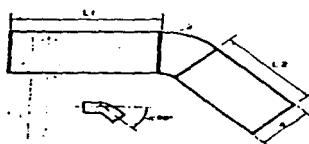


LONGITUD DEL TRAMO (L1)
 $L = L1 + L2$



LONGITUD DEL TRAMO
 $L = 2 \times R + 3 \times E$

I.2 - CODOS DE MENOS DE 90°

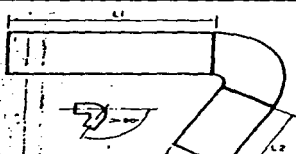


LONGITUD DEL TRAMO (L1)
 $L = L1 + L2 \times 2.24$



LONGITUD DEL TRAMO
 $L = 2.2 \times R + 2.4 \times (2 \times 0.5) \times 3 \times E$

I.3 - CODOS DE MAS DE 90°



LONGITUD DEL TRAMO (L1)
 $L = L1 + L2 \times 2.84$



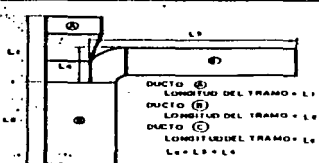
LONGITUD DEL TRAMO
 $L = 3 \times 2 \times R + 0.8 \times 3 \times E$

Fig. 5.3

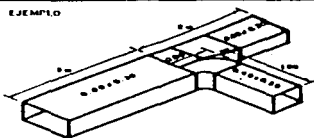
MÉTODO DE MEDICIÓN DE DUCTOS

2.- DERIVACIONES

2.1 - DERIVACION STANDARD

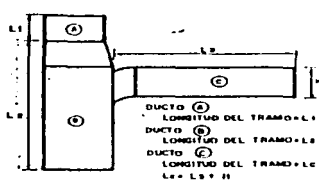


EJEMPLO

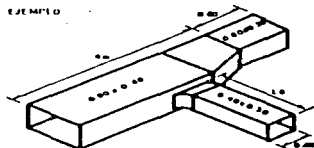


DUCTO 0.80 x 0.30 L = 3m
 DUCTO 0.80 x 0.30 L = 2m
 DUCTO 0.40 x 0.30 L = 1.5 x 0.6 = 2.1m

2.2 - DERIVACION CORTA

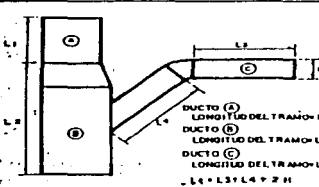


EJEMPLO

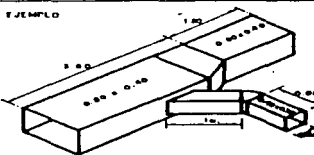


DUCTO 0.80 x 0.40 L = 4m
 DUCTO 0.80 x 0.40 L = 0.8m
 DUCTO 0.40 x 0.30 L = 1.5 x 0.40 = 2m

2.3 - DERIVACION A 45°



EJEMPLO



DUCTO 0.80 x 0.40 L = 3.60m
 DUCTO 0.80 x 0.40 L = 1.20m
 DUCTO 0.40 x 0.30 L = 0.60 x 1.12 = 0.40 x 2.25m

Fig. 5.4

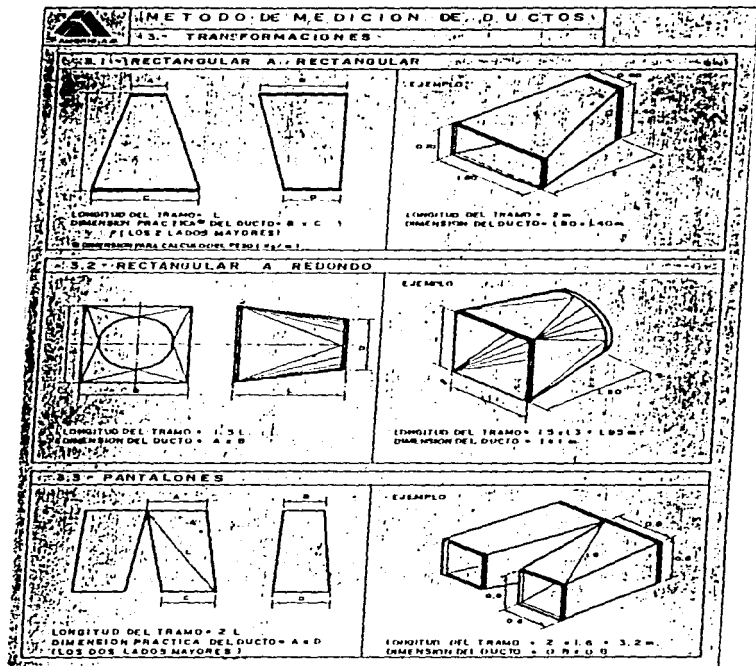
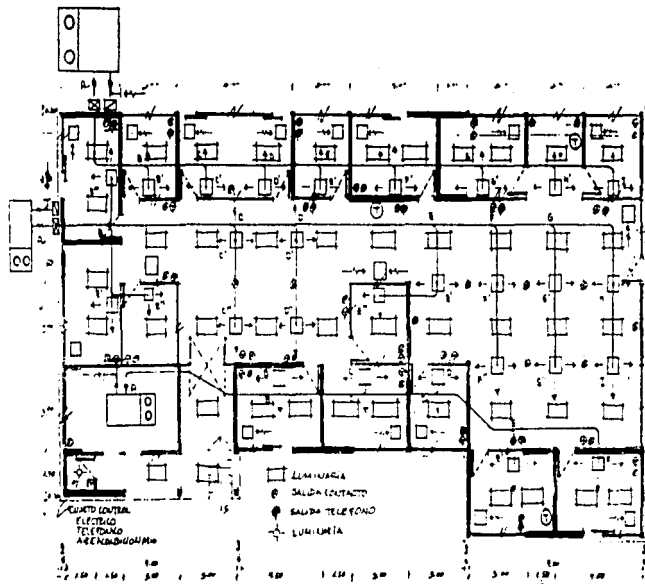


Fig 5.5

FALTA PAGINA

No. 70

Fig 5.6 Recorrido de ductos.



PLANO (5) (LUMINACION)

Edificio oficinas (empresarial) Dirección Técnica
 escala: 1:500
 MODULO A (RUE) (SALA DE REUNIONES)

Calculo de ductos, rejillas y difusores para la zona Este. Por aspecto arquitectónico, seleccionar rejillas y difusores de sección cuadrada

Para difusores de inyección y rejillas de retorno, calcular el área de sección cuadrada con 300 y 400 pie/min respectivamente, usando la siguiente expresión:

$$A = CFM \times 144 / V \text{ [plg}^2\text{]}$$

$$A = CFM \times 0.48 \text{ [plg}^2\text{]}$$

inyección

$$A = CFM \times 0.36 \text{ [plg}^2\text{]}$$

retorno

$$A = CFM \times 0.28 \text{ [plg}^2\text{]}$$

toma exterior (v=500 pie/min)

Utilizando los datos de la tabla 11 calculamos la sección de cada salida y retorno.

Tabla 17

Oficina	Sección de inyección		Sección de retorno	
1	20"x19"	817 CFM	17"x17"	767 CFM
2	20"x22"	922 CFM	17"x18"	872 CFM
3	20"x18"	758 CFM	17"x15"	709 CFM
4	20"x19"	799 CFM	17"x16"	749 CFM
5	20"x20"	844 CFM	17"x16"	745 CFM
toma de aire exterior (RTAE)			10"x8"	268 CFM

Con los datos de flujo de aire, velocidad de salida y dimensiones de sección seleccionamos en catalogo el difusor y rejilla para cada oficina.

