

27² Ejem.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

INCORPORADA A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

PROYECTO DE AIRE ACONDICIONADO PARA TIENDA
DEPARTAMENTAL MAZON PLAZA TUTULLI EN
CD. OBREGON SONORA.

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

LUIS FERNANDO MUNGUIA ROMO

GUADALAJARA, JAL. OCTUBRE DE 1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

Introduccion	1
La historia del acondicionamiento de aire	1
Fundamentos Termodinamicos aplicados al aire acondicionado	3
Capitulo I	
Analisis de cargas termicas	8
Introduccion	8
I.1 Orientacion y localizacion	8
I.2 Temperatura exterior e interior de diseno	9
I.3 Calculo del peso del edificio	9
I.4 Calculo del coeficiente k de conductividad termica	11
I.5 Calculo de diferencia de temperaturas equivalentes	14
I.6 Calculo de aire exterior	16
I.7 Estimacion de la carga para planta baja alta y oficinas	16
Capitulo II	
Sistema a seleccionar	22
II.1 Analisis de seleccion	22
II.2 Tipos de sistemas	23
II.3 Sistema a seleccionar	24
II.4 Calculo del ADP y cantidad de aire seco	26
II.5 Diagrama del ciclo	27
Capitulo III	
Seleccion del Equipo	29
III.1 Equipos enfriadores de agua	29
III.2 Seleccion del equipo enfriador y condensador	31
III.3 Seleccion de manejadoras de aire	32

Capitulo IV

Calculo del sistema de ductos	35
IV.1 Calculo de ductos por el metodo de recuperacion estatica	35
.1.a Metodo de recuperacion estatica	35
.1.b Valores de velocidades	35
.2.a Planta baja alta y oficinas	35
.2.b Seleccion difusores	41
.2.c Aislamiento de ductos	41

Capitulo V

Calculo del sistema Hidraulico	46
V.1 Tipo de sistemas	46
V.2 Sistema de recirculacion cerrado	46
V.3 Calculo de gasto en manejadoras	47
V.4 Dimensionamiento de tuberia	48
V.5 Calculo de perdida por friccion	50
V.6 Calculo de bombas recirculadoras	51
V.7 Tanque de expansion	51
V.8 Especificaciones	53

Capitulo VI

Costo de Operacion del Sistema	54
VI.1 Costo del equipo e instalacion	54
VI.2 Costo de mantenimiento	59
VI.3 Costo de operacion	60

Capitulo VII

Mantenimiento del Sistema	62
VII.1 Definicion de mantenimiento	62
VII.2 Objetivos del mantenimiento	62
VII.3 Mantenimiento preventivo	62

VII.4 Inspecciones	63
VII.5 Programacion del M.P.	67
VII.6 Controles	70
VII.7 Mantenimiento correctivo	71
Capitulo VIII	
Conclusiones	72
Apendice A	
Tablas	73
Apendice B	
Planos	74
Bibliografia	75

INTRODUCCION

LA HISTORIA DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

El acondicionamiento de aire es una mejora reciente, cuyas potencialidades recién comienzan a realizarse. El hombre moderno espera y obtendra confort en su hogar, en el trabajo, y en sus lugares de recreo.

Los centros mercantiles, trenes, hospitales, lugares publicos, en suma todo lugar donde la gente pasa algun tiempo es area potencial para el acondicionamiento del aire.

Almacenes y plantas de almacenaje de alimentos de toda clase, alimentos congelados, pieles, etcetera, estan controlados en su temperatura y humedad. En muchos establecimientos cientificos y tecnicos, ciertos trabajos de montaje deben hacerse en una atmosfera de temperatura controlada, libre de humedad, polvo y pelusas. En cierto modo, nuestra necesidad de acondicionamiento y refrigeracion, es un resultado directo del vivir complicado moderno en lo social y en lo tecnologico.

Y sin embargo, nuestros antecesores, aun en la supuesta vida simple lo hubieran pasado mejor con un conocimiento y juicio sobre los principios de la refrigeracion. A travez de los años el hombre a debido darse cuenta de su significacion, desarrollar sus principios y finalmente proyectar la maquinaria y descubrir materiales apropiados para producir modernas facilidades de enfriamiento.

Se pueden tener frutas de verano, pero no siempre se tendra hielo en ese tiempo. Los antiguos Chinos de 1000 años antes de nuestra era, almacenaron hielo del invierno en sotanos aislados con paja y granzas, para refrescar sus bebidas de verano. Los Griegos y Romanos acostumbraban comprimir nieve, que almacenaban en sotanos aislados con tierra, cespced y fiemo para uso en el verano.

Nuestra vieja conocida, la evaporación, se usaba por pueblos antiguos para refrescar. En la India, por ejemplo, colocaban esteras mojadas, en la abertura de palacios que daban al viento. Mientras soplaban los monzones secos y calientes, a través de las esteras, la evaporación se aceleraba, reduciendo así la temperatura de la habitación hasta en unos 11 °C inferior a la de afuera.

En los últimos tiempos, cuando se supo algo más sobre bacterias y otros microorganismos, la refrigeración (con hielo natural) se usó para preservar los alimentos. Se usó también el hielo natural con fines medicinales. Hasta fines de siglo XIX, el trabajo y la distribución del hielo natural en los Estados Unidos era una gran industria.

Pronto empezó en ese país a aparecer el hielo artificial. Al principio no fue bien recibido: las legislaturas actuaron contra él, y la gente se atemorizó. La producción de hielo artificial sin embargo, se afianzó como una industria remunerativa, hacia la mitad del siglo XIX.

Entre tanto, la industria textil empezó a sentir la necesidad de controlar la humedad y temperatura en sus fábricas. La misma palabra "acondicionamiento" se originó en las atmósferas controladas de las fábricas textiles.

El hilado de las finas fibras de algodón, especialmente, requiere una atmósfera confiable de alta humedad para disminuir al mínimo la rotura de las hebras. Los grandes establecimientos modernos de impresión y fotografía, requieren igualmente atmósferas controladas para la manufactura de productos uniformes de alta calidad.

Nuestra capacidad de mantener atmósferas de adecuadas temperaturas y humedades, a sido posible el crecimiento de comunidades del todo nuevas en lugares remotos.

A la vuelta del siglo, la refrigeración y el acondicionamiento del aire, comenzaron a tomar su lugar en el comercio, la industria, la medicina, las compras de la comunidad y sus recreos.

En la actualidad, la producción de caucho sintético, que requiere temperaturas tan bajas como -73 C , sería imposible sin la refrigeración. El secado del aire de carga de los altos hornos, aumento la producción en más de un 25%. Los modernos aviones estratosféricos, necesitan refrigeración mecánica para disipar el calor del sol, además el calor de fricción del aire. Se está usando también refrigeración mecánica para separar agua potable partiendo del agua del mar, estos son unos pocos ejemplos de la importancia de la vida moderna. El futuro es virtualmente ilimitado.

FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS APLICADOS AL AIRE ACONDICIONADO

La termodinámica como rama de la ciencia que trata acerca de la energía y sus transformaciones, la transferencia de calor y el flujo de fluidos son disciplinas básicas para el estudio del aire acondicionado.

El diseño de cualquier sistema de enfriamiento se basa principalmente en las características de transferencia de calor en la estructura del edificio. Así mismo cuando ya han sido calculados los flujos de calor en el espacio acondicionado, de nuevo se tiene el problema de transferencia de calor para determinar el tamaño (de superficie) de los serpentines de enfriamiento u otro medio para equilibrar la carga.

Al existir una diferencia de temperatura la transferencia de calor puede tomar lugar por conducción, convección, radiación, o por alguna combinación de estos procesos.

La teoría de la conducción de calor fue desarrollada matemáticamente primero por el matemático Frances J.B.

Fourier, aunque Sir Isaac Newton con mucha anterioridad empezó a trabajar sobre lo mismo.

La ecuación de Fourier para flujo de calor en una sola dirección, basada en evidencia experimental es:

$$dQ/dQ = - KA (dt/dx) \quad (1-1)$$

donde:

dQ/dQ = Transferencia de calor por unidad de tiempo (Q);

A = Área de la sección a través de la cual está fluyendo el calor

dt = Diferencia de temperatura causada por el flujo de calor.

dx = Longitud de la trayectoria a través del material, en la dirección del flujo;

K = Factor de proporcionalidad llamado conductividad térmica

Es de notarse que la velocidad de flujo de calor es inversamente proporcional al espesor del aislamiento; esto es la transferencia de calor se disminuye al aumentar el espesor del aislamiento.

Cuando la temperatura t , varía con el tiempo Q y la posición X como cuando una sustancia está calentándose o enfriándose, el flujo es llamado inestable y la solución de la ecuación diferencial (1-1) se vuelve complicada. Sin embargo, cuando el equilibrio en la transferencia de calor se ha conseguido y la temperatura depende de la posición el flujo es llamado flujo estable, en este caso la transferencia es constante. $dQ/dQ = q$ en BTU por unidad de tiempo (generalmente BTU/Hr), por lo tanto:

$$q = - KA (dt/dx)$$

para flujo estable, el signo menos no tiene utilidad particular y puede omitirse.

El valor de k varía entre límites muy amplios para diferentes materiales; y varía también para un mismo material con diferentes temperaturas y masas específicas. En las tablas 21, 22, 26, 32, y

33 se tienen diferentes valores típicos de K para sustancias generales y materiales empleados en la construcción, donde es nombrado por la letra U ($K=U$).

La conducción de calor a través de paredes planas lleva a la siguiente simplificación de la ecuación de Fourier:

$$q = k (A/x)(t_1 - t_2)$$

Donde:

q = Calor transferido por unidad de tiempo (BTU/Hr)

A = Área de la pared en pies cuadrados

x = Espesor de la pared en pies o pulgadas
(dependiendo de las unidades de k)

k = Conductividad térmica,
en unidades de BTU Pie (o pulgada)/Hr.pie² F

t_1-t_2 = La diferencia de temperatura entre los dos lados de la pared, lo cual causa flujo de calor, en grados Fahrenheit.

EL FLUJO DE FLUIDOS.

Se tiene una carga de presión en el flujo normal de un fluido (líquido o gas) por un canal restringido o ducto. La magnitud de esta carga de presión depende de varios factores: Diámetro o forma de la sección del ducto y condición de su superficie, viscosidad, masa específica, temperatura y presión del fluido, transferencia de calor hacia el líquido y tipo de flujo, viscoso o turbulento.

Cuando un fluido circula por un tubo o ducto se tiene siempre una película delgada del fluido adherida a un lado del tubo que no se mueve apreciablemente. En el flujo viscoso o laminar cada partícula del fluido se mueve paralelamente al movimiento de las otras partículas. No se tienen corrientes cruzadas y la velocidad de las partículas del fluido se aumenta al crecer sus distancias a las paredes del ducto. La velocidad máxima ocurre en el centro del

conducto y la velocidad promedio sobre la seccion completa es igual a la mitad de la velocidad maxima. En este fluido viscoso la caida de presion despues de que se ha logrado equilibrio en el flujo es empleada para equilibrio de las fuerzas de corte o deslizamiento que se tiene entre una capa y la siguiente. La magnitud de la caida de presion para fluido viscoso puede calcularse por la relacion de POISEVILLE:

$$\Delta P = 32 \mu LV/gD$$

Se puede observar que para fluido viscoso la caida de presion (ΔP Lbs. por Pie) es directamente proporcional a la viscosidad (μ Lbs/Pie-Seg), a la longitud equivalente del tubo (L,Pies) y a la velocidad (V,Pies/Seg); y que es inversamente proporcional a $g=32.17$ (constante gravitacional) y al cuadrado del diametro equivalente del conducto (D,Pies).

Cuando se aumenta la velocidad del flujo arriba de cierta velocidad critica, el flujo viscoso descrito anteriormente se vuelve flujo turbulento. En este flujo se tienen numerosas corrientes muertas y cruzadas, por lo tanto su comportamiento se rige por las ecuaciones:

$$\Delta P = (f) (L/D) \rho (V^2 / 2g)$$

o

$$\Delta P = (f) L \rho V^2 / 8g m$$

Donde:

f = Factor de friccion,

L = Longitud equivalente del tubo en pies;

D = Diametro del conducto en Pies;

ρ = Masa especifica del fluido en Libras/ Pies³;

V = Velocidad del fluido, en Pies por Seg;

g = 32.17, la constante gravitacional;

m = Radio hidraulico, que es el area de la seccion transversal del conducto dividida entre el

perimetro mojado. (para un tubo circular = $D/4$).

Actualmente está plenamente establecido que el acondicionamiento de aire es una necesidad para el confort ambiental y para la eficiencia del trabajo, el concepto actual de las tiendas departamentales requieren de fachadas cerradas con un mínimo de puertas y escaparates, una de ellas normalmente de acceso hacia el interior de una plaza o mol el cual estara acondicionado tambien. Estas tiendas varian en localizacion y tamaño donde el acondicionamiento requiere de una solucion individual.

todo el año el aire acondicionado suministra aire filtrado a la tienda reduciendo acumulaciones de polvo y pelusa que van en deterioro de la mercancia y del edificio. Reduciendo costos de intendencia. Una cantidad minima suficiente de aire exterior reduce o elimina problemas de olor.

Mientras la humedad este cercana a las tolerancias no es necesario el control, el diseño propio del sistema operará para mantener una humedad relativa no sobre un 50% con una temperatura correspondiente de bulbo seco de 78 F.

La baja humedad eliminara los olores a partes cerradas y retarda la transpiracion.

El acondicionamiento de aire completo proporciona un ambiente de temperatura, humedad, movimiento de aire, limpieza, ventilacion y condiciones acusticas correctas.

Un clima de confort hace que la visita de los clientes sean mas largas y por consiguiente se tenga un aumento en las ventas, clientela y un mejor rendimiento de los empleados.

CAPÍTULO I.- ANALISIS DE CARGAS TERMICAS

INTRODUCCION - 1.1.- ORIENTACION Y LOCALIZACION - 1.2.- TEMPERATURA EXTERIOR E INTERIOR DE DISEÑO - 1.3.- CALCULO DE PESO DEL EDIFICIO - 1.4.- CALCULO DEL COEFICIENTE K DE CONDUCTIVIDAD TERMICA - 1.5.- CALCULO DE DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EQUIVALENTES - 1.6.- CALCULO DE AIRE EXTERIOR - 1.7.- ESTIMACION DE LA CARGA PARA PLANTA BAJA, PLANTA ALTA Y OFICINAS.

INTRODUCCION

Para una estimacion realista de las cargas de refrigeracion es requisito fundamental el estudio de las componentes de carga en el espacio que va a ser acondicionado. Es indispensable en la estimacion que el estudio sea preciso y completo. Forman parte de este estudio los planos, croquis sobre el terreno y en algunas ocasiones fotos de aspectos importantes del local.

1.1.- ORIENTACION Y LOCALIZACION.

La ciudad de Cd. Obregon Sonora se localiza en 27 29 latitud norte con una elevacion de 300 p.s.n.m. caracterizandose por su clima caluroso humedo con temperaturas extremas de aproximadamente 120 F. (t B.S.) en verano, teniendosae la necesidad de acondicionar espacios para mayor confort de sus habitantes.

Plaza Tutullii es el nombre que recibe el centro comercial de esta Cd. la cual esta limitada hacia el norte por la calle Guerrero. al sur por la calle Corregidora Dominguez, al este por la Calle California y al oeste por la Calle Quintana Roo.

La Tienda Departamental Mazon se localiza en esta plaza como tienda ancla, teniendo dos accesos uno hacia la calle California y otro hacia el interior de la plaza. La tienda consta de dos plantas, planta baja y planta alta. La planta alta se divide para su estimacion de carga en planta alta

tienda y planta alta oficinas. ya que se tienen diferentes características y actividades. (ver localización en plano A-1).

1.2.- TEMPERATURA EXTERIOR E INTERIOR DE DISEÑO.

Las Temperaturas recomendadas para diseño exterior en Cd. Obregon son de 102 F de bulbo seco, con 80 F de bulbo húmedo y un rango de variación diario de 20 F. (datos Manual Ashrae (1977)).

Las temperaturas de diseño interior se recomiendan en el rango de 73-75 con 50% H.R., 76-78 con 50-45% H.R. o 78-80 F con 50-45% H.R. dependiendo de la aplicación, ya sea de lujo o práctica comercial, para este proyecto tenemos 75 F de bulbo seco y 50% H.R. (tabla 4- condiciones interiores de diseño recomendadas).

Una condición importante es conocer el mes y hora en el cual la carga térmica es máxima y así saber con cuánto se tendrá que contrarrestar la carga. Para esto se toman criterios recomendados de orientaciones predominantes; por una orientación este-oeste como es el caso, se recomienda hacer los cálculos para el mes de agosto a las 4:00 pm que es el momento en que se recibirá la carga térmica máxima en el edificio. (ver criterios recomendados para determinar el mes y la hora de máxima carga para el cálculo de la carga térmica).

1.3.- CÁLCULO DE PESO DEL EDIFICIO.

El dato de peso del edificio es un dato necesario para usar las tablas de factores de cargas de almacenamiento, de ganancia solar a través de vidrios. Este cálculo se determina en base a los pesos (en libras) de materiales usados en la construcción, repartidos en el total de área de piso del edificio.

La tabla 34 - resistencia térmica R - edificios y materiales aislantes, da el peso en Lbs/Pie de materiales de construcción para calcular:

1.3.J. - PAREDES EXTERIORES.

MATERIAL	ESPESOR	Lbs/Pie	REFERENCIA
Panel W (poliuretano)	1"	1.4	proveedor
Aplanado cemento-arena (1:3)	2"	23.32	tabla 34
Frigolit (poliestireno en metal delgado)	1"	1.3	tabla 34
Aplanado cemento-arena (1:3)	1"	11.66	tabla 34
		37.68	

AREA MURO:

NORTE: 3057 Pie

OESTE: 1458 Pie

4515 Pie X 37.68 Lb/pie

PESO PARED: 170.125 Lbs.