Inyección

5 piezas difusor marca Barber Colman modelo SFSD 20 - 24 - 3 vias, con una caída de presión de 0.03 plg.c.a.

Retorno

5 piezas rejilla para retorno de aire marca Barber Colman modelo GEAGVOL de 17"x17", con una caída depresión de 0.06 plg c.a.

Toma exterior

Rejilla de toma de aire exterior marca Barber Colman modelo GEVGVOL de 10"x10"

Quantificación de lamina y aislamiento según la norma AMERIC 002-AA-84, para el recorrido de la zona Este, propuesto en la figura 5.6. Utilizando el ductulador dimensionamos los ductos con los siguientes datos:

Volumen total	4140 CFM
Pérdidas por fricción	0,1 plg c.a. por cada 100 pies de ducto
Relación de forma	2:1 máxima en ducto principal
Velocidad inicial	1400 pie/mim

Calculo de ductos, rejillas y difusores para la zona Oeste. Por aspecto arquitectonico, seleccionar rejillas y difusores de sección cuadrada

Con los datos de la tabla 13 calculamos la seccion de cada salida y retorno.

Tabla 19

Oficina	Seccion de inyección		Sección de retorno	
9	20"x22"	956 CFM	17"x19"	906 CFM
10	20"x21"	891 CFM	17"x16"	767 CFM
	2 piezas		2 piezas	
11	20"x20"	836 CFM	17"x17"	787 CFM
12	20"x23"	969 CFM	17"x18"	871 CFM
13	20"x22"	928 CFM	17"x18"	879 CFM
14	20"x20"	836 CFM	17"x17"	787 CFM
15	20"x20"	857 CFM	17"x17"	807 CFM
toma de aire exterior (RTAE)			13"x13"	592 CFM

Con los datos de flujo de aire, velocidad de salida y dimensiones de sección, seleccionamos en catalogo el difusor y rejilla para cada oficina

Inyección

8 piezas difusor marca Barber Colman modelo SFSD 20 - 24 - 3 vias, con una caída de presión de 0.03 plg.c.a.

Retorno

8 piezas rejilla para retorno de aire marca Barber Colman modelo GEAGVOL de 17"x17", con una caída de presión de 0.06 plg.c.a.

Toma exterior.

Rejilla de toma de aire exterior marca Barber Colman modelo GEVGVOL de 14"x14"

Cuantificación de lámina y aislamiento según la norma AMERIC 002-AA-84, para el recorrido propuesto de la zona Oeste, en la figura 5.6. Utilizando el ductulador dimensionamos los ductos con los siguientes datos.

Volumen total	7164 CFM
Pérdidas por fricción	0.1 plg.c.a. por cada 100 pies de ducto
Relación de forma	2:1 máxima en ducto principal
Velocidad inicial	1600 pie/min

Tabla 20

Tramo	capacidad CFM	dimensión rectangular	longitud m	lámina calibre	peso kg	aislamiento m ²
A-B	7164	26"x26"	10	24	175.2	30.8
B-B'	956	20"x8"	1	24	10	1.7
DIF-B'	956	20"x20"	1	24	14	2.4
B-C	6208	26"x24"	3	24	50.8	8.9
C-C'	891	20"x8"	1	24	10	1.7
DIF-C'	891	20"x20"	1	24	14	2.4

C-D	5317	26"x22"	3	24	49	8.6
D-D'	891	20"x8"	1	24	10	1.7
DIF-D'	891	20"x20"	1	24	14	2.4
D-E	4426	26"x18"	3	24	45.4	7.9
E-E	836	20"x8"	1	24	10	1.7
DIF-E'	836	20"x20"	1	24	14	2.4
E-F	3590	26"x16"	4	24	58	10
F-F'	969	20"x8"	1	24	10	1.7
DIF-F'	969	20"x20"	1	24	14	2.4
F-G	2621	20"x16"	4.5	24	56.7	9.8
G-G'	928	20"x8"	1	24	10	1.7
DIFG'	928	20"x20"	1	24	14	2.4
G-H	1693	20"x12"	4	24	45.2	7.8
H-H'	836	20"x7"	1	24	9.7	1.7
DIF-H'	836	20"x20"	1	24	14	2.4
H-I	857	12"x12"	4	26	30	6
DIF-I	857	20"x20"	1	24	14	2.4
Retorno						
J-K	7164	26"x26"	2	24	35	6.2
K-L	6572	26"x25"	4	24	69	12.1

Resumen

Lámina galvanizada calibre # 24	766 kg
Lámina galvanizada calibre # 26	30 kg
Aislamiento	139.2 m ² fibra de vidrio de 1" de espesor

Calculo de ductos, difusores y rejillas de la zona Centro Por aspecto arquitectónico seleccionar rejillas y difusores de seccion cuadrada

Con los datos de la tabla 15 calculamos la sección de cada salida y retorno.

Tabla 21

Oficina	Sección de inyección		Seccion de retorno		
6	12"x11"	279 CFM	9"x9"	230 CFM	
7	18"x18"	637 CFM	15"x15"	588 CFM	
8	18"x18"	681 CFM	15"x15"	631 CFM	
16	14"x14"	382.2CFM	21"x21"	1214 CFM	1 pieza
		7 piezas	15"x15"	607 CFM	2 piezas
17	8"x8"	139 CFM	6"x6"	90 CFM	
18	13"x13"	334 CFM	20"x20"	1089 CFM	
		4 piezas			

Con los datos de flujo de aire, velocidad de salidad y dimensiones de sección, seleccionamos de catalogo los difusores y rejillas para cada oficina.

Inyección

Difusores marca Barber Colman modelo SFSD.

Oficina	Cantidad	Difusor	Caída de presión plg.c.a.
6	1 pza	12 - 18 - 3 vias	0.01"
7	1 pza	20 - 24 - 3 vias	0.02"
8	1 pza	20 - 24 - 3 vias	0.03"
16	7 pza	14 - 18 - 4 vias	0.02"
17	1 pza	8 - 12 - 3 vias	0.04"
18	4 pza	14 - 18 - 4 vias	0.02"

Retorno

Rejillas para retorno de aire marca Barber Colman modelo GEAGVOL

Oficina	Cantidad	Rejilla	Caida de presión plg c.a.
6	1 pza	10"x10"	0.06"
7	1 pza	16"x16"	0.06"
8	1 pza	16"x16"	0.06"
16	1 pza	20"x20"	0.06"
	2 pza	16"x16"	0.06
17	1 pza	6"x6"	0.06
18	1 pza	20"x20"	0.06

Toma exterior

Rejilla de toma de aire exterior marca Barber Colman modelo GEVGVOL de 14"x14"

Quantificación de lámina y aislamiento según la norma AMERIC 002-AA-84, para el recorrido propuesto de la zona Centro en la figura 5.6. Utilizando el ductulador dimensionamos los ductos con los siguientes datos:

Volumen total	5748 CFM
Pérdidas por fricción	0.1 plg.c.a. por cada 100 pies de ducto
Relación de forma	2.1 máxima
Velocidad inicial	1400 pie/min

F-F'	760	14"x10"	2,5	24	21.6	3.7
DIF-F'	380	14"x14"	1	24	10	1.7
F'-F"	380	14"x6"	3	24	24	4.1
DIF-F"	380	14"x14"	1	24	10	1.7
F-G	1536	20"x12"	3.5	24	39.6	6.8
G-G'	760	14"x10"	2.5	24	21.6	3.7
DIF-G'	380	14"x14"	1	24	10	1.7
G'-G"	380	14"x6"	3	24	24	4.1
DIF-G"	380	14"x14"	1	24	10	1.7
G-H	776	14"x10"	6	24	71.7	12.3
DIF-H	388	14"x14"	1	24	10	1.7
H-I	388	14"x6"	3	24	24	4.1
DIF-I	388	14"x14"	1	24	10	1.7
Retomo						
J-K	5748	24"x24"	2	24	33	5.7
K-L	5057	24"x23"	4	24	64.1	11.2

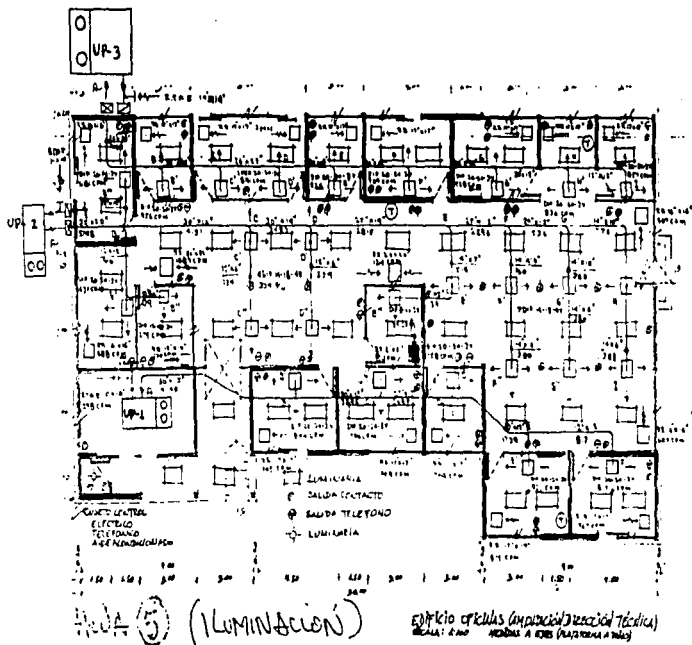
Resumen

Lámina galvanizada calibre # 24 942.1 kg

Lámina galvanizada calibre # 26 104 kg

Aslamiento 184 m² fibra de vidno de 1" de espesor

Fig. 5.7 Localización de equipo, recorrido y dimensión de ductos.



Cálculo de caída de presión en ductos y rejillas.

La longitud equivalente de los codos, la obtenemos del Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado ARI pag. 643 Tomo 3 (fig 5.8).

Zona Este

Tramo	Longitud (m)	
A-B	9	
B-C	4.5	
C-D	4	
D-E	5.5	
codo 45°	3	tipo A
codo 45°	3	tipo A
E-F	5.5	
codo 90°	4.5	tipo B
codo 90°	3	tipo F
retorno	2	
retorno entrada	56.5	
TOTAL	100.5 m	(longitud equivalente total)

Pérdida en ductos: $100.5 \text{ m} \times (3.28 \text{ pie}/1 \text{ m}) \times 0.1 \text{ pig.c.a} / 100 \text{ pie} = 0.329 \text{ pig.c.a}$

Pérdida en ductos	0.329"
rejilla de retorno	0.06"
difusor de inyección	0.03"

Pérdidas total de presión para el recorrido de la zona Este **0.419" c.a.**

Cálculo de caída de presión en ductos y rejillas.

La longitud equivalente de los codos, la obtenemos del Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado ARI pag. 643 Tomo 3 (fig. 5.8).

Zona Este

Tramo	Longitud (m)
A-B	9
B-C	4.5
C-D	4
D-E	5.5
codo 45°	3 tipo A
codo 45°	3 tipo A
E-F	5.5
codo 90°	4.5 tipo B
codo 90°	3 tipo F
retorno	2
retorno entrada	56.5
TOTAL	100.5 m (longitud equivalente total)

Pérdida en ductos: $100.5 \text{ m} \times (3.28 \text{ pie}/1 \text{ m}) \times 0.1 \text{ plg.c.a.}/100 \text{ pie} = 0.329 \text{ plg c.a.}$

Pérdida en ductos	0.329"
rejilla de retorno	0.06"
difusor de inyección	0.03"

Pérdida total de presión para el recorrido de la zona Este **0.419" c.a.**

Zona Oeste

Tramo	Longitud (m)	
A-B	10	
codo 90°	3	tipo F
codo 90°	3	tipo F
codo 90°	4.5	tipo B
B-C	3	
C-D	3	
D-E	3	
E-F	4	
F-G	4.5	
G-H	4	
H-I	4	
codo 90°	4.5	tipo B
codo 90°	3	tipo F
retorno	6	
codo 90°	3	tipo B
codo 90°	3	tipo B
retorno entrada	58.5	
TOTAL	122 m (longitud equivalente total)	

Pérdida en ductos	122 m x (3.28 pie/1 m) x 0.1 pig.c.a./100 pie = 0.4 pig.c.a.
Pérdida en ductos	0.4"
rejilla de retorno	0.06"
difusor de inyección	0.02"

Pérdida total de presión para el recorrido de la zona Oeste 0.48" c.a.

Zona Centro

Tramo	Longitud (m)	
A-B	8	
codo 90°	3	tipo F
codo 90°	3	tipo F
B-C	7	
C-D	3.5	
D-E	7.5	
E-F	3.5	
F-G	3.5	
G-H	6	
codo 90°	4.5	tipo B
H-I	3	
codo 90°	3	tipo F
retorno	6	
codo 90°	3	
codo 90°	3	
retorno entrada	56.5	
TOTAL	124 m	(longitud equivalente total)

Pérdida en ductos $124 \text{ m} \times (3.28 \text{ pie}/1 \text{ m}) \times 0.1 \text{ plg.c.a.}/100 \text{ pie} = 0.406 \text{ plg.c.a.}$

Pérdida en ductos 0.406"

rejilla de retorno 0.06"

difusor de inyección 0.02"

Pérdida total de presión para el recorrido de la zona Centro

0.486" c.a.

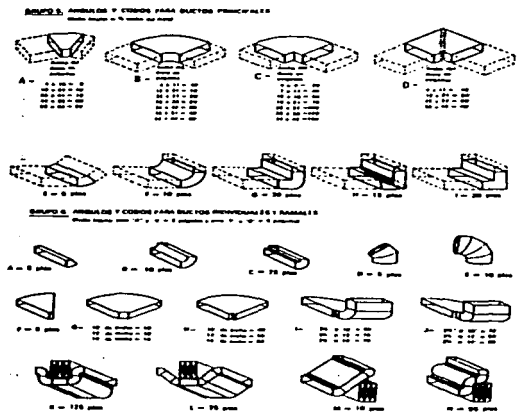


Fig. 5.8

Detalles de construcción de ductos.

El grueso de las hojas de lámina (tabla 16) empleadas en la construcción de los ductos y sus refuerzos, depende de las condiciones de presión existentes en el sistema. Existen varios tipos de juntas y engrapados para formar los ductos, que igualmente dependen de las condiciones de presión en el sistema. En las siguientes figuras se muestran algunas juntas y engrapados para sistemas de baja presión, así como algunos detalles de construcción

- Todos los ductos se deben sellar en sus juntas y engrapados, para evitar la fuga de aire.
- Es necesario el aislamiento en todos los ductos de inyección y retorno para evitar al máximo la ganancia de calor.
- El aislamiento debe incluir una barrera de vapor para prevenir la absorción y condensación de humedad.
- Los ductos expuestos al aire exterior, deben aislarse con material impermeable para evitar filtraciones y daños al aislamiento.