1.3.1.a. - PARED EXTERIOR (Otro material diferente al anterior)

Block:	8" x 8" x 16"	43	tabla-34
APLANADO cemento arena (1:3)	1"	11.6	tabla-34
FRIGOLIT (poliuretano de metal- desplegado)	1"	1.3	tabla-34

PESO PARED OESTE : 454 X 60 = 27,240 Lbs.

1.3.2. - TABIQUES (MUROS INTERIORES)

MURO LADRILLO COMUN	6"	25	tabla-34
---------------------	----	----	----------

PESO MURO 1. ROCA 864 X 3.76 = 3250 Lbs

PESO MURO LADRILLO 2683 X 25 = 67,073 Lbs

1.3.3.- PISO

LOZA DE CONCRETO 4" 47 tabla-34
AREA DE PISO : 36,694
PESO DE PISO : (36.694 X 47) = 1,724,618 Lbs.

1.3.4.- TECHO

CARTON ARENADO
TELA FIBRA VIDRIO
CARTON ASFALTADO
CHAPOPOTE
AGREGADO CEMENTO
ARENA
POLIURETANO
LAMINA CAL.22 3" 10 tabla-34
AREA DE TECHO : 36,694 Pie
PESO DEL TECHO : 36.964 X 10 = 369400 Lbs

1.3.5.- ESTRUCTURA : 103 TON. = 103,000 X .454 = 226,872 Lbs

PESO TOTAL DEL EDIFICIO : 170,125
 27,240
 67,073
 1,724,618
 369,400
 226,872

 2,585,328 Lbs.

AREA TOTAL DE PISO : 43,387 Pie

PESO POR PIE : 2,585,328/ 43,387 = 60 Lbs/Pie

1.4.- CALCULO DEL COEFICIENTE K DE CONDUCTIVIDAD TERMICA.

El coeficiente k de conductividad termica se define como el inverso de la resistencia R al paso de calor a travez del material y es constante.

Se encuentra tabulado para cada material.(tabla-21 a 33 coef. k: tabla-34 resist. termicas). En caso de tener un muro

compuesto se podra tomar la suma de las resistencias de cada material y obtener su inverso que sera el valor de k.
 para nuestro caso tenemos: (ver corte de fachada CF-2)

1.4.1.- PARED EXTERIOR:

MATERIAL	ESPEJOR	RESISTENCIA
COEF. PELICULA aire exterior		.25
APLANADO cemento-arena (1:3)	2"	2 X .08
PANEL W (Polimetano)	1"	2.78
COEF. PELICULA interior		2 X .68
FRIGOLIT	1"	2.78
APLANADO cemento-arena (1:3)	1"	.08
COEF. PELICULA interior		.68
		Rt = 8.04
		k = 1/Rt = 0.1236

1.4.1.a.- PARED EXTERIOR (MATERIAL DIFERENTE AL ANTERIOR): (ver
 corte de fachada CF-1)

COEF. PELICULA exterior		.25
APLANADO cemento-arena (1:3)	2"	2 X 0.08
POLIESTIRENO	1"	2.78
BLOCK	8" X 8" X 16"	1.11
COEF. PELICULA interior		.68
		Rt = 4.96
		k = 0.2000

1.4.2.- TABIQUES (muro interior segunda piso)

COEF. PELICULAS interior		.68
-----------------------------	--	-----

PLACA T. ROCA	(3/8)"	.32
CAMARA AIRE	(2 1/2)"	.86
PLACA T. ROCA	(1/2)"	.32
COEF. PELICULA interior		.68
		<hr/>
		Rt = 2.86
		K = 0.3496

1.4.2.a.- TABIQUE (DIFERENTE AL ANTERIOR) (muro interior
segundo piso)

COEF. PELICULA interior		.68
PLACA T. ROCA	(3/8)"	.32
CAMARA AIRE	1"	.86
LADRILLO COMUN	6"	1.52
CAMARA AIRE	1"	.86
PLACA T. ROCA	(3/8)"	.32
COEF. PELICULA interior		.68
		<hr/>
		Rt = 5.24
		K = 0.19083

1.4.3.- PISO (ver corte de fachada CF-8)

COEF. PELICULA interior		.68
LINOLEUM	(1/8)"	0.08
LOZA CONCRETO	4"	4 X 1.1)
COEF. PELICULA interior		.68
		<hr/>
		Rt = 5.88
		K = 0.1700

1.4.4.- TECHO (ver corte de fachada CF-8 sistema aisl. R)

COEF. PELICULA exterior		.25
CARTON ARENADO		
TELA FIBRA VIDRIO		
CARTON ASFALTADO		
AGREGADO CEMENTO-ARENA		
POLIURETANO		

LAM. CAL. 22	3"	2.93
COEF. PELICULA interior		.68
COEF. PELICULA interior		.68
PLACA T. ROCA	(1/2)"	.32
COEF. PELICULA interior		.92
		<hr/>
		Rt : 0.20
		K : 0.1597
		<hr/>

1.4.5.- TECHO (OFICINAS) (ver corte de fachada CF-7)

COEF. PELICULA exterior		.25
CARTON ARENADO		
FIBRA DE VIDRIO		
CARTON ASFALTADO		
AGREGADO CEMENTO-ARENA (1:3)		.14
LOZETA DE BARRO	1"	.80
TIERRA LIMO	1"	.60
LOZA	4"	.44
COEF. PELICULA interior		.92
COEF. PELICULA interior		.92
FIBRA VIDRIO		1.55
TABLA ROCA		.32
		<hr/>
		Rt = 5.948
		K = 0.1681
		<hr/>

1.5.- CALCULO PARA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS EQUIVALENTES.

El concepto empirico de diferencia de temperaturas equivalentes se define como la diferencia entre la temperatura de aire interior y exterior que resulta del flujo calorifico total a travez de la estructura originado

por la radiacion solar variable y la temperatura exterior. Estas diferencias se encuentran tabuladas en la tabla-19 para muros, tabla-20 para techos y tabla-20-A para correcciones de estas temperaturas en el caso de que el proyecto se calcule en condiciones diferentes a 95 F B.S. Temperatura exterior, 80 F B.S. Temperatura interior; 20 F Rango diario, mes de julio y 40 Latitud norte, o bien por la formula:

$$t_e = 0.55 (R_s/R_m) t_{em} + (1 - 0.55 (R_s/R_m)) t_{es}$$

(para colores de techo y pared claros)

DONDE:

R_m : Factor solar para el mes de julio
Latitud 40 Norte (tabla-6)

R_s : Factor solar para el mes y latitud
deseados (tabla-6)

t_{em} : Factor de pared o techo
(tabla, 19, 20, 20-A)

t_{es} : Factor de pared o techo sombreado
(tabla, 19, 20, 20-A)

1.5.1.- PARA EL TECHU TENEMOS:

R_s : 235 BTU/Hr-Pie

R_m : 233 BTU/Hr-Pie

$$\begin{aligned} t_{es} &: t = t \text{ diseno exterior} - t \text{ diseno interior} \\ &= 102 \text{ F} - 75 \text{ F (B.S.)} \\ &= 27 \text{ F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{variacion diaria } 20 \text{ F, correccion tabla-20-A} \\ &= 12 \text{ F} \end{aligned}$$

t sombreado : 14 F

$$t_{es} : 12 \text{ F} + 14 \text{ F} = 26 \text{ F}$$

para la t_{em} : t corregida = 12 F (tabla 20-A)

t expuesta = 43 F (tabla-20)

$$= 12 \text{ F} + 43 \text{ F} = 55 \text{ F}$$

sustituyendo en formula :

$$t_{es} = 0.55 (235/233) (55) + (1 - 0.55 (235/233)) 26$$

= 42 F

* Para paredes es el mismo procedimiento, mismas tablas - diferente orientacion y peso de pared. En nuestro caso : Norte 25; Sur 26.2; Este 25.3; Oeste 38 F.

1.6.- CALCULO DE AIRE EXTERIOR.

Es necesario en los locales acondicionados, proveer un porcentaje de caudal de aire exterior que permita la supresion de olores debido a los ocupantes, al tabaco, o a otras fuentes. La tasa de renovacion necesaria varia principalmente por el numero de ocupantes; la tabla-45 - standares de ventilacion hace estimaciones para diferentes aplicaciones; en nuestro caso la tienda departamental se recomienda 7.5 CFM por persona (no se fuma), o 0.25 CFM/Pie minimos para oficinas.

Para calcular el numero de personas nos basamos en la tabla 4 - ocupantes aproximados en tienda departamental (primer piso) son 25 Pie / Persona, teniendo:

$$\text{PLANTA BAJA : } \frac{36,694 \text{ Pie}}{25 \text{ Pie /Pers.}} = 1,468 \text{ PERSONAS.}$$

$$\text{Entonces } 1,468 \text{ pers.} \times 7.5 \text{ CFM/Pers} = 11,010 \text{ CFM.}$$

$$\text{PLANTA ALTA : } \frac{25,706 \text{ Pie}}{50 \text{ Pie /Pers.}} = 514 \text{ PERSONAS}$$

$$\text{Entonces } 514 \text{ Pers.} \times 7.5 \text{ CFM/PERS} = 3,790 \text{ CFM.}$$

$$\text{OFICINAS : } 6,148 \text{ Pie} \times 0.25 \text{ CFM/Pie} = 1,537 \text{ CFM.}$$

$$\text{Entonces } 1,537 \text{ CFM/30 CFM/ PERSONA} = 51 \text{ PERSONAS.}$$

1.7.- ESTIMACION DE LA CARGA PARA PLANTA BAJA, ALTA Y OFICINAS.

PLANTA BAJA

Como se menciona antes el calculo de la carga esta en funcion de la conductividad termica del material, el area,

la diferencia de temperaturas interior y exterior y sus unidades son: BTU/Hr.

1.7.1.- GANANCIA SOLAR A TRAVEZ DE VIDRIOS. (ver planta ingreso calle California)

VIDRIOS : Unicamente orientacion este:

$$8.5 \times 2.8 \times 10.758 = 256 \text{ Pie}$$

$$q = .62 \times 256 \times 165 = 26.189 \text{ BTU/Hr}$$

(tabla 6 - Ganancia de calor solar pico a travez de vidrio ordinario, tabla 16 - Factores totales de ganancia solar a travez del vidrio.) (ver : plano A-7)

1.7.2.- GANANCIA SOLAR POR MUROS.

$$\text{MURO NORTE} : 81.61 \times 5.36 \times 10.758 = 4706 \text{ Pie}$$

$$\text{MURO ESTE} : 51.38 \times 5.36 \times 10.758 = 2,963 \text{ Pie}$$

$$2,963 - 256 = 2,707 \text{ Pie}$$

$$\text{MURO SUR} : 31.40 \times 5.36 \times 10.758 = 1.817 \text{ Pie}$$

MURO OESTE : NO SOLEADO.

$$q_m = 0.2000 \times 4.706 \times 25 = 23.530 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_e = 0.2000 \times 2,707 \times 26.2 = 13,697 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_s = 0.2000 \times 1.817 \times 26.2 = 9.521 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.3.- GANANCIA DE CALOR EN MUROS INTERIORES.

$$\text{MURO INTERIOR SUR} : 50.2 \times 5.36 \times 10.75 = 2,895 \text{ Pie}$$

$$q = 0.2000 \times 2,895 \times 17 = 9.843 \text{ BTU/Hr.}$$

*Dt: Para muro interior : t muro interior - t disenno interior

$$t \text{ m.i.} = t \text{ d.i.} + (t \text{ d.e.} - t \text{ d.i.}) \times 0.6667$$

$$\begin{aligned}
 &= 75 \text{ F} + (102 \text{ F} - 75 \text{ F}) \times 0.6667 \\
 &= 75 + 17 = 92 \text{ F} \\
 t &= 92 \text{ F} - 75 \text{ F} = 17 \text{ F}
 \end{aligned}$$

(ver: planta de cubiertas o A-1 y planta de ingreso por plaza de eventos)

1.7.4.- GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS.

$$q_s = 1,468 \times 245 = 359,660 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_l = 1,468 \times 205 = 300,940 \text{ BTU/Hr.}$$

(tabla 48 - ganancia de calor por gente)

1.7.5.- GANANCIA DE CALOR POR ALUMBRADO.

$$q = 36,694 \times 4 \times 1.25 \times 3.4 = 623,798 \text{ BTU/Hr.}$$

(tabla 3 - carga de alumbrado para tienda departamental, tabla 49 ganancia de calor por alumbrado)

1.7.6.- GANANCIA DE CALOR POR AIRE EXTERIOR.

$$q_s = 11,010 \times 27 \times 1.09 = 324,024 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_l = 11,010 \times 55.5 \times 0.68 = 415,517 \text{ BTU/Hr.}$$

(formula 14 y 15)

$$\begin{aligned}
 \text{CALOR TOTAL} &= \text{Calor sensible total} + \text{Calor latente} \\
 \text{total} &= 2,106,689 \text{ BTU/Hr.} \\
 &= 176 \text{ TON. REF.}
 \end{aligned}$$

PLANTA ALTA.

1.7.7.- GANANCIA SOLAR A TRAVEZ DE VIDRIOS.

(Se tienen ventanas en el lado sur, pero seran tratadas en planta alta oficinas) (ver plano fachada F-3).

1.7.8.- GANANCIA SOLAR POR MUROS.

$$\text{MURO NORTE : } 50.2 \times 5.92 \times 10.75 = 3,197 \text{ Pie}$$

MURO ESTE : NO SOLEADO.

MURO SUR : NO SOLEADO.

$$\text{MURO OESTE : } 43.4 \times 2.2 \times 10.75 = 1,027 \text{ Pie .}$$

$$2 \times 21.7 \times 1.5 \times 10.75 = 128 \text{ Pie .}$$

$$= 1,027 + 128 = 1,155 \text{ Pie .}$$

$$q_n = 0.123 \times 3,197 \times 25 = 9,879 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_o = 0.1236 \times 1,155 \times 38 = 5,424 \text{ BTU/Hr.}$$

(VER : PLANO A-1. y corte de fachadas)

1.7.9.- GANANCIA SOLAR POR TECHO.

$$\text{Area : } 51.2 \times 51.3 \times 10.758 = 28,256$$

$$q = 28,235 \times 0.1597 \times 42 = 189,364 \text{ BTU/Hr.}$$

(ver : plano A-1)

1.7.10.- GANANCIA DE CALOR EN MUROS INTERIORES.

$$\text{MURO INTERIOR ESTE : } 47.6 \times 2.71 \times 10.758 = 1,388 \text{ Pie}$$

$$q = 1,388 \times 0.1908 \times 17 = 4,503 \text{ BTU/Hr.}$$

(ver : plano A-1)

1.7.11.- GANANCIA DE CALOR POR PERSONA.

$$q_s = 514 \times 245 = 125,930 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_l = 514 \times 205 = 105,370 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.12.- GANANCIA DE CALOR POR ALUMBRADO.

$$q = 25,706 \times 3 \times 1.25 \times 3.4 = 327,750 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.13.- GANANCIA DE CALOR POR AIRE EXTERIOR.

$$q_s = 3,790 \times 27 \times 1.09 = 111,540 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_l = 3,790 \times 55.5 \times 0.68 = 143,035 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.14.- GANANCIA DE CALOR POR MOTORES DE ESCALERAS ELECTRICAS

$$q = 2 \times 7.5 \times 22,500 = 33,750 \text{ BTU/Hr.}$$

(tabla 53 - ganancia de calor motores electricos)

CALOR TOTAL : 1,056,568 BTU/Hr.

: 88 TON. REF.

PLANTA ALTA OFICINAS

1.7.15.- GANANCIA SOLAR A TRAVEZ DE VIDRIOS. (ver plano F-3)

VIDRIOS : unicamente orientacion sur.

VENTANAS:

$$a) 3.25 \times 1.25 \times 10.75 = 44 \text{ Pie.}$$

$$b) 3.45 \times 1.25 \times 10.75 = 46 \text{ Pie.}$$

$$c) 2.40 \times 1.25 \times 10.75 = 32 \text{ Pie.}$$

$$d) 2.6 \times 1.25 \times 10.75 = 35 \text{ Pie.}$$

$$e) 2.6 \times 1.25 \times 10.75 = 35 \text{ Pie.}$$

$$f) 2.2 \times 1.25 \times 10.75 = 35 \text{ Pie.}$$

TOTAL : 222 Pie.

$$q = 222 \times 63 \times .51 = 7,133 \text{ BTU/Hr.}$$

(ver : plano corte de fachadas)

1.7.16.- GANANCIA SOLAR POR MUROS.

$$\text{MURO NORTE : } 8.34 \times 4.15 \times 10.758 = 372 \text{ Pie.}$$

MURO ESTE : NO SOLEADO.

$$\text{MURO SUR : } 37.6 \times 45.15 \times 10.758 = 1,680 \text{ Pie.}$$

$$1,680 - 222 = 1,458 \text{ Pie.}$$

$$\text{MURO OESTE : } 15.2 \times 4.15 \times 10.758 = 679 \text{ Pie.}$$

$$q_n = 372 \times 0.2000 \times 25 = 1,860 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_s = 1,458 \times 0.2000 \times 26.2 = 7,640 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_o = 679 \times 0.2000 \times .38 = 5,160 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.17.- GANANCIA SOLAR A TRAVEZ DEL TECHO.

$$\text{Area de techo : } 15.2 \times 37.6 \times 10.758 = 6.148 \text{ Pie}^2$$

$$q = 6,148 \times 0.1681 \times 42 = 43,406 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.18.- GANANCIA DE CALOR EN MUROS INTERNOS.

$$\text{MURO INTERNO ESTE : } 15.2 \times 2.7 \times 10.758 = 442 \text{ Pie}^2$$

$$q = 442 \times 0.3496 \times 17 = 2,627 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.19.- GANANCIA DE CALOR POR PISO.

$$q = 6,148 \times 0.1700 \times 17 = 17,775 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.20.- GANANCIA DE CALOR POR GENTES.

$$q_s = 51 \times 245 = 12,495 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_l = 51 \times 205 = 10,455 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.21.- GANANCIA DE CALOR POR ALUMBRADO.

$$q = 6,148 \times 2 \times 1.25 \times 3.4 = 52,258 \text{ BTU/Hr.}$$

1.7.22.- GANANCIA DE CALOR POR AIRE EXTERIOR.

$$q_s = 1,537 \times 27 \times 1.09 = 45,234 \text{ BTU/Hr.}$$

$$q_l = 1,537 \times 55.5 \times 0.68 = 58,006 \text{ BTU/Hr.}$$

$$\text{CALOR TOTAL : } 264,049 \text{ BTU/Hr.}$$

$$: 22 \text{ TON. REF.}$$

* Carga total en el edificio: $176 + 88 + 22 = 286$ ton-
refrigeracion.