Como material aislante se usará fibra de vidrio RF-3075 de 1.5" de espesor con papel kraft y foil de aluminio reforzado, este material se surte en rollos de 37 m² (400 pie²) Este material será adheido al ducto con pegamento de contacto y sellado en sus empalmes.

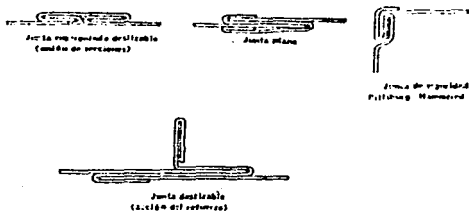
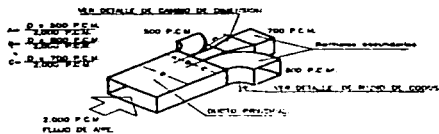
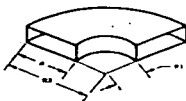


Fig. 5.9 Juntas para unión de ductos rectangulares.

DETALLE DE RAMIFICACION A DUCTOS SECUNDARIOS.



DETALLE DE RADIO DE CODOS EN DUCTOS RECTANGULARES.



CONDICION OPTIMA.

$$R1 = 3/4 A.$$

CONDICION MINIMA
(Por seguridad en campo)

$$R1 = 1/2 A.$$

$$R2 = [A + 1/2 A]$$

(Verse de este tipo: resistencia a la tracción en el material)

DETALLE DE CAMBIO DE DIMENSION EN DUCTOS RECTANGULARES.

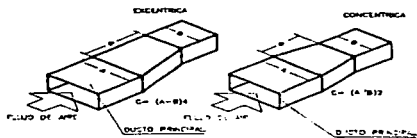
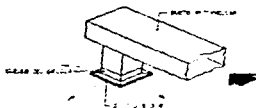
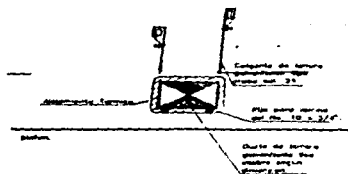
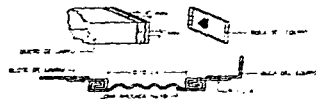


Fig. 5.10

DETALLE DE SOPORTERIA DE
DUCTOS HORIZONTALES.



DETALLE TIPO PARA APLICACION DE SOPORTES EN
A BARRA DE ALUMINIO.



DETALLE TIPO PARA APLICACION EN
BARRA DE ALUMINIO.

Fig. 5.11

VI SELECCION DE EQUIPO

Por la naturaleza de la obra, se requiere de un equipo facil de instalar y de entrega rapida

Las unidades tipo paquete tienen las siguientes características

- Facilidad de instalación
- Todas las unidades se entregan totalmente ensambladas, las operaciones de conexión de tubería, alambrado eléctrico y carga de refrigerante son efectuados y probados en fábrica
- Bajo costo de equipo y pronta entrega
- Bajo costo de instalación
- Funcionamiento silencioso

Las unidades tipo paquete se pueden clasificar como

Autocontenida: esta unidad tiene alojados todos sus componentes en un solo conjunto.

Sistema dividido: esta compuesto de unidad evaporadora y condensadora separadas, las que se pueden conectar fácilmente con líneas precargadas o de conexión rápida

Las unidades MINI-SPLIT (fig 6.1) son del tipo de sistema dividido aún cuando una condensadora puede ser conectada a varios MINI-SPLIT, se recomienda una condensadora por cada evaporador (por mantenimiento)

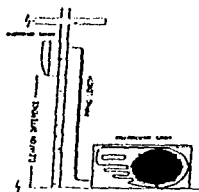


Fig. 6.1 Instalación típica de unidad mini-split

Las unidades condensadoras para estos equipos deben ser instaladas a la intemperie, con una mínima exposición a los rayos del sol y con suficiente aire fresco (catálogo York 550-19-10 (09'))

El inconveniente de este tipo de equipo es de tipo arquitectónico, ya que el edificio estaría rodeado de unidades condensadoras.

Las unidades autocontenidas o integrales tienen capacidades mayores a los mini-split, estas unidades pueden ser instaladas en piso o techo sobre una base de concreto a nivel, su descarga puede ser horizontal o vertical (en la parte inferior), una vez instaladas en su base únicamente requieren energía eléctrica y conexión a ductos de retorno e inyección para iniciar su operación.

Las unidades de condensador enfriado por aire se instalan en el exterior y generalmente necesitan de un espacio de 1.2 m por lado y 3 m en la parte superior para

- 1 - Entrada de aire al condensador
- 2 - Descarga de aire del serpentín condensador
- 3 - Accesos de servicio

Para seleccionar la unidad enfriadora se usan los datos que ofrece el fabricante en sus catálogos. La capacidad de la unidad enfriadora no debe ser menor del 90% ni más del 110% de la capacidad mínima requerida. Estos factores de selección están basados en la suposición de que el equipo está operando en forma continua bajo control de termostato; una capacidad mayor será necesaria cuando el equipo sea apagado durante largos periodos de tiempo y se requiera un retorno rápido a las condiciones de comodidad.

Para seleccionar la unidad paquete de tipo integral generalmente necesitamos los siguientes datos:

- carga total de refrigeración
- carga sensible total
- volumen total de aire
- caída de presión en el sistema de ductos
- temperatura exterior
- temperatura a la entrada del evaporador (temperatura de mezcla)

Selección de equipo para la zona Este

Seleccionar la unidad basados en la capacidad total de refrigeración y volumen de aire

Carga total de refrigeración requerida

$$Q_r = 23520 \text{ kcal/h} = 93334 \text{ BTU/h} = 7.7 \text{ TR}$$

Volumen de aire

$$V = 7035 \text{ m}^3/\text{h} = 4139 \text{ CFM}$$

Con los datos anteriores seleccionamos el catalogo (fig 6.2) YORK SUNLINE 2000 (530 18-TG2Y (2921)) en su pagina 5 tiene los datos de una unidad de 8 1/2 TR y un volumen de aire de 3825 CFM

El siguiente paso es determinar si la capacidad sensible es similar a la que se requiere (carga sensible del local)

$$Q_s = 18988 \text{ kcal/h} = 75350 \text{ BTU/h}$$

carga sensible por el aire de ventilación

$$Q_{sv} = (504 \text{ m}^3/\text{h})(0.24 \text{ kcal/kg} \cdot \text{C})(31\text{C} - 24\text{C})(1.04 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$Q_{sv} = 814 \text{ kcal/h} = 3230 \text{ BTU/h}$$

calor sensible total

$$Q_{st} = 75350 + 3230 = 78580 \text{ BTU/h}$$

temperatura exterior

$$T_{BSe} = 31\text{C} (87.8\text{F})$$

temperatura a la entrada del evaporador (temperatura de mezcla)

$$T_{BSm} = 24.5\text{C} (76.1\text{F})$$

$$T_{BHm} = 16.4\text{C} (61.5\text{F})$$

interpolando los valores de temperatura, obtenemos la capacidad sensible a la que debemos restar el calor producido por el motor del ventilador del evaporador

$$\text{capacidad sensible} = 87650 \text{ BTU/h}$$

COOLING CAPACITIES - 8-1/2 TON (DCE / DCG 102)

Air-Cin		Temperature of Air on Leaving Coil																						
Cooling Capacity, 100° F	Evap. Cap. 100° F	80° F					85° F					90° F												
		100° F	95° F	90° F	85° F	80° F	100° F	95° F	90° F	85° F	80° F	100° F	95° F	90° F	85° F	80° F								
4250	87	123	9.2	118	103	97	92	77	74	71	56	120	9.8	97	89	71	56	119	107	95	87	69	54	5.3
		120	9.0	116	103	91	79	66	52	37	119	9.5	119	107	95	87	69	54	117	104	91	79	66	5.3
		117	8.8	114	100	87	75	62	49	34	118	9.2	116	104	92	80	67	54	115	102	89	77	65	5.4
3625	87	118	9.1	109	100	92	84	70	56	50	116	9.5	110	99	88	77	65	54	114	99	88	77	65	5.4
		116	8.9	110	98	87	79	64	53	37	115	9.2	109	98	86	75	63	51	113	97	86	75	63	5.3
		113	8.7	108	100	90	82	71	58	43	114	9.0	107	96	85	74	62	50	112	95	84	73	61	5.3
3000	87	110	8.7	105	93	83	73	53	52	36	113	9.2	105	93	83	71	61	51	111	97	86	75	64	5.1
		108	8.5	103	93	83	73	53	52	36	112	9.0	103	92	82	71	61	51	110	95	84	73	62	5.1
		106	8.3	102	93	83	73	53	52	36	111	8.8	102	91	81	71	61	51	109	93	82	71	60	4.9
2375	87	113	8.8	104	95	86	76	57	56	40	107	9.4	103	94	85	75	65	55	105	94	85	75	65	5.1
		110	8.6	102	93	84	74	55	54	38	106	9.2	101	92	83	73	63	53	104	92	83	73	63	5.1
		107	8.4	100	91	82	72	53	52	36	105	9.0	99	90	81	71	61	51	103	90	81	71	61	4.9
1750	87	108	8.7	98	79	70	62	54	46	36	102	9.4	84	76	68	61	53	45	97	88	80	72	64	4.7
		106	8.5	96	78	70	62	54	46	36	101	9.2	82	74	66	59	51	43	95	86	78	70	62	4.7
		104	8.3	94	76	68	60	52	44	36	100	9.0	80	72	64	57	49	41	93	84	76	68	60	4.7

Air-Cin		Temperature of Air on Leaving Coil																								
Cooling Capacity, 100° F	Evap. Cap. 100° F	80° F					85° F					90° F														
		100° F	95° F	90° F	85° F	80° F	100° F	95° F	90° F	85° F	80° F	100° F	95° F	90° F	85° F	80° F										
4250	87	117	10.2	108	100	92	84	71	56	50	111	10.7	103	95	87	79	69	59	107	100	92	84	76	66	5.6	
		116	10.1	107	100	92	84	71	56	50	110	10.5	102	94	86	78	68	58	106	99	91	83	75	65	5.6	
		115	10.0	106	98	90	82	73	64	55	46	109	10.3	101	93	85	77	67	57	105	97	89	81	73	63	5.6
3625	87	115	10.4	106	98	90	82	73	64	55	46	108	10.6	100	92	84	76	66	56	104	97	89	81	73	63	5.6
		114	10.3	105	97	89	81	72	63	54	45	107	10.4	99	91	83	75	65	55	103	95	87	79	71	61	5.6
		113	10.2	104	96	88	80	71	62	53	44	106	10.2	98	90	82	74	64	54	102	94	86	78	70	60	5.6
3000	87	110	10.3	102	94	86	77	68	59	50	105	10.8	94	86	78	69	60	51	101	94	86	78	69	60	5.6	
		109	10.2	101	93	85	76	67	58	49	104	10.6	93	85	77	68	59	50	100	92	84	76	67	58	5.6	
		108	10.1	100	92	84	75	66	57	48	103	10.4	92	84	76	67	58	49	99	91	83	75	66	57	5.6	
2375	87	113	10.3	104	96	88	79	70	61	52	102	10.9	96	88	80	71	62	53	98	90	82	73	64	55	5.6	
		112	10.2	103	95	87	78	69	60	51	101	10.7	95	87	79	70	61	52	97	89	81	72	63	54	5.6	
		111	10.1	102	94	86	77	68	59	50	100	10.5	94	86	78	69	60	51	96	88	80	71	62	53	5.6	
1750	87	107	9.7	97	83	74	65	56	47	38	97	10.2	77	72	63	54	45	36	93	87	78	69	60	51	42	
		106	9.7	96	82	73	64	55	46	37	96	10.0	76	71	62	53	44	35	92	86	77	68	59	50	42	
		105	9.7	95	81	72	63	54	45	36	95	9.8	75	70	61	52	43	34	91	85	76	67	58	49	42	

These capacities are based on standard conditions: 80° F air on entering coil, 55° F air on leaving coil, 95° F water on entering coil, 85° F water on leaving coil, and 100° F water on entering coil. The capacities are based on a standard 100° F air on entering coil. The capacities are based on a standard 100° F air on entering coil.

Fig 6 2 Pagina 5 del catalogo York SUNLINE 2000

caída de presión del sistema 0.419°C a
presión estática disponible 0.52°C a
velocidad del ventilador 1130 RPM
calor generado por el motor 2.06 KW (7035 BTU/h)

capacidad sensible neta del equipo
87650 - 7035 = 80615 BTU/h

capacidad total del equipo
108000 BTU/h

Las capacidades de refrigeración son un poco mayores a las requeridas, y la cantidad de aire manejado es menor por una pequeña diferencia, por lo que se puede utilizar este equipo para la zona Este

Los datos del equipo son los siguientes

Unidad paquete marca YORK SUNLINE 2000
modelo D2CE102A25, capacidad nominal de 8 1/2 TR
para manejar 3825 CFM, contra una caída de presión de 0.52°C a

Selección de equipo de la zona Oeste

Carga total de refrigeración requerida

$$Q_r = 43329 \text{ kcal/h} = 17194.7 \text{ BTU/h} = 14.3 \text{ TR}$$

volumen de aire

$$V = 12177 \text{ m}^3/\text{h} = 7164 \text{ CFM}$$

Catálogo (fig. 6.3) YORK SUNLINE 200 (530.18--TG2Y (091)), pag. 4, paquete de 15 TR con un volumen de aire de 7200 CFM.

carga sensible del local

$$Q_s = 32870 \text{ kcal/h} = 130438 \text{ BTU/h}$$

carga sensible por el aire de ventilación

$$Q_{sv} = (1608 \text{ m}^3/\text{h})(0.24 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C})(7^\circ\text{C}) / (1.04 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$Q_{sv} = 1628 \text{ kcal/h} = 6460 \text{ BTU/h}$$

Carga sensible total

$$Q_{st} = 130439 + 6460 = 136899 \text{ BTU/h}$$

temperatura exterior

$$TBS_e = 31^\circ\text{C} (87^\circ\text{F})$$

temperatura a la entrada del evaporador (temperatura de la mezcla)

$$TBS_m = 24.6^\circ\text{C} (76.28^\circ\text{F})$$

$$TBH_m = 16.6^\circ\text{C} (61.88^\circ\text{F})$$

de catálogo, capacidad sensible del equipo 153640 BTU/h

caída de presión del sistema 0.49" c a

presión estática disponible 0.6" c a

velocidad del ventilador 1010 RPM

calor generado por el motor del ventilador 4.8 KW (16392 BTU/h)

capacidad neta sensible 153640 - 16392 = 137,248 BTU/h

capacidad total del equipo

$$187000 \text{ BTU/h}$$

Las capacidades de refrigeración y volumen de aire son un poco mayores a las requeridas, por lo que se puede utilizar este equipo para la zona Oeste