CAPITULO II.- SISTEMA A SELECCIONAR

11.1.- ANALISIS DE SELECCION - 11.2.- TIPOS DE SISTEMAS - 11.3.- SISTEMA A SELECCIONAR - 11.4.- CALCULO DEL ADP Y CANTIDAD DE AIRE SECO - 11.5.- DIAGRAMA DEL CICLO (CARTA PSICROMETRICA).

11.1.- ANALISIS DE SELECCION.

La seleccion de un determinado sistema es una decision critica, de esta decision depende la conveniencia y adaptacion del sistema al edificio, de forma que todo se produzca con normalidad. Para realizar con exito el acondicionamiento se debe considerar en primer lugar una definicion correcta del problema.

El sistema debe satisfacer a la carga maxima y ser capaz de trabajar en condiciones de carga parcial. Las circunstancias que influyen en la correcta eleccion del sistema son (1) la idea del cliente en cuanto a la inversion y ganancia que espera alcanzar, (2) la consecucion de las condiciones ambientales, (3) la flexibilidad de los controles y (4) las limitaciones impuestas por la estructura del edificio. Poniendo en claro estos aspectos, se tendran elementos de juicio para una base de colaboracion entre el cliente, el arquitecto y el ingeniero.

En la economia de un sistema hay que considerar tres factores: (1) precio de costo, (2) gastos de explotacion y mantenimiento y (3) ganancia producida por la inversion. En condiciones ambientales un sistema destinado al confort, tiene como requisito principal el de controlar la temperatura y humedad, el sistema debe poseer la suficiente capacidad para realizar esta regulacion de confort.

Otros factores ambientales seran : el movimiento de aire, en donde debe realizarse una correcta distribucion y direccion, el cual conduce de una forma definitiva a la sensacion y apreciacion del confort. La limpieza del aire es otro punto a considerarse ya que espacios viciados producen situaciones molestas y alergicas aparte de un trabajo extra de intendencia y la acustica ya que parte del trabajo que realiza la maquina se convierte en energia sonora.

11.2.- TIPUS DE SISTEMAS.

Los sistemas para acondicionamiento de aire se dividen en 4 tipos basicos que se diferencian en la forma de obtener el enfriamiento del espacio que se acondiciona. El aire que rodea al ocupante es el medio ultimo que se acondiciona: en algunos sistemas la mayor parte del efecto termico es Radiante.

Los tipos basicos son: Expansion Directa, Sistemas todo agua, sistemas todo aire y sistemas aire-agua. Una unidad autonoma situada en el espacio acondicionado o proximo a el, con todos los elementos necesarios para producir el enfriamiento del aire, es un sistema refrigerante directo o de expansion directa (DX).

El medio enfriador (agua fria o salmuera) en vez de refrigerante directo que puede suministrar desde una fuente alejada haciendose circular por serpentines, (fan coil) Recibe el nombre de sistema todo-agua.

Cuando la unidad de tratamiento de aire esta alejada del espacio que acondiciona y se monta en forma de central, lo unico que llega al espacio acondicionado es el aire, que circula por un sistema de conductos, recibe el nombre de todo-aire.

Cuando el sistema esta construido de forma que la planta de refrigeracion y la unidad de tratamiento de aire estan separadas del espacio que se acondiciona, el enfriamiento se ve afectado por una parte de aire y otra parte de la carga gratuita sobre unas unidades de induccion o radiadores por los que circula agua fria. Recibe el nombre de aire-agua.

11.3.- SISTEMA A SELECCIONAR

Como primer punto para la seleccion del sistema veremos las caracteristicas del problema.

Una caracteristica de la tiendas - departamentales es la afluencia variable de clientes, ya que unos departamentos son de consumo diario y otros de menor frecuencia en concurrencia.

Otra caracteristica sera el aprovechamiento al maximo de area de venta, ya que espacios ociosos o de no venta repercute en utilidades.

Una caracteristica estructural seran los espacios de accesos para instalaciones entre techos y plafones. Estos puntos son considerados para la seleccion del problema.

El sistema de expansion directa presenta el inconveniente de tenerse que instalar en uno de los extremos de la azotea (loza de concreto) y la interconecion entre la unidad condensadora y la unidad evaporadora seria muy larga (de lado a lado) teniendo asi un costo de instalacion y mantenimiento muy costoso, aparte de la inversion original que seria altisima. otro inconveniente sera en el momento de falla de algun equipo, la zona acondicionadora se vera afectada, ya que no existe interconecion entre ellos.

En el caso que se aproximara lo mas posible la interconecion evaporador - unidad condensadora

el inconveniente seran los espacios mas grandes y accesos hacia estos, reduciendo las areas de ventas y con los mismos problemas de fallas por zonas.

Otro inconveniente es el control de la temperatura ya que los equipos trabajan al 100 o 50%.

Ahora para el sistema todo aire se tendran los inconvenientes de ramales de ductos con dimensiones muy grandes donde se tendran problemas estructurales y de alto costo de instalacion, teniendo tambien espacios ociosos para ducteria, alto costo de inversion inicial por la cantidad de equipos y ductos, inconveniente en el control de temperatura por los rangos de trabajo. Tambien se tendria el problema de zonas calurosas por falla de equipo

Ahora un sistema todo-agua tendria que tener un espacio para instalacion del equipo enfriador e interconecion con evaporadores por medio de tuberia de agua fria (inyeccion y retorno), que sera mas barata que la tuberia de gas, pero el inconveniente sera el uso de una cantidad muy grande de evaporadores (fan coil). Esto eleva el costo inicial y de mantenimiento; si por el contrario, se usaran menos evaporadores y se usaran ductos de menor dimension se llegara a un sistema aire-agua que tendra las ventajas de trabajar con cargas parciales mas satisfactoriamente. Esta ventaja de control mas exacto de la temperatura da un mejor confort por zonas. En caso de falla del equipo enfriador, la interconecion de la tuberia de agua ayudara a mantener una temperatura promedio en todas las zonas, y el tamano de los ductos seran mas reducidos. Por lo tanto se seleccionaran los equipos correspondientes.

11.4.- CALCULO DEL ADP Y CANTIDAD DE AIRE SECO

El calculo del ADP (aparatus DEW POINT) o punto de rocío es la condición de temperatura de aparato evaporador que nos sirve para el calculo posterior de la cantidad de aire seco necesario para las diferentes plantas del edificio.

PLANTA BAJA : (datos de capitulo uno)

$$\begin{aligned} \text{ERSH} &= \text{RSH} + \text{BF} \times \text{QASH} \\ &= 1066 \ 238 \ \text{BTU/Hr.} + 0.2 \times 324 \ 024 \ \text{BTU/Hr.} \end{aligned}$$

(tabla 62 - Factores de Bypass Tipicos)

$$= 1 \ 131 \ 043 \ \text{BTU/Hr.}$$

$$\begin{aligned} \text{ERLH} &= \text{RLH} + \text{BF} \times \text{QALH} \\ &= 300 \ 940 + 0.2 \times 415 \ 517 \ \text{BTU/Hr.} \end{aligned}$$

$$= 384 \ 043 \ \text{BTU/Hr.}$$

$$\begin{aligned} \text{ERTH} &= \text{ERSH} + \text{ERLH} \\ &= 1 \ 131 \ 043 + 384 \ 043 \\ &= 1 \ 515 \ 086 \ \text{BTU/Hr.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ESHF} &= \frac{\text{ERSH}}{\text{ERTH}} \\ &= \frac{1 \ 131 \ 043 \ \text{BTU/Hr.}}{1 \ 515 \ 086 \ \text{BTU/Hr.}} \\ &= 0.7465 \\ &= 0.75 \end{aligned}$$

(tabla 65 - punto de rocío del aparato)
para un ESHF = 0.75: 75 F b.s. y 50 % H.R.

tenemos un ADP = 49 F.

Entonces: cantidad de aire deshumificado (CFM da) se define como:

$$\text{CFM da} = \frac{\text{ERSH}}{1.09 \times (1 - \text{BF})(\text{tm} - \text{tadp})}$$

$$= \frac{1.131, 043}{1.09 \times (1 - 0.2)(75 - 49)}$$

$$= \underline{49,887 \text{ CFM}}$$

para planta alta tenemos:

$$\text{CFM Da} = \frac{718.931}{1.09 \times (1 - .2)(75 - 49)}$$

$$= \underline{31,710 \text{ CFM}}$$

para planta alta oficina tenemos:

$$\text{CFM Da} = \frac{159.401}{1.09 \times (1 - .2)(75 - 49)}$$

$$\text{CFM Da} = \underline{7,030}$$

11.5.- DIAGRAMA DEL CICLO (CARTA PSICROMETRICA).

Para la seleccion del equipo manejador se requiere del ADP calculado anteriormente por la tabla 65 pero graficamente se obtiene en la carta psicometrica. Ademas de las temperaturas de entrada y salida del aire de bulbo seco y bulbo humedo como sigue:

Diagrama de evolucion del aire (CARTA PSICROMETRICA)

- PRIMER PASO : Se fijan las condiciones de diseno exteriores (punto uno) Tdb: 102 F y 80 F wb.
- SEGUNDO PASO : Fijaremos el punto de condiciones interiores de diseno (punto dos) T db = 75 F; 50% H.R. y unimos los puntos.
- TERCER PASO : ESHE = .746 y el punto de referencia de la carta (T DB : 80 F y 50 4% H.R.) se unen, la pendiente de esta recta se traslada al punto dos y se corta con la linea de saturacion, este cruce indica el valor del ADP.

CUARTO PASO : GSHP = .659 y el punto de referencia se une con una recta, la pendiente se traslada al punto del AOP y corta la recta 1-2. el corte es la temperatura de la mezcla de aire.

QUINTO PASO : 0.779 y el punto de referencia 80/50 se unen y la pendiente se traslada al punto de la temperatura de diseno interior hasta cortar la linea del GSHP. Este punto es la temperatura de salida del aparato tdb salida: 55 F
twb salida: 53 F

* ver grafica carta psicrometrica apendice A

CAPITULO III.- SELECCION DE EQUIPO

III.1.- EQUIPOS ENFRIADORES DE AGUA - III.2.- SELECCION DEL EQUIPO ENFRIADOR Y CONDENSADOR - III.3.- SELECCION DE MANEJADORAS DE AIRE.

III.1.- EQUIPOS DE ENFRIADORES DE AGUA .

Los Equipos Enfriadores de Agua usados actualmente se clasifican en tres tipos. dependiendo de la característica con que se produce este.

Los tres tipos son: maquinas alternativas, maquinas centrifugas y maquinas de absorcion.

.1.a.- las maquinas alternativas. se componen de una unidad compresora (De Desplazamiento positivo) que puede ser de dos clases: abierto o semihermetico, una unidad condensadora que puede ser enfriada por aire o agua y una unidad evaporadora o intercambiador de calor.

El tipo de aplicacion es general en cuanto a que se requiera un proceso de enfriamiento de agua o para acondicionamiento de aire, estas maquinas se pueden agrupar en baterias o paquetes (varios compresores), el condensador de aire puede estar incluido en el paquete o seleccionarse uno o varios Remotos dependiendo de la necesidad.

La elasticidad de estas maquinas es amplia. por tener la facilidad de aplicarse en un rango de 1 a 200 Toneladas de Refrigeracion. en donde un tonelaje mayor sera limitado por los factores economicos de Costo Inicial, mantenimiento y operacion.

.1.b.- Las maquinas centrifugas se componen de una unidad compresora (Desplazamiento no positivo) centrifuga, que puede ser de dos clases: compresor centrifugo abierto o hermetico, una unidad condensadora que puede ser igualmente enfriada por aire o agua y el intercambiador de

calor o unidad evaporadora.

Las aplicaciones de estas maquinas es amplia, se les utiliza en casos especiales de enfriamiento de agua en que se requiere de gran capacidad para acondicionamiento de aire e industriales que requieren de mayores elevaciones de Temperatura debido a sus cargas o donde se desee que la Maquina Motriz o Impulsora sea una Turbina de Vapor, gas, Motor de gas, diesel o especial.

El rango en Toneladas de estas maquinas varia en 200 a 600 T.R o mas. (diseno especial)

.1.c.- Las maquinas de Refrigeracion por absorcion constituye una unidad para enfriamiento de agua que utiliza directamente el calor sin emplear propulsion o maquina Motriz, la fuente es agua caliente o vapor de agua.

Utiliza agua como refrigerante y una solucion de alguna sal tal como el bromuro de litio como absorbente.

Estas maquinas se componen de una Seccion de Evaporacion, una Seccion de Condensacion, una Seccion Generadora y una Seccion Absorbedora.

Como la fuerza actuante de una maquina de absorcion es el calor en forma de vapor de agua o agua caliente las situaciones siguientes son favorables para la aplicacion de estas:

- a) donde se disponga de Combustible de bajo costo, como en las regiones de gas natural.
- b) donde las tarifas de Energia Electrica son elevadas. Siempre que el Costo del Vapor por Toneladas sea menor de 50 veces el Costo de electricidad por KVA.
- c) Cuando es deseable aprovechar el gas o el vapor para las cargas de verano.
- d) Cuando se carece de medios electricos adecuados para la instalacion de una maquina convencional de compresion.

El Rango de aplicaciones varia de 300 a 800 Toneladas o mas.

III.2.- SELECCION DE EQUIPO ENFRIADOR Y CONDENSADOR.

En base a las alternativas anteriormente analizadas seleccionamos una maquina alternativa por satisfacer mejor nuestras finalidades.

El procedimiento de Seleccion para conocer el modelo del Equipo Comercial que satisficiera las necesidades del proyecto se basa en los siguientes datos: Capacidad en las Toneladas de Refrigeracion (anteriormente calculados Cap.) Temperatura de Salida del agua del enfriador. Diferencial de Temperatura de agua Fria. Factor de incrustamiento y la temperatura del agua al Condensador cuando se tenga torre de enriamiento y/o temperatura de aire de condensacion, con su diferencial en caso de condensacion por aire forzado.

Con estos datos y bajo las características de los equipos del fabricante llegamos a la seleccion del modelo necesario.

En el capitulo I (Estimacion de Carga) llegamos a un Total de 289 Toneladas de Refrigeracion necesarias, cerraremos a 300 Ton. y dividiremos esto en tres equipos, osea 100 Ton/equipo.

Para la seleccion de la Temperatura de Salida de agua vemos que esta seleccion no es arbitraria ya que la experiencia ha demostrado que una temperatura que sea aproximadamente 3 C. inferior al punto de Rocio del aparato como maximo para conseguir un proyecto mas satisfactorio: en nuestro caso: $9.44\text{ C} - 2\text{ C} = 7.44\text{ C}$, osea 45.5 F. se selecciona 45 F.

El Factor de incrustamiento, para un Sistema Cerrado de agua Recirculada tenemos que es: 0.0005 (tabla 11 factor de suciedad pag. 5-34 Manual Carrier).

El diferencial de Temperatura de agua Fria, usado en aire acondicionado es de 10 F de caida, ajustada esta caida por el fabricante, para sus equipos.

Basados en los datos anteriores y las características de los equipos seleccionamos un modelo 30HS120 de Carrier

(manual tecnico Carrier: 30HR.HS Grupo enfriadores de liquido con compresores semiherméticos alternantes).

112.a.- SELECCION DEL CONDENSADOR.

El condensador requiere de los siguientes datos para su seleccion: Temperatura de Diseño de bulbo seco, Temperatura de descarga de gas del Equipo. Calor Total Rechazado. Temperatura diferencial y la Temperatura de Succión de gas del Equipo. Tenemos en nuestro caso que la Temperatura de Diseño es: 102 F (Tdb.s.), y la Temperatura de Descarga de gas (SDT) es dato del fabricante; en este caso 131.1 F.

El THR (Calor Total Rechazado) para este equipo es 137.5 Ton. (1.650,000 BTU/Hr) dato segun el modelo escogido.

La Temperatura de succión varia dependiendo de la aplicacion: para aire acondicionado es 40 F.

La Temperatura Diferencial que es: la Temp. de Descarga menos la Temp. de Diseño.

($T_{Dif.} = SDT - T_{Ddb}$) en nuestro caso: $131.1 F - 102.0 F = 29.1 F$.

Tomamos el mas cercano que es 30 F (Dato del Fabricante) segun datos y características de los equipos se requiere un Condensador modelo: 1270 DCU marca Recold. (ver: manual York Recold DCU air cooled Condensers for commercial refrigeration).

111.b.- SELECCION DE MANEJADORAS DE AIRE.

La Seleccion de manejadoras de aire tiene por objetivo conseguir las características (carga, humedad, cantidad de aire, ruido) con la maxima economia no solo en la unidad y el serpentín sino también en los otros componentes del sistema. tales como tuberías, ductos y equipo de Refrigeración.

La seleccion implica la eleccion del tamaño de la unidad y del serpentín. Una vez conocida la cantidad del aire deshumidificado. normalmente la eleccion del tamaño de la

unidad precede a la eleccion del Serpentin.

En la mayoria de los casos el tamano se determina por la Velocidad Frontal del aire en el Serpentin, siendo esta la maxima admisible en beneficio de la economia.

La Velocidad Frontal en el Serpentin maxima admisible para nuestro caso sera 400 FPM.