Los datos del equipo son los siguientes:

Unidad paquete marca YORK SUNLINE 2000

modelo D2CE120A25 capacidad nominal 15 TR

para manejar 7200 CFM contra una caída de presión de 0.6" c a

Selección de equipo para la zona Centro

carga total de refrigeración requerida

$$Q_r = 36360 \text{ kcal/h} = 144287 \text{ BTU/h} = 12 \text{ TR}$$

volumen de aire

$$V = 9769 \text{ m}^3/\text{h} = 5747 \text{ CFM}$$

Catálogo (fig. 6.4) YORK SUNLINE 2000 (530 18-TG2Y (292)), pag. 7, capacidad nominal de 12 1/2 TR, volumen de aire 5500 CFM.

carga sensible del local

$$Q_s = 26371 \text{ kcal/h} = 104648 \text{ BTU/h}$$

carga sensible por el aire de ventilación

$$Q_{sv} = (9769 \text{ m}^3/\text{h})(0.24 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C})(7^\circ\text{C}) / (1.04 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$Q_{sv} = 1899 \text{ kcal/h} = 7536 \text{ BTU/h}$$

carga sensible total

$$Q_{st} = 104648 + 7536 = 112184 \text{ BTU/h}$$

temperatura exterior

$$T_{BSe} = 31^\circ\text{C} (87.8^\circ\text{F})$$

temperatura a la entrada del evaporador (temperatura de mezcla)

$$T_{BSm} = 24.8^\circ\text{C} (76.64^\circ\text{F})$$

$$T_{BHm} = 16.7^\circ\text{C} (62^\circ\text{F})$$

del catálogo obtenemos:

$$\text{capacidad sensible } 130680 \text{ BTU/h}$$

caída de presión del sistema 0.486" c.a.

presión estática disponible 0.69" c.a.

velocidad del ventilador 1050 RPM

COOLING CAPACITIES - 12-1/2 TON (DCF / DCG 150)

Air Cn		Temperature of Air Conditioned Space																		
Evaporator		85°F																		
CFM	SWP ft	Total Cooling Capacity kW	Plenum Inlet Temp °C	Sensible Capacity - MCH ¹							Total Cooling Capacity kW	Plenum Inlet Temp °C	Latent Capacity - MCH ¹							
				8.3	9.0	9.7	10.4	11.1	11.8	12.5			8.3	9.0	9.7	10.4	11.1	11.8	12.5	
5500	6.7	170	12.0	125	108	92	76	60	44	28	1.76	12.8	122	105	89	73	57	41	25	9
	7.2	164	12.0	154	137	121	104	88	71	55	1.58	13.3	152	135	119	103	86	70	54	38
	8.7	151	12.0	183	166	150	134	118	102	86	1.40	13.7	166	149	133	117	101	85	69	53
8250	7.2	170	12.0	121	104	88	72	56	40	24	1.77	12.8	118	101	85	69	53	37	21	5
	8.7	154	12.0	150	133	117	101	85	69	53	1.59	13.3	148	131	115	99	83	67	51	35
	10.2	140	12.0	180	163	147	131	115	100	84	1.43	13.7	162	145	129	113	97	81	65	49
11000	6.7	170	12.0	200	183	167	150	134	118	102	1.97	12.8	142	125	109	93	77	61	45	29
	7.2	174	12.0	211	194	177	161	145	129	113	1.80	13.3	153	136	120	104	88	72	56	40
	8.7	164	12.0	240	223	207	191	175	159	143	1.64	13.7	167	150	134	118	102	86	70	54
13750	6.7	198	12.0	208	191	175	159	143	127	111	2.11	12.8	141	124	108	92	76	60	44	28
	7.2	190	12.0	220	203	187	171	155	139	123	1.94	13.3	151	134	118	102	86	70	54	38
	8.7	178	12.0	249	232	216	200	184	168	152	1.78	13.7	165	148	132	116	100	84	68	52
16500	6.7	197	12.0	234	217	201	185	169	153	137	2.07	12.8	140	123	107	91	75	59	43	27
	7.2	189	12.0	246	229	213	197	181	165	149	1.90	13.3	150	133	117	101	85	69	53	37
	8.7	177	12.0	275	258	242	226	210	194	178	1.74	13.7	164	147	131	115	99	83	67	51
19250	6.7	197	12.0	261	244	228	212	196	180	164	2.11	12.8	139	122	106	90	74	58	42	26
	7.2	189	12.0	273	256	240	224	208	192	178	1.94	13.3	149	132	116	100	84	68	52	36
	8.7	177	12.0	302	285	269	253	237	221	205	1.78	13.7	163	146	130	114	98	82	66	50
22000	6.7	197	12.0	296	279	263	247	231	215	199	2.15	12.8	138	121	105	89	73	57	41	25
	7.2	189	12.0	308	291	275	259	243	227	211	1.98	13.3	148	131	115	99	83	67	51	35
	8.7	177	12.0	337	320	304	288	272	256	240	1.82	13.7	162	145	129	113	97	81	65	49
24750	6.7	197	12.0	311	294	278	262	246	230	214	2.15	12.8	137	120	104	88	72	56	40	24
	7.2	189	12.0	323	306	290	274	258	242	226	1.98	13.3	147	130	114	98	82	66	50	34
	8.7	177	12.0	352	335	319	303	287	271	255	1.82	13.7	161	144	128	112	96	80	64	48
27500	6.7	197	12.0	345	328	312	296	280	264	248	2.15	12.8	136	119	103	87	71	55	39	23
	7.2	189	12.0	357	340	324	308	292	276	260	1.98	13.3	146	129	113	97	81	65	49	33
	8.7	177	12.0	386	369	353	337	321	305	289	1.82	13.7	160	143	127	111	95	79	63	47

Air Cn		Temperature of Air Conditioned Space																	
Evaporator		100°F																	
CFM	SWP ft	Total Cooling Capacity kW	Plenum Inlet Temp °C	Sensible Capacity - MCH ¹							Total Cooling Capacity kW	Plenum Inlet Temp °C	Latent Capacity - MCH ¹						
				8.3	9.0	9.7	10.4	11.1	11.8	12.5			8.3	9.0	9.7	10.4	11.1	11.8	12.5
5500	6.7	167	14.0	151	134	118	102	86	70	54	1.54	14.7	120	103	87	71	55	39	23
	7.2	160	14.0	161	144	128	112	96	80	64	1.38	15.0	130	113	97	81	65	49	33
	8.7	153	14.0	180	163	147	131	115	100	84	1.22	15.4	140	123	107	91	75	59	43
8250	6.7	163	14.0	141	124	108	92	76	60	44	1.56	14.0	114	97	81	65	49	33	17
	7.2	156	14.0	151	134	118	102	86	70	54	1.40	14.3	124	107	91	75	59	43	27
	8.7	149	14.0	170	153	137	121	105	89	73	1.24	14.7	134	117	101	85	69	53	37
11000	6.7	160	14.0	171	154	138	122	106	90	74	1.56	14.0	114	97	81	65	49	33	17
	7.2	153	14.0	181	164	148	132	116	100	84	1.40	14.3	124	107	91	75	59	43	27
	8.7	146	14.0	199	182	166	150	134	118	102	1.24	14.7	134	117	101	85	69	53	37
13750	6.7	167	14.0	181	164	148	132	116	100	84	1.56	14.0	114	97	81	65	49	33	17
	7.2	160	14.0	191	174	158	142	126	110	94	1.40	14.3	124	107	91	75	59	43	27
	8.7	153	14.0	210	193	177	161	145	129	113	1.24	14.7	134	117	101	85	69	53	37
16500	6.7	163	14.0	191	174	158	142	126	110	94	1.56	14.0	114	97	81	65	49	33	17
	7.2	156	14.0	201	184	168	152	136	120	104	1.40	14.3	124	107	91	75	59	43	27
	8.7	149	14.0	220	203	187	171	155	139	123	1.24	14.7	134	117	101	85	69	53	37
19250	6.7	167	14.0	201	184	168	152	136	120	104	1.56	14.0	114	97	81	65	49	33	17
	7.2	160	14.0	211	194	178	162	146	130	114	1.40	14.3	124	107	91	75	59	43	27
	8.7	153	14.0	230	213	197	181	165	149	133	1.24	14.7	134	117	101	85	69	53	37
22000	6.7	167	14.0	211	194	178	162	146	130	114	1.56	14.0	114	97	81	65	49	33	17
	7.2	160	14.0	221	204	188	172	156	140	124	1.40	14.3	124	107	91	75	59	43	27
	8.7	153	14.0	240	223	207	191	175	159	143	1.24	14.7	134	117	101	85	69	53	37
24750	6.7	167	14.0	221	204	188	172	156	140	124	1.56	14.0	114	97	81	65	49	33	17
	7.2	160	14.0	231	214	198	182	166	150	134	1.40	14.3	124	107	91	75	59	43	27
	8.7	153	14.0	250	233	217	201	185	169	153	1.24	14.7	134	117	101	85	69	53	37

¹These ratings are for systems operating at 100% outdoor air. All other ratings assume 100% return air.
 *Performance values for the 100% outdoor air condition are based on the following conditions: 100% outdoor air, 100% return air, 100% outdoor air, 100% return air.
 †These ratings include the effect of the temperature of the 100% outdoor air. All other ratings assume 100% return air.
 ‡These ratings include the effect of the temperature of the 100% outdoor air. All other ratings assume 100% return air.

Fig 6.4 Pagina 7 catalogo York SUNLINE 2000

calor generado por el motor del ventilador	4.22 KW (14411 BTU/h)
capacidad sensible neta de equipo	130580 - 14411 = 116268 BTU/h
capacidad total del equipo	
	151000 BTU/h

Las capacidades de refrigeración y volumen de aire satisfacen a las requeridas, por lo que se puede utilizar este equipo para la zona Centro

Los datos del equipo son los siguientes

unidad paquete marca YORK SUNLINE 2000
modelo D2CE150A25, con capacidad nominal de 12 1/2 TR
para manejar 5500 CFM, contra una caída de presión de 0.69" c.a.

Para controlar el funcionamiento del equipo y la temperatura del local, seleccionamos un termostato con sub-base.

El termostato regula la temperatura y la sub-base controla la operación del sistema a través de una serie de interruptores eléctricos. Con el interruptor del sistema se selecciona OFF (apagado) o COOL (enfriamiento). La operación del ventilador del evaporador se controla con el interruptor AUTO (automático) - ON (prendido), si seleccionamos la posición AUTO el ventilador arranca y para cada que se requiera refrigeración si seleccionamos la posición ON el ventilador trabajará todo el tiempo.

En el catálogo de productos Honeywell "TRADELINE" seleccionamos el termostato y la sub-base en las páginas 138 y 141

Termostato de cuarto para 24 Vca marca Honeywell modelo T87F1859

Sub-base para enfriamiento únicamente marca Honeywell modelo Q539C1020

Localización del termostato

- El termostato deberá estar localizado aproximadamente a 1.5 m sobre nivel de piso
- Deberá estar expuesto a una circulación normal de aire
- No deberá localizarse en paredes exteriores
- No deberá estar expuesto a radiación y/o transmisión de calor

Datos eléctricos de los equipos

Unidad zona Este modelo D2CE192A25, suministro de corriente 209/230-3-60

UP-1 Peso total 465 kg

COMPRESOR	MOTOR CONDENSADOR	MOTOR EVAPORADOR	TOTAL	AMPERAJE	TAMBIÉN TAM	DIÁMETRO MIN
# & #	CONDENSADOR	EVAPORADOR	TOTAL	CONDENSADOR	EVAPORADOR	DE CABLE
AMPS	AMPS	AMPS	AMPS	AMPS	AMPS	AWG
18/24	20	10	105	115	60	5

Unidad zona Oeste modelo D2CE180A25, suministro de corriente 208/230-3-60

UP-3 Peso total 863 kg

COMPRESOR	MOTOR CONDENSADOR	MOTOR EVAPORADOR	TOTAL	AMPERAJE	TAMBIÉN TAM	DIÁMETRO MIN	
# & #	CONDENSADOR	EVAPORADOR	TOTAL	CONDENSADOR	EVAPORADOR	DE CABLE	
AMPS	AMPS	AMPS	AMPS	AMPS	AMPS	AWG	
28/4	18/2	1	40	104	57.1	100	20

Unidad zona Centro modelo D2CE150A25, suministro de corriente 208/230-3-60

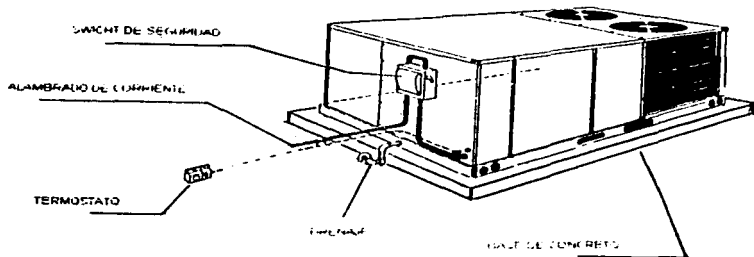
UP-2 Peso total 568 kg

COMPRESOR	MOTOR VENT.	MOTOR VENT.	AMPERIOS	AMPERIOS MAX.	ALTA B.T.M.		
# 1/2"	CONDENSADOR	EVAPORADOR	TOTAL	CONDENSADOR	CONDENSADOR		
AMPS	AMPS	HP	AMPS	AMPS	AMPS		
202	172	3.5	5	10.1	14.1	100	4

Detalles de instalacion.

Las unidades UP seran instaladas en el lugar indicado en la fig. 5.7, sobre de una base de concreto a nivel y pulida, de las siguientes dimensiones

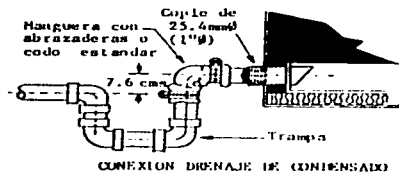
Unidad	base	altura
	m	m
UP-1	3.5 x 1.5	0.1
UP-2	3.5 x 1.5	0.1
UP-3	3.5 x 2.5	0.1



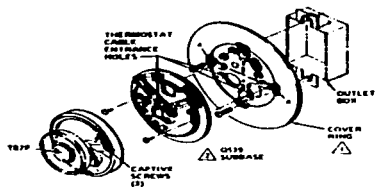
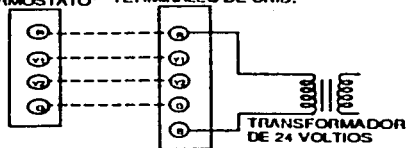
ALAMBRAJO DE CORRIENTE