La Velocidad de Salida del Ventilador no se debe emplear como criterio de Seleccion en cuanto a la generacion de ruido.

Las características de ruido mejoran cuando aumenta el Rendimiento del Ventilador y no cuando disminuye su velocidad.

Para la planta baja se tiene una area total de 36 694 pie² y una necesidad de 49887 CFM que corresponde a 1.35 CFM/pie².

Esta area total se divide para asi tener una manejadora mas chica por Zona, y ductos mas chicos, evitando problemas estructurales. (ver: croquis de Zonas para manejadoras).

El nivel de colocacion sera N+5.36 mts.

Area I: 8935 pie² x 1.35 CFM/pie² =12062 CFM.

" II: 7142 pie² x 1.35 CFM/pie² =9642 CFM.

" III: 7142 pie² x 1.35 CFM/pie² =9642 CFM.

" IV: 6712 pie² x 1.35 CFM/pie² =9061 CFM.

" V: 6712 pie² x 1.35 CFM/pie² =9061 CFM.

Modelos de Manejadoras segun Area.

Area I y Area II: Modelo 280 y 253 FC (11,200 y 10,120 CFM).

Area III, Area IV y Area V: Modelo 253 y 200 FC. (10,120 y 8000 CFM).

Planta alta: con una area de 25,706 y una necesidad de 31,710 CFM que corresponde a 1.23 CFM/pie².

En este caso a diferencia de la planta baja se tiene la limitante de ser montadas en la loza del area de oficinas, en este caso el area se divide en dos areas correspondiendo a una area de 12,853 pie².

Nivel de colocacion N+12.0 mts.

Area I: 12,853 pie /1.23 CFM/pie =15,809 CFM.

Area II: 12,853 pie /1.23 CFM/pie =15,809 CFM.

Modelo de Manejadora: Mod. 400 FC (16,000 CFM)

(ver croquis de Zonas para manejadoras)

Planta alta oficinas: en el area de oficinas tenemos un area de 6148 pie con una necesidad de 7030 CFM. Ocupandose 1.14 CFM/pie . Pudiendose suministrar con un modelo 200FC (8,000 CFM).

Nivel de colocacion N+12.0 mts.

(ver: Manual Recold Air Handling Units 520 CFM then 43,000 CFM).

CAPITULO IV.- CALCULO DEL SISTEMA DE DUCTOS

IV.1.- CALCULO DE DUCTOS POR EL METODO DE RECUPERACION ESTATICA PARA PLANTA BAJA, ALTA Y OFICINAS.

1.a.- METODO DE RECUPERACION ESTATICA.

El fundamento de este metodo consiste en dimensionar el conducto de forma que el aumento de presion estatica (ganancia debida a la Reduccion de la Velocidad) en cada Ramal o en boca de impulsión, compense la perdidas por rozamiento en la siguiente seccion del ducto, de esta forma la presion estatica sera la misma en cada boca y al comienzo de cada Ramal.

1.b.- Los valores de Velocidades maximas recomendadas para Sistemas de baja velocidad en pies por minuto (FPM) son dados por la tabla 7 y tabla 8 Diametros equivalentes Circulares y ductos Rectangulares para igual Friccion. La Carta 7.- Para perdida por friccion en ducto redondo. Para aplicacion de tienda Departamental tenemos como maxima 1500 y minima 1000 FPM. Para nuestro caso tomamos 1250 FPM.

2.a.- Planta Baja (area D) (ver: croquiz de areas para distribucion de CFM).

Tenemos que para 5600 CFM en el Ramal A con una velocidad de 1250 FPM. Tendremos una perdida por Friccion de 0.075 (pulgadas de agua por 100 pies de longitud equivalente), con un diametro de ducto redondo de 28" y un ducto rectangular de 26"x26".

Conservando la misma perdida por friccion se dimensionara el resto del Ramal con los CFM requeridos en la seccion.

Planta Baja (Area I)

Seccion No.	Cantidad de Aire	Velocidad (FPM)	Tamano Ducto	Perdida por Friccion
A-B	5000	1250	26x26	0.075
B-2	3732	1150	22x22	
2-3	1800	900	20x14	
B-1	1800	900	20x14	
A -B	5000	1250	26x26	0.075
B -C	4200	1150	26x20	
C -D	2800	1050	20x20	
D -4	1400	900	20x10	
D -3	1400	900	20x11	
C -2	1400	900	21x11	
B -1	1400	900	20x11	

Planta Baja (Area II)

Seccion No.	Cantidad de Aire	Velocidad (PPM)	Tamano Ducto	Perdida por Friccion
A-B	5000	1250	26x26	0.072
B-C	3795	1175	22x22	
C-D	2530	1060	18x18	
D-4	1265	740	14x14	
D-3	1265	740	14x14	
C-2	1265	740	14x14	
B-1	1265	740	14x14	
A -1	5000	1250	26x26	0.072
1 -2	4560	1225	22x22	
2 -3	3040	1105	18x18	
3 -4	1520	920	14x14	

Planta Baja (Area III)

Seccion No.	Cantidad de Aire	Velocidad (PPM)	Tamano Ducto	Perdida por Friccion
A-B	6744	1250	29x26	0.07
B-L	5058	1200	29x26	
C-0	3372	1100	22x26	
U-4	1686	960	16x16	
D-3	1686	960	20x12	
L-2	1686	960	20x12	
B-1	1686	960	20x12	
A-6	3372	1250	24x18	0.09
6-7	1686	960	20x12	

Planta Baja (Area IV)

Seccion No.	Cantidad de Aire	Velocidad (PPM)	Tamano Ducto	Perdida por Friccion
A-1	5060	1250	26x26	0.070
1-2	2530	1080	20x18	
A -3	5060	1250	26x26	0.09
B -4	3374	1125	26x20	
4-3	1686	970	20x16	
B -5	1686	970	20x20	

Planta Baja (Area V)

Seccion No.	Cantidad de Aire	Velocidad (PPM)	Tamano Ducto	Perdida por Friccion
A-B	8000	1250	45x22	0.055
B-C	3200	1060	24x22	
C-1	1600	955	20x19	
1-2	1600	810	20x12	
B-C	4800	1060	26x20	0.055
D-4	3200	955	20x17	
4-5	1600	810	20x17	
D-3	1600	810	20x11	

Planta Alta (Area I)

Seccion No.	Cantidad de Aire	Velocidad (PPM)	Tamano Ducto	Perdida por Friccion
A-B	8000	1250	30x30	0.054
B-D	8000	1250	30x30	
B-C	16000	1250	60x30	
C-1	4200	1075	20x30	
C-4	11800	1400	40x30	
1-2	2800	970	20x22	
2-3	1400	820	20x12	
4-8	10750	1450	40x30	
8-5	3500	1025	26x20	
5-6	2450	940	20x20	
8-9	5600	1150	30x26	
9-10	4200	1075	26x24	
10-11	2800	920	20x22	
11-12	1400	820	20x12	

Planta Alta (Area II)

Seccion No.	Cantidad de Aire	Velocidad (PPM)	Tamano Ducto	Perdida por Friccion
A -B	8000	1250	30x30	0.054
B -D	8000	1250	30x30	
B -C	16000	1250	60x30	
C -1	13550	1425	48x30	
1-2	12150	1400	44x30	
2-3	4200	1075	20x30	
3-4	2800	970	20x22	
4-5	1400	820	20x12	
2-8	6550	1100	30x30	
8-9	4100	1080	26x24	
9-10	2450	940	20x20	
8-11	3050	1000	26x20	
11-12	2450	940	20x20	
12-13	1400	820	20x12	
C -6	2450	940	20x20	
6-7	1050	765	20x12	

Planta Alta Oficinas

Seccion No.	Gasto CFM	Velocidad (FPM)	Tamano Ducto	Perdida por Friccion
A-B	4000	1000	26x24	0.047
B-C	2900	920	20x24	
C-D	2400	885	20x20	
D-E	1800	800	18x18	
E-10	800	675	18x10	
10-11	400	570	14x8	
F-8	800	675	18x10	
8-9	400	570	14x8	
D-6	800	675	18x10	
6-7	400	570	14x8	
B-1	1100	730	10x24	
1-2	700	655	14x12	
2-3	300	555	11x8	
A -B	4000	1000	26x24	.047
B -C	2200	860	16x24	
C -D	1900	840	16x24	
D -12	800	675	14x14	
12-15	400	570	14x8	
12-13	200	460	8x8	
15-14	200	460	8x8	
C -11	300	255	11x8	
D -6	600	620	12x12	
8-7	300	555	11x8	
B -E	1800	820	14x24	
E -2	800	675	18x10	
2-1	400	570	14x8	
F -3	1000	710	10x24	
3-4	600	620	10x14	
4-5	200	460	8x8	
5-6	100	400	5x8	

.2.b.- La Selección de Difusores se basa en los siguientes datos: Cantidad de aire (CFM), nivel de ruido (NC), velocidad del aire (FPM), la dirección o direcciones necesarias del aire hacia el local y la altura de piso a difusor.

En nuestro caso para el area I tenemos 1866 CFM/difusor, el nivel de ruido esta en el intervalo de 40 a 50 (unidades dependiendo del fabricante de rejilla o difusor) tabla 6 Recommend noise Criteria for Room.- Manual Titus product, para tienda departamental.

La velocidad del aire es 960 FPM segun calculo anterior. La dirección depende si el difusor es puesto al centro del espacio acondicionado o si tendra que quedar pegado a un muro, o si se tiene que cubrir una sola dirección.

En este caso se usa un difusor 4V que sera de cuatro direcciones.

La altura de piso a difusor es de 12' recomendandose un maximo de flujo de aire de 900 CFM/Lado de difusor.

Con estos datos seleccionaremos un difusor tipo 4V de 20"x20" con capacidad de 2750 CFM @ 900 FPM. Nivel de ruido: 45, cuatro direcciones y 12' altura piso-difusor.

SELECCION DE DIFUSORES PARA PLANTA ALTA OFICINAS.

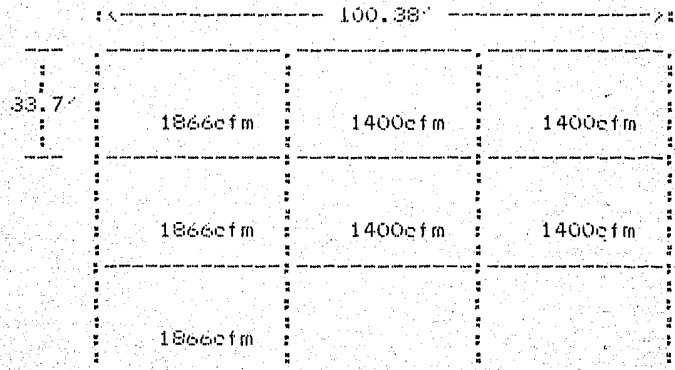
Gasto	Velocidad	N.R.	Direccion	Tamano	Distancia
400	570	27	4V	12x12	7.8 pies
300	555	24	4V	9x9	
250	460	24	4V	9x9	
100	400	20	4V	6x6	

.2.c.- El aislamiento para todos los ductos es de una pulgada de espesor de Fibra de Vidrio (carta 3.- Ganancia de Calor para Ductos de Suministro).

Planta baja (Area I)

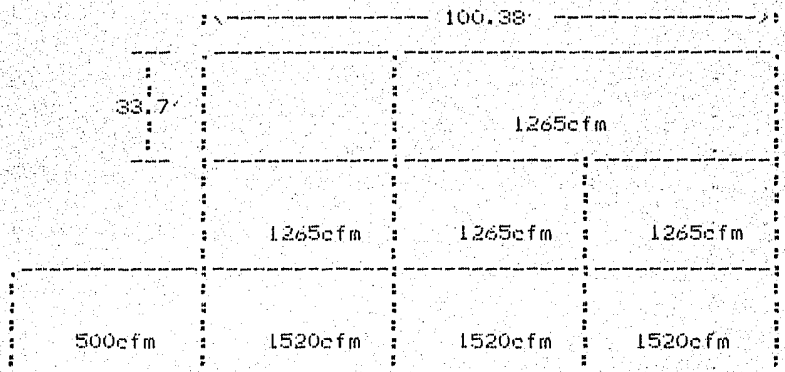
Manej. 11,200 cfm

2 bocas de 5,600 cfm



Planta Baja (Area II)

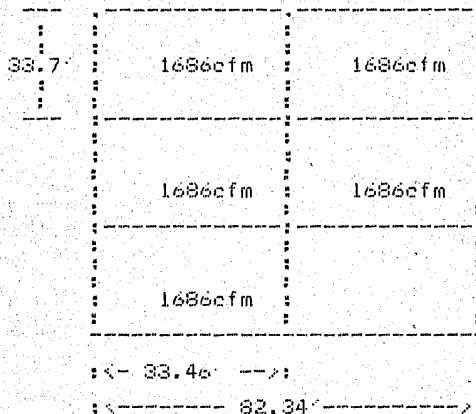
Manejador 10,120 CFM % 2 bocas 5060 CFM.



Planta Baja (Area III)

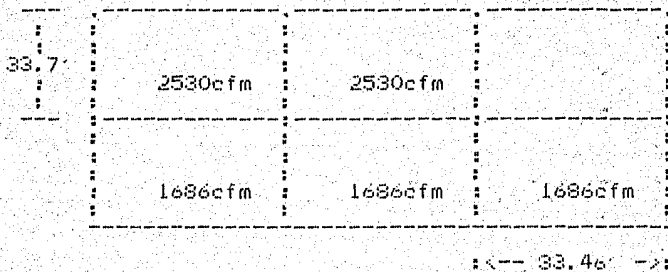
Manejadoras: 10, 120 CFM

1686cfm

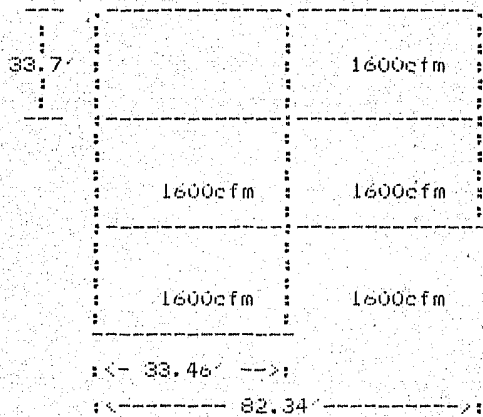


Planta Baja (Area IV)

Manejador: 10, 120 CFM



Planta Baja (Area V)
Manejadora 8,000 CFM



Planta Alta tienda

2 manejadores 16,000 CFM C/U.

$$\text{Area: } \frac{164.7 \times 155}{25,528.5} = \frac{32,000}{25,528.5} = 1.25 \text{ CFM/Pie.}$$

Requiere 1276 CFM

	1400	1400	1400	1400	1400
	1400	1050	1050	1050	1400
	1400	1050	600	1050	1400
	1400	1050	1050	1050	1400
31	1400	1400	1400	1400	1400

:<- 32.9'->:

:<----- 164.7'----->:

* ver planos planta baja, alta tienda y alta oficinas de ductos.

CAPITULO V.- CALCULO DEL SISTEMA HIDRAULICO

V.1.- TIPOS DE SISTEMAS - V.2.- SISTEMA DE RECIRCULACION CERRADO - V.3.- CALCULO DE GASTO EN MANEJADORA - V.4.- DIMENSIONAMIENTO DE TUBERIA - V.5.- CALCULO DE PERDIDAS POR FRICCION - V.6.- CALCULO DE BOMBAS RECIRCULADORAS - V.7.- TANQUE DE EXPANSION - V.8.- ESPECIFICACIONES DE VALVULAS Y MEDIDORES.

V.1.- TIPOS DE SISTEMAS.

Los Sistemas de tuberia de agua se dividen en Sistemas de agua que circula una sola vez y de agua Recirculada estos ultimos a su vez en Sistemas abiertos y Cerrados, en nuestro caso el Sistema utilizado es el Sistema de agua recirculada Cerrado.

V.2.- SISTEMA DE RECIRCULACION CERRADO.

Un sistema de recirculacion cerrado es aquel en el cual el caudal de agua no esta expuesto en ningun punto a la atmosfera.

En un proyecto de tuberia de agua se tienen perdidas de presion debido a los siguientes factores: Velocidad de agua, Diametro de Tubo, Rugosidad de la Superficie interior y longitud del Tubo, teniendo que evaluar las perdidas por rozamiento en el tubo, valvulas, acoplamientos, codos y demas elementos.

Para la velocidad del agua se tienen las tablas 13 y 14 de velocidades recomendadas del agua dependiendo si es descarga de bomba, Succion, Tuberia Principal, Ramal, etc.

Y otra tabla que indica la maxima velocidad aconsejable del agua para reducir la erosion al minimo.

Para perdidas por rozamiento nos basaremos en la Carta 3.- que se refiere a Perdidas por friccion para sistemas de Tuberia Cerrados.

Para longitud equivalente adicionales de tuberia que seran acoplamientos, valvulas y otros elementos se obtienen de la

tabla 10, 11 y 12.

V.3.- CALCULO DE GASTO EN MANEJADORAS.

Para encontrar el gasto necesario de agua en manejadoras recurrimos a la formula:

$$GPM = \frac{TH}{500(T_e - T_s)}$$

Siendo: G.P.M.: Gasto en Galones por minuto

T.H.: Calor total en BTU/Hr.

T.E.: Temperatura de entrada del agua

T.S.: Temperatura de Salida del agua

500: Ctte. (8.33 lbs/gallon water x 1.0 especific heat a 60 F, por 60 Min/Hr.

.3.a.- PLANTA BAJA: tenemos 2,106,689 BTU/Hr. y 49,887 CFM.

$$\text{correspondiendo: } \frac{2,106,689 \text{ BTU/Hr.}}{49,887 \text{ CFM}} = 42.2 \text{ BTU/Hr. CFM}$$

Para manejadora de 11,200 CFM, tenemos:

$$11,200 \text{ CFM} \times 42.2 \text{ BTU/Hr - CFM} = 472,967 \text{ BTU/Hr.}$$

Para manejadoras de 10,120 CFM, tenemos:

$$10,120 \text{ CFM} \times 42.2 \text{ BTU/Hr - CFM} = 427,064 \text{ BTU/Hr.}$$

Para manejadoras de 8,000 CFM, tenemos:

$$8,000 \text{ CFM} \times 42.2 \text{ BTU/Hr - CFM} = 337,600 \text{ BTU/Hr.}$$

Aplicando la formula:

$$GPM = \frac{472,967}{500(55-45)} = 95$$

$$; GPM = \frac{427,064}{500(55-45)} = 85$$

$$; GPM = \frac{337,600}{500(55-45)} = 68$$

.3.b.- PLANTA ALTA TIENDA: Tenemos 1,056,568 BTU/Hr. y 31,710 CFM

$$\text{correspondiendo: } \frac{1,056,568}{31,710} = 33.3 \text{ BTU/Hr. - CFM}$$

Para manejadora de 16,000 CFM tenemos:

$$16,000 \text{ CFM} \times 33.3 \text{ BTU/Hr. - CFM} = 533,115 \text{ BTU/Hr.}$$

Aplicando la formula:

$$G.P.M. = \frac{533,115}{500(55-45)} = 107$$

.3.C.- PLANTA ALTA OFICINAS: Tenemos 301,867 BTU/Hr. y 8300 CFM.

correspondiendo: $\frac{301,867}{8,300} = 36.4$ BTU/Hr. - CFM

Para manejadora de 8,000 CFM, tenemos:

$$8,000 \text{ CFM} \times 36.4 \text{ BTU/Hr.} = 301,867 \text{ BTU/Hr.}$$

Aplicando la formula:

$$GPM = \frac{301,867}{500(55-45)} = 60$$

.3.d.- TOTAL DE GALONES: 95 + (3x85) + 68 + (2x107) + 60 = 692 GPM

V.4.- DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERIA.

La limitante de velocidad para minimizar la erosion esta dada por las horas de operacion del equipo anual, en este caso 4,000 Hr./ano la velocidad maxima es: 12(Fps) tabla 14.- velocidad maxima del agua para minima erosion.

Para el caso de Velocidades Recomendadas de agua tabla 13 tenemos: descarga de la bomba 8-12, cabezales 4-15 y ramales 3 a 10 FPS.

Seccion No.	Vel. del agua	Gasto Tuberia	Diametro Tuberia	Perdida por Friccion
Cabezal A	6 FPS	700	6"	3
Cabezal A a Enfriadores	5	240	4"	2.0
Enfriadores a Cabezal B	5	240	4"	2.0
Cabezal B a RA	6	700	6"	3
RA-M5	5	248	4"	2.0
M5-Manejadora	3	68	2.5"	1.5
RB-M2	6	180	3"	3.5
M2-Manejadora	4	85	2.5"	2.5
M1-Manejadora	4	95	2.5"	2.5
Cabezal B a RC	6	444	4"	4.5
M6-Manejadora	4	107	3"	2.0
M7-Manejadora	3	60	2"	2.5
M8-Manejadora	4	107	3"	2.0
M4-Manejadora	3	85	2.5"	2.5
M4-M3	3	85	2.5"	2.5
Rc-Cabezal C	5	277	4"	2.5
Cabezal C	6	700	6"	1.5
Cabezal C - Cabezal A	5	230	4"	2.5

Calculo de la Perdida Total de Friccion.

Seccion No.	Diam. Tuberia	Longitud (pies)	Perdida Friccion	Accesorios	Caida presion
Cab. A	6"	69.5	3	3x3.8	2.4
Cab. A - Enfriador	4"	3x17	2.0	3x4.5	1.3
Enfriador			3x11.3		33.9
Enfriador - Cab. A	4"	3x24	2.0	3x4.5	1.7
Cab. B	6"	69.2	3	3x3.8 1x30 2x3.8	3.5
RA-M5	4"	2x111 1x27	2.0	6x10 2x4.5	10.5
M5-Manej.	2.5"	2x17 2x6.6	1.5	2x2.8 4x6.0 2x2.0 1x2.8	0.7 +3.1
RB-M2	3"	2x98	3.5	2x7.5 2x7.0 2x7.5	8.4
M2-Manej.	2.5"	2x17 2x6.6	2.5	1x2.8 2x6.0 2x2.8	1.6 +3.9
M1-Manej.	2.5	2x17 2x6.6	2.5	2x2.8 2x6.0 1x2.8	1.7 +4.5
Cab. B-RC	4	87.5	4.5	1x3 1x21.0 1x4.5 2x2.6	5.4
M6-Manej.	3"	23	2.0	2x3.2 1x3.2 1x4.5 1x3.2	0.8 +4.9
M7-Manej.	2"	21	2.5	2x2.3 1x2.3	0.7 +2.8
M8-Manej.	3"	20	2.0	1x7.0 2x3.2 1x3.2	0.7 +4.9
M4-Manej.	2.5	2x17 2x13.2	2.5	4x6.0 2x2.8 2x5.6 1x2.8	2.6 +3.9
M4 -M3	2.5	2x150	2.5	2x2.8 4x6 2x3.2 1x2.8	8.5 +3.9
RC-Cab. C	4.0"	30	2.5	4x21	4.0

					2x21	
					1x4.5	
Cab. C	6"	13	1.5	3x3.8		0.5
				3x3.8		
Cab. C -						
Cab. A	4"	24	2.5	6x4.5		4.3
				3x40		

Perdida de Friccion Total: $2.4+1.3+33.9+1.7+3.5+10.5+0.7+3.1+8.4+1.6+3.9+1.7+4.5+5.4+0.8+4.9+0.7+2.8+0.7+4.9+2.6+3.9+8.5+3.9+4.0+0.5+4.3=120.2$ H O

Para el calculo de la bomba nos basamos en la caida de presion de 120.2 columna de agua y de galonaje total de 1036. (segun curvas de caracteristicas del febricante).

En nuestro caso el funcionamiento en paralelo sera el adecuado ya que multiplica el caudal con la misma presion, pudiendo tener 3 bombas pequenas y alternarlas.

Para una caida de 118.5 H O y un caudal de 345 galones tenemos la bomba 10DM3 con un motor de 10H.P.

V.5.- TANQUE DE EXPANSION.

La caracteristica del tanque de expansion es mantener constante la Presion del Sistema al permitir que se expansione el agua cuando aumente en temperatura y proporcione el modo para anadir agua al Sistema.

Para calcular la capacidad del tanque se ocupa el volumen de agua del sistema y un porciento de aumento de volumen debido a la temperatura.

(Tabla 15.- Dilatacion del agua por encima de 40 .)

Seccion No.	Longitud	Diametro	Peso (lbs/pie)	Galones
Cabecal A	69.5'	6"	12.51	104
Cab. Enfr.	51.6'	4"	5.51	34
Enfriador			3x50	150
Enfriador Cab. B	72.8'	4"	5.51	48
Cab. B	69.2'	6"	12.51	104
RA-M5	249'	4"	5.51	164
M5-Manej.	27.2'	2.5	2.07	7
RB-M2	196'	3	3.2	75
M2-Manej.	27.2	2.5	2.07	7
M1-Manej.	27.2	2.5	2.07	7
Cab. B-Rc	87.5	4"	5.51	58
M6-Manej.	23	3"	3.2	9
M7-Manej.	21	2"	1.45	4
M8-Manej.	20	3"	3.2	8
M4-Manej.	40.4	2.5	2.07	10
M4-M3	334	2.5	2.07	83
Rc-Cab. C	30	4"	3.2	11
Cab. C	13.8	4"	5.51	9
Cab. C - Cab. A	35.4	4"	5.51	23
Manejadora No. 1				15
Manejadora No. 2				14
Manejadora No. 3				14
Manejadora No. 4				14
Manejadora No. 5				10
Manejadora No. 6				22
Manejadora No. 7				10
Manejadora No. 8				22

* lbs. de agua = 0.1198 gal.

Total de Galones: 1,036

Para el total de 1,036 Galones y en incremento en la temperatura de 150 F se da un incremento en el volumen de 1.8%.

$$1,036 \text{ Gal.} \times 1.8\% = 18 \text{ Galones.}$$

La capacidad del Tanque sera de 25 Galones.

V.6.- ESPECIFICACIONES DE VALVULAS Y MEDIDORES.

Se usaran valvulas moduladoras diverjentes colocadas en el tubo de inyeccion (de agua helada) de cada manejadora de 3 vias modelo V5013C de 3", 2 1/2" y 2" de diametro marca Honeywell con modutrol modelo M954A1035, mecanismo de ensamble modelo Q618A1020 y termostato modelo T921A1191.

Valvulas de compuerta marca URREA de 4,3, 2 1/2 y 2" de diametro para entrada y salida a enfriadores, manejadoras, bombas recirculadoras, y cabezales. (ver plano AA-3).

Valvulas eliminadoras de aire situadas en el cabezal parte superior marca SARCO No.13 HC.

Valvulas Check situadas en el tubo de succion de cada bomba de recirculacion marca Crane Co. mod. 3-15LCV.

La colocacion de termostatos (0-200 F) y manómetros (0-100 psi) sera a la entrada y salida de cada enfriador, manejadora de aire y bomba recirculadora, marca Mark, mod. U-115 y EGN-7.

* ver plano sistema hidraulico apendice B

CAPITULO VI.- COSTOS DE OPERACION DEL SISTEMA
 VI.1.- COSTOS DEL EQUIPO E INSTALACION - VI.2.- COSTOS
 DE MANTENIMIENTO - VI.3.- COSTO DE OPERACION

VI.1.- COSTOS DEL EQUIPO E INSTALACION.

Los costos de los equipos comprendiendo enfriadores, condensadores, manejadoras, bombas recirculadoras, ductos, tuberias, aislamiento, accesorios y costos de instalacion fueron proporcionados en su caso por fabricantes, distribuidores y firmas locales.

El analisis economico consiste de una descripcion del componente del sistema, cantidad, costo unitario, costo total y un costo acumulado.

VI.1.a.- COSTO DEL EQUIPO E INSTALACION (M.N.).

Part.	Cant.	Descripcion del Componente	Costo Unitario
1	3	enfriador del agua mod.30HS120 marca Carrier	144,200,000.00
2	3	Condensador de aire mod. DCU-1270 marca Recold	43,138,960.00
3		manejadoras de aire	
	2	modelo AH 400	21,761,500.00
	1	" " 280	16,051,000.00
	4	" " 253	15,354,400.00
	1	" " 200	12,759,300.00
		marca Recold	
4	3	Bombas centrifugas mod.10DM3 marca Jacuzzi	1,790,000.00
5		Valvulas Moduladoras 3 vias mod.V5013C marca Honeywell c/modutrol	
	5M	de 3" 0	775,123.00
	1	de 2 1/2" 0	662,430.00
	1	de 2" 0	505,724.00
6	3	Termostato equivalente mod. T921A1191 marca Honeywell	132,500.00
7	1	Tanque de expansion 25 Gal.	188,280.00
8		Valvulas de compuerta marca Urrea	
	16	de 4" 0	987,172.00
	6	de 3" 0	481,127.00
	10	de 2 1/2" 0	392,080.00
	2	de 2" 0	155,768.00

9		Valvulas eliminadoras de aire	
	2	o purga	232,480.00
	16	de 1"	46,476.00
		de 1/4"	
10	1	Switch de flujo marca Penn	430,790.00
11	4	Termómetros escala 0 -200 F	
		marca Mark	186,250.00
12	6	manómetro escala 0-100 lb/plg	
		marca MARK	108,780.00
13	3	Valvulas Check de 4"0 marca	
		Urrea	592,303.00

Costo de Tuberia:

14	147 m.	Tuberia 4"0 Galn.	54,150.00
	8	Codos 90 x4"	77,505.00
	12	Tes 4"0	77,505.00
	4	Red. 4" a 3"0	159,285.00
	4	Red. 4" a 2"0	132,563.00
	14	Tuerca union	180,042.00
	24	Coples 4"0	56,920.00
15	154	Tuberia 3"0 Galn.	37,270.00
	24	Codos 90x3"0	38,127.00
	5	Tes 3"0	38,127.00
	26	Coples 3"0	27,920.00
	4	Miples 3"x4"	40,040.00
	6	Red. 3" a 2 1/2"	139,410.00
	4	Tuerca union 3"	105,083.00
	2	Red 3" a 2"	127,637.00
16	100	Tuberia 2 1/2"0	28,416.00
	10	Codos 90 x 2 1/2	26,484.00
	18	Coples 2 1/2"	23,450.00
	8	Tuerca union 2 1/2"	75,070.00
	8	Miples 2 1/2"x4"	25,749.00
17	16	Tuberia 2"0	17,585.00
	8	Codos 90x2"	10,620.00
	2	Coples 2"	7,347.00
	4	miples 2"x4"	18,290.00
	4	tuerca union 2"	34,920.00

18	42	Tuberia 6"0	57,486.00
	1	Codo 90x6"	207,303.00

Costo por Aislamiento Tuberia:

19	84	media cana Frigolit de 6"0x 1 1/2e	23,078.00
	294	de 4"x1 1/2"	15,099.00
	308	de 3"x1 1/2"	11,746.00
	200	de 2 1/2"x1 1/2"	10,266.00
	32	de 2"x1 1/2"	8,812.00

Costo por Ductos:

20	11360Kg	Lamina lisa Galn. cal. #24 de 3'x8'	2,347.00
	1430	Lamina lisa Galn. cal. #22 de 3'x8'	2,536.00

Costo por Rejillas y Difusiones:

21	1	rejilla de retorno de 100"x29"	261,000.00
	4	de 112"x32"	322,560.00
	1	de 112"x36"	362,880.00
	2	de 112"x43"	433,440.00
22	54	Difusor de inyeccion 4 vias de 20"x20"	36,000.00
	12	de 12"x12"	12,960.00
	8	de 9"x9"	7,290.00
	6	de 6"x6"	3,240.00

Costo por Aislamiento de Ductos:

23	2322 m	Fibra de vidrio c/al.	6,036.00
25	5 Kg	Soldadura de plata	58,500.00
	600	refrigerante 22	12,057.00
	3 cil.	Nitrogeno	156,200.00
	3 lotes	Soporte de Tuberia	752,466.00

26	:	:	mano de obra inst. equipos	:	8,250,000.00	:
27	:	:	" tuberia de agua	:	12,487,440.00	:
28	:	:	" tuberia de gas	:	2,228,480.00	:
29	:	:	" instalacion de ductos	:	12,740,000.00	:
24	:	:	Tuberia y accesorios de cobre	:		:
	:	24 m	tubo Cu 2 5/8"	:	790,800.00	:
	:	24	tubo Cu 2 1/8"	:	473,600.00	:
	:	14 pzas	codo radio largo 2 5/8"x90	:	21,500.00	:
	:	14 Pzas	codo radio largo 1 1/8"x90	:	8,800.00	:
	:	6 Pzas	copie Cu 2 5/8"	:	9,600.00	:
	:	6 Pzas	copie Cu 2 1/8"x90	:	5,300.00	:

Partida	Cantidad	Costo Unitario	Sub-Total
1	3	144,200,000.00	432,000,000.00
2	3	43,138,960.00	129,416,880.00
3	2	21,761,500.00	43,523,000.00
	1	16,051,000.00	16,051,000.00
	4	15,354,000.00	46,062,000.00
	1	12,159,300.00	12,159,300.00
4	3	1,790,000.00	5,370,000.00
5	2	775,125.00	1,550,246.00
	5	662,430.00	3,312,150.00
	1	505,724.00	505,724.00
6	8	132,500.00	1,060,000.00
7	1	388,280.00	388,280.00
8	16	987,172.00	15,794,752.00
	6	481,127.00	2,886,762.00
	10	329,080.00	3,290,800.00
	2	155,768.00	311,536.00
9	2	232,480.00	464,960.00
	16	46,496.00	747,136.00
10	1	430,790.00	430,790.00
11	4	186,250.00	745,000.00
12	6	108,780.00	652,680.00
13	3	592,303.00	1,776,909.00
14	x	x	14,564,210.00
15	x	x	9,243,409.00
16	x	x	4,335,092.00
17	x	x	454,174.00
18	x	x	2,621,715.00
19	x	x	12,330,610.00
20	11,360 kg.	2,347.00	26,661,920.00
	1,430	2,536.00	3,626,480.00
21	1	261,000.00	261,000.00
	4	322,560.00	1,290,240.00
	1	362,880.00	362,880.00
	2	433,440.00	866,840.00

22	54	36,000.00	1,944,000.00
	12	12,960.00	155,520.00
	8	7,960.00	58,320.00
	6	3,240.00	19,320.00
23	2322	6,036.00	14,015,592.00
24	x	x	5,571,200.00
25	x	x	8,513,766.00
26	x	x	8,250,000.00
27	x	x	12,487,440.00
28	x	x	2,228,480.00
29	x	x	12,790,000.00
		Total:	862,128,467.00

VI.2.- COSTOS DE MANTENIMIENTO:

Los costos de mantenimiento son por servicios a equipos, en los cuales se incluye: materiales, mano de obra tecnica y supervision.

Para Reparaciones Mayores se da el costo de refacciones, mano de obra tecnica y supervision. (los precios son de distribuidores y talleres mecanicos o electricos, marzo de 88).

VI.2.1.- SERVICIOS A EQUIPOS.

Partida	Equipo	No.	Materiales	Costo
1	manejadora	8	Grasa 2PSFF	25,000.00
			Bandas V	104,000.00
			Baleros	225,000.00
			chumaceras	160,000.00
			detergente	60,000.00
			barniz	18,000.00
	mano de obra			158,000.00
	supervision			158,000.00
2	Condensador	3	grasa 2PSKF	9,375.00
			bandas V	332,000.00

			barniz	14,000.00
			baleros	168,000.00
			chumaceras	80,000.00
			detergente	42,000.00
	mano de obra			118,560.00
	supervision			118,560.00
3	enfriadores	3	aceite 150	331,500.00
			deshidratadores	262,200.00
			gas 22 (30Kgs.)	360,000.00
			detergente	24,000.00
	mano de obra			118,560.00
	supervision			118,560.00
4	bombas	3	grasa 2PSKF	4,800.00
			balero	18,500.00
			sello mecanico	40,000.00
			barniz	7,000.00
	mano de obra			39,520.00
	supervision			39,520.00

VI.2.2.- REPARACIONES A EQUIPOS (MATERIAL Y MANO DE OBRA).