Fig 6 5 Detalle de instalacion electrica y control



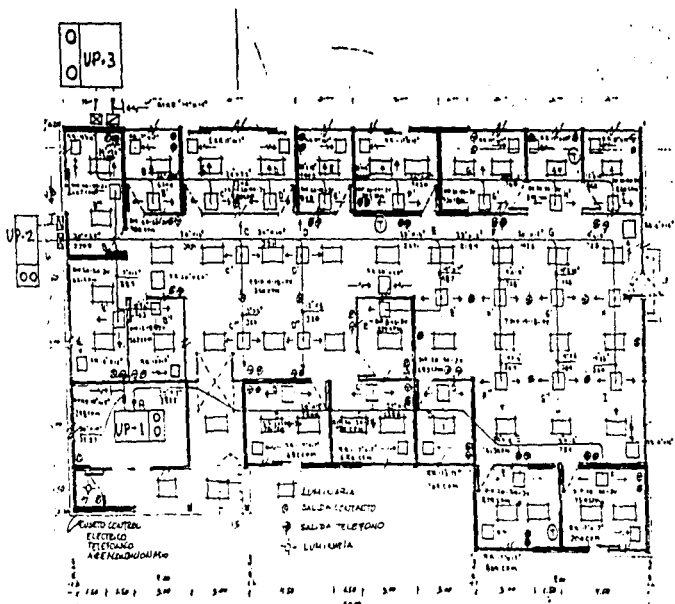
ENFR. SOLAMENTE (TERMOST. DE 24 VOLTIOS)
TERMINALES TERMOSTATO* **TABLLA TB1 DE TERMINALES DE UNID.**



- ▲ IF OUTLET BOX IS HORIZONTAL MOUNT COVER RING IN POSITION SHOWN, BUT FASTEN WITH SCREWS THROUGH "A"
- ▲ USE WALLPLATE FOR HEAT APPLICATIONS

Fig.6.6 Detalle de drenaje y control

Fig. 6.7 Recorrido de ductos y localización de equipo



edificio oficinas (expansion) especial técnica
 MOSES A. GONZALEZ (AUTOMATICA Y ELECTRICIDAD)

VII Presupuesto

En atención a su solicitud y basados en el catalogo de conceptos elaborado para ustedes, me es grato presentar a su amable consideración este presupuesto por el suministro e instalación de los equipos y materiales en las marcas, modelos y hasta las cantidades que específicamente en el se describen

PARTIDA	CONCEPTO	CANTIDAD	PRECIO U	TOTAL
01	Unidad tipo paquete autoenfriado marca York Sunline 2000 modelo D2CE102A25 con capacidad nominal de 5.1 TR con un motor en el evaporador para manejar 413R CFM contra una presión estática de 0.57" w. y consumo de corriente a 220V/60 (UP 1)	1 pza	27,262.18	27,262.18
02	Unidad tipo paquete autoenfriado marca York Sunline 2000 modelo D2CE196A25 con capacidad nominal de 15 TR con un motor en el evaporador para manejar 7200 CFM contra una presión estática de 0.57" w. y consumo de corriente a 220V/60 (UP 3)	1 pza	55,158.00	55,158.00
03	Unidad tipo paquete autoenfriado marca York Sunline 2000 modelo D2CE154A25 con capacidad nominal de 12.5 TR con un motor en el evaporador para manejar 5740 CFM contra una presión estática de 0.57" w. y consumo de corriente a 220V/60 (UP 2)	1 pza	41,200.00	41,200.00

04	Ductos construídos em lâmina galvanizada 20x20x0,6 mm	175 kg	17,00	2.975,00
05	Ductos construídos em lâmina galvanizada 20x20x0,6 mm	2.188 kg	17,00	37.196,00
06	Armadura termica exterior de fibra de vidro para ventiladores de 600 mm diâmetro - 6 unidades (aprox. 1,50 m ² e 10 kg de material para cada unidade) (1130)	411 m ²	90,00	36.990,00
07	Difusor de ar condicionado Barber Colman mod. SPND com controle de velocidade de 14-15-4	15,624	144,00	2.250,00
08	Difusor de ar condicionado Barber Colman mod. SPND com controle de velocidade de 14-15-4	15,624	120,00	1.875,00
09	Difusor de ar condicionado Barber Colman mod. SPND com controle de velocidade de 14-15-4	1,874	114,00	213,60
10	Difusor de ar condicionado Barber Colman mod. SPND com controle de velocidade de 14-15-4	1,874	96,00	180,00
11	Rejilla de alumínio para Barber Colman mod. GEM/VM de 1,57x1,17	10,224	205,00	2.096,00
12	Rejilla de alumínio para Barber Colman mod. GEM/VM de 20x120	2,000	301,00	602,00

13	Repilla de retorno marca Barber Colman mod GEAGVOL de 18"x5"	4 pza	250 00	1.000 00
14	Repilla de retorno marca Barber Colman mod GEAGVOL de 10"x10"	1 pza	207 00	207 00
15	Repilla de retorno marca Barber Colman mod GEAGVOL de 6"x6"	1 pza	190 00	190 00
16	Repilla de toma de aire exterior marca Barber Colman modelo GEV 14"x14"	2 pza	270 00	540 00
17	Repilla de toma de aire exterior marca Barber Colman modelo GEV 10"x10"	1 pza	228 00	228 00
18	Termostato para cuarto marca Honeywell mod T87F1959	3 pza	630 00	1.890 00
19	Sub-base para termostato marca Honeywell mod G79C1020	3 pza	480 00	1.440 00
20	Materiales miscelaneos para instalaciones	1 lote	2.950 00	2.950 00
21	Puntas electricas y de control (al 100% por unidades)			
22	Manos de 3 ejes (al 100% por unidades)			

SUBTOTAL

215.508 18 mas IVA

CONCLUSIONES

El acondicionamiento del aire en los lugares de trabajo puede lograr que las personas aumenten su eficiencia ya que se elimina una posible fuente de distracción, un ambiente que no proporcione comodidad para realizar alguna actividad puede producir agotamiento físico y nervioso, disminución del rendimiento aumento de los errores y riesgos de trabajo ya que a medida que el medio es térmicamente hostil va en aumento la preocupación de las personas sobre ese problema apartando su atención de la actividad específica que está realizando, favoreciendo la distracción y la consiguiente pérdida de eficiencia y seguridad en el trabajo

Cuando se realiza un proyecto se ubican los ductos, rejillas y difusores en el lugar que consideramos que se tengan menores pérdidas por fricción y una mejor distribución del aire, para esto es muy importante que exista una constante comunicación con el cliente y el encargado de la construcción del edificio y si existe algún problema con el recorrido propuesto o la ubicación de las salidas y retornos, este se pueda solucionar a tiempo y así durante la ejecución de la instalación se tendrán pocos o ningún cambio en el proyecto.

BIBLIOGRAFIA

MANUAL DE REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO

Air-Conditioning and Refrigeration Institute

Prentice-Hall Hispanoamericana, S. A.

México

Primera edición 1979

MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO

Carrier Air Conditioning Company

MARCOMBO, S. A. de Boxareu Editores

Barcelona

Primera edición 1970

ARQUITECTURA Y CLIMA

Arq. Roberto Rivero

Universidad Nacional Autónoma de México

México 1988

Primera edición

AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION

Burgess H Jennings

Samuel R Lewis

Compañía Editorial Continental S.A.

México 1971

Cuarta Edición

FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN

Ing. Eduardo Hernandez Gorbar

Editorial Limusa

México 1980