2.1.- Replazo de bujes a Compresores	750,000.00
2.2.- Bobinado de motor 30 H.P.	820,000.00
2.3.- Limpieza y deshidratacion del Sist	2,600,000.00
2.4.- Cambio bomba de aceite	592,000.00

VI.3.- COSTOS DE OPERACION:

Los costos de operacion por energia electrica se basan en la tarifa No.8 de C.F.E. (Servicio General en alta Tension).

Esta tarifa tiene dos cargos: un cargo por demanda maxima y un cargo por energia consumida.

Esto es: para el mes de marzo de 1988 el costo de un KW de Demanda Maxima es: \$12,346.70 M.N. y un costo de \$58.02 M.N. por KWH.

El consumo de KWH del Sistema es el siguiente:

	Cant.	KW	Total de KW
Enfriador	3	123.6	370.8
Condensador	3	22.4	67.2
Manejadoras	2	5.6	11.2
	6	3.7	22.2
Bombas	2	7.46	14.92
		Total:	486.32 KW

Tomando una operación de 12 Hr./dia durante 24 dias y 7 hrs./dia durante 4 dias tenemos: $12 \times 24 + 7 \times 4 = 316$ hrs./mes.

Con una operación del 100% nuestro consumo sera de:

$$486.32 \text{ KW} \times 316 \text{ hrs.} = 153,677.12 \text{ KWH.}$$

Con un costo de energia de :

$$153,677.12 \text{ KW} \times \$58.02 \text{ M.N.} = \$8,916,346.50$$

mas el costo por demanda maxima que es: aprox. 55%

$$267.47 \text{ KW} \times \$12,346.70 = \$3,302,445.90$$

haciendo un Sub-Total de: \$12,218,792.00

teniendo que agregarse un 3% por derecho de alumbrado publico y el 15% del impuesto al valor agregado.

NOTA: Esta carga es total y es aplicable para los meses de junio, julio, agosto y septiembre, reduciendose el consumo para temporadas intermedias al 75, 50, 25% o menos.

COSTO DE OPERACION POR DEPRECIACION.

La forma mas usada para depreciaciones es en Linea Recta, depreciandose un 10% anual, de esta manera tendremos que el Costo Total es: \$837,657,080.00

$$\text{Costo de Depreciacion: } 83,765,708.00$$

CAPITULO VII.- MANTENIMIENTO DEL SISTEMA.

VII.1.- DEFINICION DE MANTENIMIENTO.- VII.2.- OBJETIVOS DEL MANTENIMIENTO - VII.3.- MANTENIMIENTO PREVENTIVO - VII.4.- INSPECCIONES - VII.5.- PROGRAMACION DEL M.P. - VII.6.- CONTROLES - VII.7.- MANTENIMIENTO CORRECTIVO.

VII.1.- DEFINICION DE MANTENIMIENTO.

El mantenimiento es la actividad humana que se encarga de conservar el estado y funcionamiento correcto de maquinas, instalaciones y edificios.

VII.2.- OBJETIVO DEL MANTENIMIENTO.

Los objetivos de un mantenimiento son maximizar la disponibilidad de maquinas y equipos para produccion o servicios preservando el valor de las instalaciones, minimizando el deterioro, consiguiendo esto de la manera mas economicamente posible y a largo plazo.

Teniendo en cuenta estos objetivos se puede organizar un mantenimiento efectivo que vaya con los intereses de la empresa, obteniendo o persiviendo asi una utilidad o beneficio.

VII.3.- MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

El mantenimiento preventivo se puede definir como la conservacion planeada, producto de inspecciones periodicas que descubren condiciones anormales en los equipos, no debiendo permitir de que ninguna maquina llegue hasta el punto de ruptura.

Un mantenimiento preventivo debidamente dirigido es un instrumento de reduccion de costos, que ahorra a la empresa dinero en conservacion y operacion.

En todo programa de mantenimiento preventivo se pueden llevar cuanto refinamiento se deseen, desde inspecciones informales periodicas hasta un control electronico de

datos, esto dependiendo del tamaño y tipo del equipo a mantener.

Independientemente del tamaño o complejidad del equipo, un mantenimiento preventivo debe incluir:

- a.- Una inspección periódica a los equipos e instalaciones, para descubrir situaciones que puedan originar fallas, o una depreciación perjudicial.
- b.- El mantenimiento necesario para remediar esas situaciones antes que llegar a revestir gravedad.
- c.- Llegar a un punto de sostenimiento del equipo en el cual el tiempo se dedique a la implantación de inspecciones, programas y no a trabajos de emergencia.

La carga de trabajo para el mantenimiento preventivo se origina en las inspecciones periódicas, pasando después a la programación de los servicios, reparaciones menores y mayores en coordinación con la adquisición de las refacciones, materiales, y lubricantes usados.

La adquisición de materiales se harán previas cotizaciones y autorización.

Teniendo el programa de servicios o reparaciones con fechas y las refacciones, materiales y lubricantes necesarios se dará la orden para ejecutarse la reparación o servicio contando con la supervisión y prueba del trabajo realizado. Los trabajos de reparación o servicios darán información necesaria para llevar el historial del equipo y así llevar un control de las máquinas que ocasionen mayores problemas.

VII.4.- INSPECCIONES.

Para contar con información necesaria de las inspecciones se deberá contar con una hoja de chequeo dependiendo del equipo (manejadora de aire, condensador de aire forzado, paquete enfriador Chiller y bomba de recirculación de agua). Una ruta de chequeo del equipo la cual lleva un

orden de inspeccion y un intervalo de tiempo definido en el cual se lleve a cabo la inspeccion (periodicidad).

Hoja de Revision: Una hoja de revision debe contar con una lista de todas las partes o situaciones del equipo que se revisaran en el momento de la inspeccion, fecha (dia, mes, ano), nombre de la persona que inspecciona, el numero de registro designado a la maquina o equipo y un espacio para observaciones. (ver hojas de inspecciones p/manejadoras, condensadores, chillers y bombas).

La ruta para las inspecciones de manejadoras de aire se empezara con las situadas en el 2do. piso de oeste a este con M8, M7, M6 y siguiendo en el primer piso Nv+5.36 con M5, M2, M1, M4, y M3.

La ruta de condensadores sera en el orden C1, C2, C3, empezando de este a oeste, para la ruta de bombas sera en el orden B1, B2, B3, (este-oeste) y las inspecciones para enfriadores llevara el orden de la ruta CH1, CH2, CH3 (este-oeste).

La periodicidad: La frecuencia de inspecciones para manejadoras de aire y condensadores sera en intervalos de cada dos semanas, para bombas recirculadoras mensual y enfriadores semanalmente, los dias restantes de las semanas bastara con un chequeo visual general al equipo si se desea. (la periodicidad podra irse ajustando en base a los resultados obtenidos.)

Hoja de Inspeccion		Semana No. _____
Fecha	:	ejecutado por:
Manejadora	:	
Condensador	:	
Chillers	:	Observaciones o
Bombas	:	cambio de partes
	:	

- Hoja de Inspeccion a Manejadoras:
- 1) checar ruidos anormales
 - 2) checar filtros
 - 3) checar voltage L L L
 - 4) checar amperaje L L L
 - 5) checar banda
 - 6) checar posible calentamiento motor
 - 7) checar posibles vibraciones

- Hoja de Inspeccion Bomba:
- 1) checar ruidos anormales
 - 2) checar voltage L L L
 - 3) checar amperaje L L L
 - 4) checar calentamiento excesivo motor
 - 5) checar posibles fugas de agua por empaque o sello

- Hoja de Inspeccion a Condensadores:
- 1) checar ruidos anormales
 - 2) checar voltage L L L
 - 3) checar amperaje
 - 4) checar bandas (alineacion, tension)
 - 5) checar calentamiento motor
 - 6) checar aspas abanico
 - 7) checar posibles vibraciones

: Hoja de Inspeccion a chillers: :

- : 1) checar ruidos anormales :
- : 2) checar baja presion (50 a 65 lb/plg) :
- : 3) checar alta presion (200 a 250 lb/plg) :
- : 4) checar voltage L L L (desbalance permisible 2%) :
- : 5) checar amperaje (desbalance permisible 10%) :
- : 6) checar presion bomba de aceite (A de 14 a 18
: lbs/plg) :
- : 7) checar posibles fugas (manchas de aceite en
: el compresor) :
- : 8) checar indicador de liquido e humedad :
- : 9) checar nivel de aceite en mirilla (1/8 a 3/8) :
- : 10) checar calentamiento excesivo de las cabezas :

VII.5.- PROGRAMACION DEL M.P.

Con el resultado de las inspecciones realizadas se tendra la informacion para la elaboracion del programa del M.P. de reparaciones y de servicios, en la planeacion se ejecutara la coordinacion de la adquisicion de materiales, previo chequeo de stock, o cotizacion a proveedores, compra y su autorizacion.

Las reparaciones programadas se haran dependiendo de la causa de la falla y los servicios se daran en base a la forma para servicios, para cada equipo (manejadora, condensador, enfriador o bomba) (ver forma p/servicio).

El programa debera de incluir la siguiente informacion: listado de las actividades a realizarse (servicio o reparacion), fecha (dia, mes, ano) con el numero de registro del equipo en la que principia el programa y finaliza, fecha programada para la actividad y duracion de esta (ver forma p/programar).

Despues de ser ejecutadas las actividades planeadas se llevara el record de cada maquina en un Historial de Equipo, con datos de las reparaciones, servicios y refacciones acumuladas, ademas el numero de horas/H. reales de reparacion o servicio, esto con el fin de ir ajustando los tiempos de programacion de actividades y por consiguiente obtener un mejor aprovechamiento de la fuerza de trabajo.

Forma p/servicios a manejadoras y condensadores	
Fecha	ejecutado por:
Manejadora	
Condensador	
Chillers	Observaciones o
Bombas	cambio de partes

- 1) lavar filtros
- 2) lavar serpentines
- 3) lavar tuberia
- 4) checar dren de condensado
- 5) checar baleros motor y engrasar
- 6) checar chumacera y engrasar
- 7) checar tension, alineacion y edo. de bandas
- 8) apretar tornilleria general y aislamiento
- 9) checar voltage y amperaje
- 10) checar R.P.M. motor
- 11) checar fugas a serpiente

- | Forma para servicios a bombas |
|--|
| 1) checar y engrasar baleros |
| 2) checar amperes, volatage y ajustar terminales |
| 3) checar impelente y bulba |
| 4) checar flecha |
| 5) cambiar sello |
| 6) apretar tornilleria |

Forma para Servicio a Enfriadores:

- 1) cambiar de aceite al carter (mantener, nivel mirilla 3/8)
- 2) checar resistencia de carter
- 3) checar bormes caja de conexion (220,30)
- 4) checar fugas a compresor
- 5) lavar compresor agua a presion y desengrasante
- 6) ajustar tornilleria en general
- 7) checar volt. y amperaje (30)
- 8) checar ruidos en compresor
- 9) checar presion bomba de aceite vs. baja presion
- 10) checar carga de gas (indicador de liquido)
- 11) checar presostato de baja
- 12) checar presostato de alta
- 13) checar presostato bomba de aceite
- 14) checar fugas y rosamientos de capilares
- 15) checar funcionamiento "TIMER"
- 16) checar funcionamiento control de etapas
- 17) checar interruptor de flujo de agua
- 18) checar termostato de congelamiento
- 19) checar valvula de liquido (solemoide)
- 20) cambiar filtros deshidratados

Relacion de Equipo.

Manejadoras:

Identifi- cacion	Canti- dad	Modelo	H. P.	Ventilador R. P. M.	Amp.	No. Venti- lador
M-1	2	AH400	7 1/2	450	11	2
M-2	1	AH280	5	540	7.6	2
M-3	3	AH253	5	550	7.6	2
M-4	2	AH200	3	660	4.8	2

Condensadores:

Identificación	Cantidad	Modelo	H.P.	Abanico R.P.M.	Amp.
C-1	2	DCU-1270	15 1757 r.p.m.	773	21

Bombas:

B-1	3	10DM3	10	3,600	14
-----	---	-------	----	-------	----

Chillers:

Identificación	Cantidad	Modelo	H.P.	Amp.
CH-1	3	30HS120	4/06E275	65

Manej. 7 1/2 H.P. 440 V. 11 Amp. 1,760 R.P.M. Baleros 6208 y 6206 Polea motor 6" Polea Tubería 20" Eje Turbina 1 1/2" y 1 1/4".

Manej. 5 H.P. 440 V. 7.5 Amp. 1725 R.P.M. Baleros 6207 y 6205 Polea motor 5" Polea Turbina 10" Eje Turbina 1 1/2" y 1 1/4".

Manejadora 3 H.P. 440 V. 4.5 Amp. 1725 R.P.M. Baleros 6205 Polea motor 6203 Polea Turbina Eje Turbina 1 1/2.

VII.6.- CONTROLES.

Una manera muy conveniente de aprovechar la información acumulada mediante los servicios de mantenimiento es identificar las maquinas y equipos que ocasionaron mayores problemas y gastos en el mes anterior.

Se lograran buenas economías si el mantenimiento se concentra en:

- 1) aquellas maquinas que hayan causado el mayor problema,
- 2) aquellas que originaron mayores gastos, y
- 3) aquellas que estuvieron fuera de operación mayor numero de veces.

El retiro de cierta maquina o equipo de la lista no va a reducir esta, porque otra maquina pasara a ocupar el lugar vacante, pero el resultado neto es un mejoramiento constante de las maquinas mas costosas de sostener.

VII.7.- MANTENIMIENTO CORRECTIVO.

El empleo de tecnicas y controles de MP sacara a luz situaciones de fallas repetidas por parte de una pieza, maquina o equipo. Cuando surjan estos casos habra que recurrir a una mantenimiento correctivo para evitar su reiteracion.

Al examinarse las inspecciones (hojas de revision) de maquinas o equipos para precisar la frecuencia de inspecciones es seguro que se vera la necesidad de recurrir a un mantenimiento correctivo, otra forma de notar esa necesidad sera el analisis periodico, indispensable, de la totalidad de los registros (historial del equipo) de reparaciones de maquinas y equipo.

Al notarse las fallas repetidas de alguna pieza o maquinaria se tendra que estudiar el problema y determinar que es lo que se necesita hacer para solucionar o reducir esta a su minima expresion.

Esto tal vez requiera de una modificacion al diseno de la pieza, el empleo de un material diferente o de chumaceras mas resistentes, controles de mayor eficacia o tal vez la sustitucion de la maquina completa por una de mayor funcionamiento.

VIII.- CONCLUSIONES

Todo proyecto de aire acondicionado en general empezara con el conocimiento de la obra a realizarse, requiriendo de datos como dimensiones, localizacion y giro del establecimiento, para asi empezar con la estimacion de la carga necesaria llegando a un resultado final de toneladas de refrigeracion y cantidad de aire necesario.

Con estos resultados y en combinacion con arquitectos e ingenieros encargados de la obra y cliente se determinara el sistema de acondicionamiento mas adecuado para satisfacer las necesidades del proyecto.

Se seguira con la seleccion del equipo por parte del ingeniero proyectista en base a las ofertas del mercado teniendo en cuenta costos de equipo, tiempo de entrega y características especiales que se quieran tener en el equipo.

Posteriormente se haran los disenos y calculos de los sistemas de ductos e hidraulicos, tomando en cuenta problemas existentes en obra.

Es muy importante supervisar en base a un programa de obra el seguimiento de principio a fin de la instalacion y puesta en marcha del equipo.

El arranque del equipo llevara previa revision de cada componente del sistema y pruebas por separado donde sean posibles, hasta alcanzar las condiciones deseadas de diseno.

Para proyectos de tiendas departamentales sera muy importantes estos tres aspectos en el diseno: 1) un sistema de control automatico para compensar fluctuaciones de cargas, 2) distribucion de aire zonificada, para mantener condiciones uniformes bajo cambio de cargas, 3) el uso de aire exterior para enfriar durante estaciones intermedias y estaciones pico (navidad y pascua) en periodos de venta.

APENDICE A

Table 3 Approximate Lighting Loads for Department Stores

Area	Watts Per Sq Ft
Basement.....	3-5
First Floor.....	4-7
Upper Floors, Women's Wear.....	3-5
Upper Floors, House Furnishings.....	2-3

Table 4 Approximate Occupancy for Department Stores

Area	Sq Ft per Person
Basement, Metropolitan Area.....	15
Basement, other with occasional peak.....	20-40
First Floor, Metropolitan Area.....	20-25
First Floor, Suburban.....	25-50
Upper Floors, Women's Wear.....	50-75
Upper Floors, House Furnishings.....	100 or more

TABLE 4—RECOMMENDED INSIDE DESIGN CONDITIONS—SUMMER AND WINTER

TYPE OF APPLICATION	SUMMER					WINTER				
	Dulux		Commercial Practitioner ^a			With Humidification			Without Humidification	
	Dry-Bulb (F)	Rel. Hum. (%)	Dry-Bulb (F)	Rel. Hum. (%)	Temp. Swing (F)	Dry-Bulb (F)	Rel. Hum. (%)	Temp. Swing (F)	Dry-Bulb (F)	Temp. Swing (F)
GENERAL COMFORT Apt., House, Hotel, Office, Hospital, School, etc.	74-76	50-65	77-79	50-55	2 to 4	74-76	35-50	10-20	73-77	—
RETAIL SHOPS (Short term occupancy) Bank, Barber or Beauty Shop, Dept. Store, Supermarket, etc.	74-76	50-65	74-80	50-55	2 to 8	73-74	35-50 ^b	10-20	73-75	—
LOW SENSIBLE HEAT FACTOR APPLICATIONS (High latent load) Auditorium, Church, Bar, Restaurant, Kitchen, etc.	74-76	35-50	74-80	40-50	10-15	73-74	40-45	10-20	74-76	—
FACTORY COMFORT Assembly Areas, Machine Rooms, etc.	77-80	35-45	80-85	30-35	3 to 8	68-72	35-50	10-20	70-74	—

^aThe room design dry-bulb temperature should be reduced when hot radiant panels are adjacent to the occupant and increased when cold panels are adjacent, to compensate for the increase or decrease in radiant heat exchange from the body. A hot or cold panel may be unheated glass or glass block windows (hot in summer, cold in winter) and thin partitions with hot or cold spaces adjacent. An unheated slab floor on the ground or walk below the ground level are cold panels during the winter and frequently during the summer also. Hot tanks, furnaces or machines are hot panels.

^bTemperature swing is above the thermostat setting at peak summer load conditions.

^cTemperature swing is below the thermostat setting at peak winter load conditions (no lights, people or solar heat gain).

^dWinter humidification in retail clothing shops is recommended to maintain the quality texture of goods.

TABLE 6—PEAK SOLAR HEAT GAIN THRU ORDINARY GLASS*
Btu/(hr)(sq ft)

NORTH LAT.	MONTH	EXPOSURE NORTH LATITUDE										MONTH	SOUTH LAT.
		NE	E	SE	S	SW	W	NW	Horiz				
0°	June	39	156	147	42	14	42	147	156	226		Dec	0°
	July & May	40	153	152	52	14	52	153	153	233	Dec		
	Aug & April	25	141	163	79	14	79	163	141	243	Nov & Jan		
	Sept & March	10	110	167	116	14	110	167	110	250	Oct & Feb		
	Oct & Feb	10	79	163	141	34	141	163	79	245	Sept & March		
	Nov & Jan	10	52	152	153	67	153	152	52	233	Aug & April		
Dec	10	42	147	156	82	156	147	42	226	July & May			
10°	June	40	153	155	35	14	35	155	153	243	Dec	10°	
	July & May	30	148	158	46	14	46	158	148	247	Nov & Jan		
	Aug & April	13	130	163	94	14	94	163	130	250	Oct & Feb		
	Sept & March	10	103	164	137	28	103	164	103	247	Sept & March		
	Oct & Feb	10	66	152	149	73	149	152	66	230	Aug & April		
	Nov & Jan	9	37	143	161	106	161	143	37	310	July & May		
Dec	9	28	137	163	120	163	137	29	302	June			
20°	June	26	154	160	73	14	73	160	154	250	Dec	20°	
	July & May	19	158	163	85	14	85	163	138	251	Nov & Jan		
	Aug & April	11	118	165	113	26	113	165	118	247	Oct & Feb		
	Sept & March	10	87	163	140	63	140	163	87	253	Sept & March		
	Oct & Feb	9	52	147	160	111	160	147	52	208	Aug & April		
	Nov & Jan	8	26	128	164	141	164	128	26	180	July & May		
Dec	8	18	121	167	149	167	121	18	170	June			
30°	June	20	139	161	90	21	90	161	139	250	Dec	30°	
	July & May	16	131	164	100	30	100	164	131	246	Nov & Jan		
	Aug & April	11	108	163	129	63	129	163	108	235	Oct & Feb		
	Sept & March	9	90	158	132	103	158	158	90	212	Sept & March		
	Oct & Feb	8	39	133	163	143	163	133	39	179	Aug & April		
	Nov & Jan	7	16	116	162	159	162	116	16	145	July & May		
Dec	6	12	105	162	163	162	105	12	131	June			
40°	June	17	133	162	111	34	111	162	133	237	Dec	40°	
	July & May	13	127	164	125	69	125	164	127	233	Nov & Jan		
	Aug & April	11	102	162	146	102	146	162	102	214	Oct & Feb		
	Sept & March	9	58	149	162	140	162	149	58	183	Sept & March		
	Oct & Feb	7	35	122	163	162	163	122	35	129	Aug & April		
	Nov & Jan	3	12	100	158	166	158	100	12	103	July & May		
Dec	3	10	86	148	165	148	86	10	85	June			
50°	June	16	126	164	135	93	135	164	126	220	Dec	50°	
	July & May	14	117	163	143	106	143	163	117	211	Nov & Jan		
	Aug & April	11	94	158	157	138	157	158	94	185	Oct & Feb		
	Sept & March	8	58	138	163	158	163	138	58	148	Sept & March		
	Oct & Feb	4	39	103	157	167	157	103	39	94	Aug & April		
	Nov & Jan	3	9	64	137	153	137	64	9	33	July & May		
Dec	3	7	47	116	141	116	47	7	40	June			
		0	00	0	NE	N	NW	W	SW	Horiz			

EXPOSURE SOUTH LATITUDE						
Solar Gain Correction	Steel Sash or No Sash ×1/.83 or 1.17	Mass —15% (Max)	Altitude +0.7% per 1000 ft	Dewpoint Above 67 F —7% per 10 F	Dewpoint Below 67 F +7% per 10 F	South Lat Dec or Jan +7%

*Abstracted from Table 15, page 43.

[Solar heat gain on North exposure (in North latitudes) or on South exposure (in South latitudes) consists primarily of diffuse radiation which is essentially constant throughout the day. The solar heat gain values for this exposure are the average for the 12 hr period (6 a.m. to 6 p.m.). The storage factors in Tables 7 thru 11 assume that the solar heat gain on the North (or South) exposure is constant.

TABLE 6—CIRCULAR EQUIVALENT DIAMETER, EQUIVALENT AREA AND DUCT CLASS† OF RECTANGULAR DUCTS FOR EQUAL FRICTION.

Duct	6		8		10		12		14		16		18		20		22	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10	.39	6.4	.63	9.0	.88	10.9												
12	.48	9.1	.63	10.7	.77	11.9	.64	13.1										
14	.52	9.8	.72	11.5	.91	13.9	1.09	14.2	1.28	15.5								
16	.59	10.4	.81	12.2	1.02	13.7	1.24	14.1	1.48	16.3	1.67	17.9						
18	.66	11.0	.91	12.9	1.13	14.3	1.46	14.0	1.63	17.3	1.97	18.5	2.12	19.7				
20	.72	11.5	.99	13.3	1.26	15.2	1.64	14.8	1.81	18.2	2.07	19.5	2.34	20.7	2.61	21.9		
22	.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.69	17.4	1.99	19.1	2.37	20.4	2.67	21.7	2.88	22.9	3.17	24.1
24	.84	12.4	1.16	14.6	1.50	16.6	1.83	18.3	2.14	19.8	2.47	21.3	2.78	22.6	3.11	23.9	3.43	25.1
26	.89	12.8	1.26	15.2	1.61	17.2	1.97	19.0	2.31	20.6	2.66	22.1	3.01	23.5	3.28	24.8	3.71	26.1
28	.95	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.3	2.86	22.9	3.25	24.6	3.40	25.7	4.00	27.1
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.23	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.44	25.3	3.69	26.7	4.27	28.0
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.92	18.8	2.36	20.8	2.81	22.7	3.23	24.4	3.68	26.0	4.12	27.5	4.53	28.9
34	1.12	14.4	1.56	17.0	2.03	19.3	2.49	21.4	2.94	23.5	3.45	25.1	3.89	26.7	4.37	28.3	4.81	29.9
36	1.18	14.7	1.63	17.4	2.14	19.8	2.61	21.9	3.11	23.9	3.63	25.8	4.09	27.4	4.68	29.0	5.07	30.3
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.23	20.3	2.74	22.3	3.27	24.5	3.80	26.4	4.30	28.1	4.84	29.6	5.37	31.3
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.86	22.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.43	28.8	5.07	30.5	5.63	32.1
42	1.33	15.6	1.86	18.5	2.43	21.2	2.98	22.4	3.57	25.4	4.13	27.4	4.71	29.4	5.11	31.2	5.86	32.8
44	1.38	15.9	1.93	18.9	2.52	21.5	3.11	22.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.23	31.9	6.15	33.5
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.61	21.9	3.23	23.3	3.86	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.36	32.3	6.37	34.2
48	1.48	16.5	2.09	19.4	2.71	22.1	3.36	23.6	4.03	27.2	4.65	29.2	5.20	31.2	5.47	32.1	6.64	34.9
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.48	23.9	4.18	27.6	4.82	29.8	5.31	31.8	5.59	32.7	6.87	35.5
52			2.23	20.2	2.91	23.1	3.57	24.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.42	32.4	5.61	33.3	7.14	36.0
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	24.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.60	32.9	5.64	33.9	7.38	36.6
56			2.38	20.9	3.09	23.8	3.83	24.5	4.58	29.0	5.31	31.2	5.80	33.4	5.67	34.5	7.63	37.3
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	24.9	4.68	29.3	5.48	31.7	5.96	33.9	5.76	34.0	7.87	38.0
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	25.3	4.84	29.8	5.63	32.2	6.06	34.5	5.78	34.5	8.12	38.6
64			2.64	22.0	3.44	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.91	33.1	6.27	35.3	5.71	37.6	8.29	39.7
68					3.63	25.8	4.40	28.7	5.37	31.8	6.16	33.9	6.48	36.3	6.13	36.6	9.03	40.7
72					3.83	26.5	4.71	29.4	5.69	32.3	6.45	34.8	6.74	37.3	6.30	39.3	9.32	41.8
76					4.05	27.4	4.91	30.0	5.98	32.8	6.73	35.4	7.03	38.2	6.50	40.4	9.58	42.8
80					4.18	27.6	5.17	30.8	6.18	33.6	7.23	36.4	7.29	39.0	6.51	41.1	10.4	43.0
84							5.41	31.5	6.41	34.3	7.44	37.3	7.53	39.6	6.73	42.3	10.6	44.4
88							5.64	32.0	6.64	34.9	7.67	38.0	7.64	40.3	10.1	43.1	11.2	45.4
92							5.79	32.6	6.91	35.4	7.92	38.6	7.99	41.5	10.4	43.8	11.7	46.3
96							6.06	33.2	7.14	36.2	8.20	39.2	8.28	42.1	10.6	44.5	12.1	47.2
100									7.60	36.9	8.66	39.5	9.00	42.5	11.3	45.8	12.3	47.6
104									7.80	37.3	8.96	40.3	10.3	43.3	11.6	46.3	12.6	48.0
108									7.96	38.0	9.20	41.0	10.6	44.0	12.0	47.0	12.4	49.4
112									8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.5	12.6	50.3
116											9.80	42.4	11.3	45.8	12.6	48.1	14.3	51.3
120											10.6	43.0	11.8	46.0	12.1	49.1	14.4	51.3
124											11.9	43.5	11.9	46.7	12.4	49.6	15.6	52.4
128											12.3	44.1	12.1	47.1	12.8	50.4	15.3	53.3
132											12.5	47.9	14.1	50.9	15.0	53.9		
136											12.8	48.5	14.6	51.6	15.6	54.3		
140											13.0	48.8	14.7	52.0	15.6	55.0		
144											13.3	49.4	15.2	52.9	15.8	55.6		

*Circular equivalent diameter (d_c). Calculated from $d_c = 1.3 \sqrt{\frac{(ab)^{2.31}}{(a+b)^{2.31}}}$

†Large numbers in table are duct class.

TABLE 6—CIRCULAR EQUIVALENT DIAMETER,* EQUIVALENT AREA AND DUCT CLASS† OF RECTANGULAR DUCTS FOR EQUAL FRICTION. (Cont.)

Duct Class	24		26		28		30		32		34		36		38		40	
	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.	Area sq ft	Diam in.
10																		
12																		
14																		
16																		
18																		
20																		
22																		
24	9.74	36.2																
26	4.03	37.2	4.40	38.4														
28	4.33	38.2	4.74	39.5	5.10	30.6												
30	4.60	39.3	5.07	30.3	5.44	31.6	5.84	32.6										
32	4.94	30.1	5.37	31.4	5.77	32.6	6.13	33.6	6.48	35.0								
34	5.24	31.0	5.69	32.3	6.10	33.6	6.50	34.8	7.04	34.0	7.54	37.2						
36	5.58	32.0	5.94	33.0	6.33	34.6	6.99	35.8	7.44	37.0	7.95	38.2	8.44	39.4				
38	5.84	32.8	6.20	34.2	6.57	35.5	7.24	36.7	7.67	38.0	8.27	39.2	8.89	40.4	9.43	41.6		
40	6.11	33.6	6.71	35.1	7.23	36.4	7.71	37.6	8.29	39.0	8.81	40.2	9.34	41.4	9.89	42.6	10.5	43.8
42	6.45	34.4	7.03	35.9	7.58	37.3	8.12	38.6	8.64	39.9	9.21	41.1	9.80	42.4	10.4	43.6	11.0	44.8
44	6.75	35.2	7.34	36.7	7.91	38.1	8.50	39.5	9.07	40.8	9.61	42.0	10.3	43.4	10.8	44.6	11.4	45.8
46	7.03	35.9	7.63	37.4	8.21	38.9	8.85	40.3	9.46	41.7	10.1	43.0	10.7	44.3	11.3	45.6	11.9	46.8
48	7.30	36.6	7.92	38.2	8.52	39.7	9.23	41.2	9.89	42.6	10.3	43.9	11.1	45.2	11.8	46.5	12.4	47.8
50	7.58	37.3	8.25	38.9	8.86	40.4	9.61	42.0	10.3	43.5	10.9	44.8	11.6	46.1	12.2	47.4	12.0	48.8
52	7.87	38.0	8.58	39.6	9.20	41.2	9.95	42.6	10.7	44.3	11.4	45.7	12.1	47.1	12.7	48.3	12.5	49.7
54	8.16	38.7	8.91	40.3	9.61	42.0	10.4	43.6	11.0	45.0	11.6	46.5	12.6	48.0	13.2	49.2	14.0	50.6
56	8.42	39.3	9.16	41.0	9.94	42.7	10.7	44.3	11.4	45.8	12.3	47.3	13.0	48.8	13.7	49.1	14.3	51.5
58	8.68	39.8	9.40	41.7	10.3	43.4	11.0	45.0	11.8	46.6	12.6	48.1	13.4	49.6	14.2	51.0	15.0	52.4
60	8.99	40.4	9.73	42.3	10.6	44.0	11.4	45.8	12.2	47.3	13.0	48.9	13.8	50.4	14.4	51.8	15.3	53.3
64	9.43	41.6	10.2	43.5	11.2	45.4	12.1	47.2	12.9	48.7	13.8	50.4	14.7	52.0	15.8	53.4	16.5	55.0
68	9.92	42.8	10.9	44.7	11.9	46.6	12.8	48.4	13.7	50.2	14.6	51.4	15.6	53.3	16.5	55.0	17.3	56.6
72	10.4	43.8	11.5	45.8	12.4	47.8	13.5	49.7	14.4	51.5	15.3	52.2	16.4	54.9	17.4	56.5	18.3	58.0
76	10.9	44.9	12.0	47.0	13.1	49.0	14.1	50.8	15.1	52.7	16.2	54.4	17.3	56.3	18.3	57.9	19.3	59.5
80	11.4	46.0	12.6	48.0	13.7	50.1	14.7	52.0	15.8	53.9	17.0	55.6	18.1	57.6	19.3	59.3	20.3	61.0
84	12.0	46.9	13.1	49.2	14.3	51.1	15.4	53.2	16.3	55.0	17.7	57.0	18.9	59.9	20.1	60.7	21.2	62.4
88	12.5	47.9	13.7	50.1	14.8	52.2	16.1	54.3	17.3	56.3	18.5	58.2	19.7	60.1	20.9	62.0	22.1	63.7
92	12.9	48.7	14.2	51.1	15.4	53.4	16.7	55.4	18.0	57.4	19.3	59.4	20.8	61.3	21.8	63.2	23.0	65.0
96	13.3	49.5	14.8	52.2	15.9	54.0	17.3	56.2	18.6	58.5	19.7	60.2	21.1	62.2	22.7	64.3	24.0	66.3
100	13.9	50.6	15.0	52.5	16.7	55.3	17.9	57.3	19.2	59.4	20.6	61.5	21.6	63.0	23.4	65.3	24.8	67.5
104	14.6	51.8	15.8	53.9	17.1	56.0	18.6	58.3	19.9	60.5	21.4	62.6	22.7	64.5	24.1	66.3	25.6	68.5
108	14.8	52.1	16.2	54.6	17.6	56.8	19.3	59.4	20.6	61.4	22.0	63.5	23.5	65.7	24.8	67.5	26.5	69.7
112	15.1	52.7	16.8	55.5	18.3	58.0	19.7	60.2	21.1	62.3	22.9	64.3	24.8	67.0	25.7	68.7	27.1	70.5
116	15.6	53.9	17.3	56.4	18.9	59.9	20.3	61.1	22.0	63.6	23.8	65.7	24.8	67.5	26.2	69.4	28.3	71.9
120	16.2	54.6	17.8	57.1	19.4	60.6	20.9	62.0	22.7	64.3	24.3	66.7	26.1	69.3	27.2	70.6	29.0	73.0
124	16.6	55.2	18.4	58.1	19.8	61.4	21.4	63.2	23.2	65.4	25.2	68.0	26.8	69.8	28.3	71.9	29.6	74.0
128	17.1	56.0	18.8	58.8	20.3	61.1	22.2	64.0	23.7	66.0	25.4	68.6	27.3	70.8	28.7	72.6	30.3	74.5
132	17.4	56.3	19.3	59.3	20.8	61.8	22.6	64.4	24.3	67.0	26.3	69.5	28.2	72.0	29.6	74.0	31.0	76.3
136	17.9	57.3	19.7	60.2	21.4	62.7	23.6	65.0	25.1	67.9	26.9	70.3	28.7	72.6	29.5	74.8	32.6	77.6
140	18.3	58.2	20.3	61.0	22.3	64.0	24.1	66.4	25.9	69.0	27.3	71.1	29.4	73.3	31.5	76.0	33.4	78.3
144	18.8	58.7	20.6	61.5	22.7	64.5	24.6	67.2	26.3	69.5	28.3	72.0	29.9	74.1	32.0	76.6	34.0	79.0

*Circular equivalent diameter (d). Calculated from $d = 1.3 \sqrt{\frac{ab}{a+b}}$

†Large numbers in table are duct class.

Table 6 Recommended noise criteria for rooms [3]

<i>Type of Area</i>	<i>Range of NC Criteria Curves</i>
RESIDENCES	
Private homes (rural and suburban)	20-30
Private homes (urban)	25-35
Apartment houses, 2- and 3-family units	30-40
HOTELS	
Individual rooms or suites	30-40
Ballrooms, banquet rooms	30-40
Halls and corridors, lobbies	35-45
Garages	40-50
Kitchens and laundries	40-50
HOSPITALS AND CLINICS	
Private rooms	25-35
Operating rooms, wards	30-40
Laboratories, halls and corridors	
Lobbies and waiting rooms	35-45
Washrooms and toilets	40-50
OFFICES	
Board room	20-30
Conference rooms	25-35
Executive office	30-40
Supervisor office, reception room	30-45
General open offices, drafting rooms	35-45
Halls and corridors	35-50
Tabulation and computation	40-60
	40-50
AUDITORIUMS AND MUSIC HALLS	
Concert and opera halls	
Studios for sound reproduction	15-25
Legitimate theaters, multi-purpose halls	25-30
Movie theaters, TV audience studios	
Semi-outdoor amphitheaters	30-35
Lecture halls, planetarium,	
Lobbies	35-45
CHURCHES AND SCHOOLS	
Sanctuaries	20-30
Libraries	30-40
Schools and classrooms	30-40
Laboratories	35-45
Recreation halls	35-50
Corridors and halls	35-50
Kitchens	40-50
PUBLIC BUILDINGS	
Public libraries, museums, court rooms	30-40
Post office, general banking areas, lobbies	35-45
Washrooms and toilets	40-50
RESTAURANTS, CAFETERIAS, LOUNGES	
Restaurants	35-45
Cocktail lounges	35-50
Night clubs	35-45
Cafeterias	40-50
STORES, RETAIL	
Clothing stores	35-45
Department stores (upper floors)	
Department stores (main floor)	40-50
Small retail stores	
Supermarkets	40-50
SPORTS ACTIVITIES, INDOOR	
Coliseums	30-40
Bowling alleys, gymnasiums	35-45
Swimming pools	40-55
TRANSPORTATION (RAIL, BUS, PLANE)	
Ticket sales offices	30-40
Lounges and waiting rooms	35-50

TABLE 7—RECOMMENDED MAXIMUM DUCT VELOCITIES FOR LOW VELOCITY SYSTEMS (FPM)

APPLICATION	CONTROLLING FACTOR NOISE GENERATION Male Ducts	CONTROLLING FACTOR—DUCT FRICTION			
		Main Ducts		Branch Ducts	
		Supply	Return	Supply	Return
Residences	600	1000	800	600	600
Apartments Hotel Bedrooms Hospital Bedrooms	1000	1500	1300	1200	1000
Private Offices Doctors Rooms Libraries	1200	2000	1500	1600	1200
Theatres Auditoriums	800	1300	1100	1000	800
General Offices High Class Restaurants High Class Stores Banks	1500	2000	1500	1600	1200
Average Stores Cafeterias	1800	2000	1500	1600	1200
Industrial	2500	3000	1800	2200	1500

TABLE 8—VELOCITY PRESSURES

VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)	VELOCITY PRESSURE (in. wg)	VELOCITY (Ft/Min)
.01	400	.29	2150	.88	3050	1.28	4530
.02	563	.30	2190	.89	3100	1.33	4600
.03	693	.31	2230	.92	3150	1.36	4670
.04	800	.32	2260	.94	3200	1.40	4730
.05	893	.33	2300	.96	3250	1.44	4800
.06	980	.34	2330	.98	3300	1.48	4870
.07	1060	.35	2370	.99	3350	1.52	4930
.08	1130	.36	2400	.99	3390	1.56	5000
.09	1200	.37	2440	.99	3440	1.60	5060
.10	1270	.38	2470	.99	3490	1.64	5120
.11	1330	.39	2500	.99	3530	1.68	5190
.12	1390	.40	2530	.99	3580	1.72	5250
.13	1440	.41	2560	.99	3620	1.76	5310
.14	1500	.42	2590	.99	3670	1.80	5370
.15	1550	.43	2620	.99	3710	1.84	5430
.16	1600	.44	2650	.99	3750	1.88	5490
.17	1650	.45	2680	.99	3790	1.92	5550
.18	1700	.46	2710	.99	3840	1.96	5600
.19	1740	.47	2740	.99	3880	2.00	5660
.20	1790	.48	2770	.99	3920	2.04	5710
.21	1830	.49	2800	.99	3960	2.08	5770
.22	1880	.50	2830	1.00	4000	2.12	5830
.23	1930	.51	2860	1.04	4080	2.16	5880
.24	1960	.52	2880	1.08	4160	2.20	5940
.25	2000	.53	2910	1.12	4230	2.24	5990
.26	2040	.54	2940	1.16	4310	2.28	6040
.27	2080	.55	2970	1.20	4380		
.28	2120	.56	2990	1.24	4460		

NOTE 1. Data for standard air (29.92 in. Hg and 70 F)

2. Data derived from the following equation:

$$P = \left(\frac{V}{4005} \right)^2$$

where: V = velocity in fpm.

P = pressure difference termed "velocity head" (in. wg).

TABLE 10—VALVE LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE

Screwed, Welded, Flanged, and Flared Connections

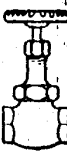
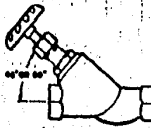

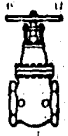



NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (In.)	GLOBE	45°-V		ANGLE	SAFETY	SWING CHECK	Y-TYPE STRAIGHT		LIFT CHECK
									
							Flanged End	Screwed End	
1/8	17	8	7	6	0.6	5	—	—	Globe & Vertical Lift Same as Globe Valve**
1/4	18	9	7	7	0.7	6	—	3	
3/8	22	11	9	9	0.9	8	—	4	
1	29	15	12	12	1.0	10	—	5	
1 1/4	38	20	15	15	1.3	14	—	9	
1 1/2	43	24	18	18	1.8	16	—	10	
2	55	30	24	24	2.3	20	27	14	
2 1/2	69	35	29	29	2.8	25	28	20	
3	84	43	33	33	3.2	30	42	40	
3 1/2	100	50	41	41	4.0	35	48	—	
4	120	58	47	47	4.3	40	60	—	
5	140	71	58	58	6	50	80	—	
6	170	88	70	70	7	60	110	—	
8	220	115	85	85	9	80	150	—	
10	280	145	105	105	12	100	190	—	
12	320	165	130	130	13	120	230	—	Angle Lift Same as Angle Valve
14	360	185	155	155	15	135	—	—	
16	410	210	180	180	17	150	—	—	
18	460	240	200	200	19	165	—	—	
20	520	275	235	235	22	200	—	—	
24	610	320	265	265	25	240	—	—	

TABLE 11—FITTING LOSSES IN EQUIVALENT FEET OF PIPE

Screwed, Welded, Flanged, Flared, and Brazed Connections











NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE (In.)	SMOOTH BEND ELBOW							SMOOTH BEND TEES		
	90° Std?	90° Long End?	90° Street?	45° Std?	45° Street?	180° Std?	Flow-Thru Branch	Straight-Thru Flow		
										
1/8	1.4	0.9	3.3	0.7	1.1	2.3	2.7	0.9	1.2	1.4
1/4	1.6	1.0	2.3	0.8	1.3	2.5	3.0	1.0	1.4	1.6
3/8	2.0	1.4	3.2	0.9	1.6	3.2	4.0	1.4	1.9	2.0
1	2.6	1.7	4.1	1.3	2.1	4.1	5.0	1.7	2.3	2.6
1 1/4	3.3	2.3	5.4	1.7	3.0	5.6	7.0	2.3	3.1	3.3
1 1/2	4.0	2.6	6.3	2.1	3.4	6.3	8.0	2.6	3.7	4.0
2	5.0	3.3	8.1	2.4	4.3	8.3	10	3.3	4.7	5.0
2 1/2	6.0	4.1	10	3.2	5.2	10	12	4.1	5.6	6.0
3	7.3	5.0	12	4.0	6.4	12	15	5.0	7.0	7.3
3 1/2	9.0	5.9	15	4.7	7.3	15	18	5.9	8.0	9.0
4	10	6.7	17	5.2	8.4	17	21	6.7	9.0	10
5	13	8.3	21	6.3	11	21	25	8.2	12	13
6	16	10	25	7.9	13	25	30	10	14	16
8	20	13	—	10	17	33	40	13	18	20
10	25	16	—	13	—	42	50	16	23	25
12	30	19	—	16	—	50	60	19	26	30
14	34	23	—	18	—	55	68	23	30	34
16	38	26	—	20	—	62	76	26	35	38
18	42	29	—	23	—	70	83	29	40	42
20	50	35	—	26	—	81	100	35	44	50
24	60	40	—	30	—	94	115	40	50	60

TABLA 11. FACTORES DE SUCIEDAD
 Temperatura del agua: 2 a 82 °C
 Temperatura del medio: -18 a 115 °C

SISTEMA O MANANTIAL	FACTORES DE SUCIEDAD
Sistemas cerrados de agua recirculada	
Agua enfriada	
Enfriador de agua	0,0008
Serpentines**	-
Agua caliente	
Intercambiadores de calor vapor-agua	0,001
Serpentines**	-
Sistemas abiertos de agua recirculada	
Lavadores de aire	
Agua tratada y limpia	0,0008-0,001
Agua limpia y no tratada	0,001-0,002
Acacia, hilos, etc. en el agua tratada	0,001-0,0028
Torres de enfriamiento	
Agua tratada	0,0008
Agua no tratada	0,0008-0,003
Agua parcialmente tratada	
(Pequeños sistemas, 18.000-228.000 l/h)	
Alcalinidad, 0-128 mg/l agua de depósito	0,001-0,0018
128-200 " " " "	0,001-0,002
200-300 " " " "	0,002-0,003
Sistemas de condensador sin recirculación	
Agua de mar	0,0008-0,002
Agua salobre	0,0008-0,008
Agua de los grandes lagos	0,001-0,002
Agua de río	0,001-0,003
Agua langosta o blanca	0,002-0,003
Agua superficial o de pozos, empleando poliofosfatos	
Alcalinidad, 0-190 mg/l	0,001-0,0018
190-300 " " "	0,001-0,002
300-450 " " "	0,002-0,003

- * Estos factores de suciedad son para el enfriador o para el condensador.
- ** Estos factores normalmente no se usan en los serpentines de agua fría o caliente porque la reducción en el rendimiento es aproximadamente de un 1 % incluso con un factor de 0,001.
- *** Utilizando un drenaje de 1,5 a 2 veces la velocidad de evaporación (ciclos de concentración de 1,50 a 1,80).

NOTAS:

- Utilizar en los tubos no férreos y en los de acero inoxidable una velocidad de agua superior a 1 m/s.
- Basado en la experiencia Cowler, y algunos datos de la 4.ª edición, 1969, de las Normas de TEMA (Tubular Exchanger Manufacturer's Association).

TABLE 13—RECOMMENDED WATER VELOCITY

SERVICE	VELOCITY RANGE (fps)
Pump discharge	9-13
Pump suction	4-7
Drain line	4-7
Header	4-15
Riser	3-10
General service	3-10
City water	3-7

TABLE 14—MAXIMUM WATER VELOCITY TO MINIMIZE EROSION

NORMAL OPERATION hr/year	WATER VELOCITY (fps)
1900	13
3000	14
3000	13
4000	13
4000	10
6000	8

TABLE 15—EXPANSION OF WATER
(Above 40 F)

TEMP (F)	VOLUME INCREASE (%)	TEMP (F)	VOLUME INCREASE (%)
100	0	275	6,8
125	1,2	300	8,3
150	1,9	325	9,9
175	2,9	350	11,3
200	3,8	375	13,0
225	4,5	400	15,0
250	5,6		

**TABLE 16—OVER-ALL FACTORS FOR SOLAR HEAT GAIN THRU GLASS
WITH AND WITHOUT SHADING DEVICES***

Apply Factors to Table 15

Outdoor wind velocity, 5 mph — Angle of Incidence, 30° — Shading devices fully covering window

TYPE OF GLASS	GLASS FACTOR NO SHADE	INSIDE VENETIAN BLIND ^a 45° horiz. or vertical or ROLLER SHADE			OUTSIDE VENETIAN BLIND 45° horiz. slat.		OUTSIDE SHADING SCREEN ^b 17° horiz. slat.		OUTSIDE AWNING ^c vert. slat. @ top	
		Light Color	Medium Color	Dark Color	Light Color	Light on Outside Dark on Inside	Medium ^d Color	Dark ^e Color	Light Color	Med. or Dark Color
		ORDINARY GLASS	1.00	.84	.65	.75	.15	.13	.22	.15
REGULAR PLATE (1/4 inch)	.94	.84	.65	.74	.14	.12	.21	.14	.19	.24
HEAT ABSORBING GLASS^{††}										
40 to 48% Absorbing	.80	.64	.62	.72	.12	.11	.19	.12	.16	.20
48 to 56% Absorbing	.73	.63	.59	.62	.11	.10	.16	.11	.15	.19
56 to 70% Absorbing	.62	.61	.54	.56	.10	.10	.14	.10	.12	.16
DOUBLE PANE										
Ordinary Glass	.90	.84	.61	.67	.14	.12	.20	.14	.16	.22
Regular Plate	.90	.83	.59	.65	.12	.11	.18	.12	.16	.20
40 to 56% Absorbing outside; Ordinary Glass inside.	.82	.84	.59	.63	.10	.10	.11	.10	.10	.13
40 to 56% Absorbing outside; Regular Plate inside.	.80	.84	.54	.63	.10	.10	.11	.10	.10	.12
TRIPLE PANE										
Ordinary Glass	.83	.84	.56	.64	.12	.11	.16	.12	.16	.20
Regular Plate	.69	.87	.62	.67	.10	.10	.16	.10	.14	.17
PAINTED GLASS[†]										
Light Color	.28									
Medium Color	.39									
Dark Color	.50									
STAINED GLASS^{††}										
Ambic Color	.70									
Dark Red	.56									
Dark Blue	.60									
Dark Green	.62									
Grayed Green	.46									
Light Opalescent	.43									
Dark Opalescent	.37									

Footnotes for Table 16 appear on next page.

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

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

CRITERIOS RECOMENDADOS PARA DETERMINAR EL MES Y LA HORA DE MÁXIMA CARGA PARA EL CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.

El mes y hora de carga máxima va a variar según la orientación y el tipo de exterior del edificio (ventanas, paredes, marquesinas, techo etc) es difícil poder determinar con exactitud el mes y hora de máxima carga pero en la información que continúa, se ha tratado de dar aquellos que tienen mayor posibilidad. En casos de existir dudas se sugiere hacer -- un segundo y quizás tercer cómputo si se trata de instalaciones críticas.

Edificios con una orientación predominante sobre la cual existen ventanas posiblemente tendrá su pico de carga según la siguiente tabla:

ORIENTACION PREDOMINANTE

Norte
Este
Oeste
Sur
N.E.
N.O.
S.E.
S.O.

PREPARAR CÁLCULO PARA:

Junio 3 P.M.
Agosto 9 A.M.
Agosto 6 P.M.
Diciembre 1 P.M.
Junio 9 A.M.
Junio 5 P.M.
Octubre 11 A.M.
Octubre 4 P.M.

Si el área de ventanas es más ó menos igual en todas las orientaciones se sugiere hacer el cálculo para Agosto a las 4:00 P.M. Para ambientes que tienen ventanas en solo dos orientaciones (edificios en esquina), y ambas ventanas son de igual área, se sugiere los siguientes meses y horas:


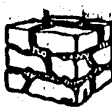
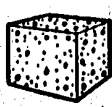

Norte y Sur
Este y Oeste
Norte y Este
Norte y Oeste
Sur y Este
Sur y Oeste

Diciembre 1 P.M.
Agosto 4 P.M.
Julio 9 A.M.
Julio 5 P.M.
Octubre 10 A.M.
Septiembre 4 P.M.

Construcciones con ventanas unicamente en caras opuestas del edificio -- posiblemente tendrán su pico en Agosto 4:00 P.M., si las ventanas están al Oriente y Poniente y en Diciembre a las 1:00 P.M. si están al Norte y Sur.

TABLE 21—TRANSMISSION COEFFICIENT U—MASONRY WALLS*
FOR SUMMER AND WINTER
BTU/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

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

EXTERIOR FINISH	THICK- NESS, (inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	INTERIOR FINISH										
		None	1/2" Gypsum Board (Plaster Board) (2)		1/2" Plaster on Wall		Metal Lath Plastered on Furring		1/2" Gypsum or Wood Lath Plastered on Furring		Insulating Board Plaster or Plastered on Furring	
			Sand App (6)	U. Wt. App. (3)	1/2" Sand Plaster(7)	1/2" U. Wt. Plaster(3)	1/2" Sand Plaster(7)	1/2" U. Wt. Plaster(3)	1/2" Board (2)	1" Board (4)		
SOLID BRICK 	Face & Common	8 (97)	.48	.41	.43	.41	.31	.28	.29	.27	.22	.18
		12 (123)	.33	.31	.33	.30	.23	.23	.23	.22	.19	.14
	Common Only	8 (10)	.41	.33	.35	.33	.28	.28	.26	.25	.21	.18
		12 (120)	.29	.28	.30	.27	.23	.22	.22	.21	.18	.14
STONE 	8 (100)	.57	.53	.53	.53	.39	.34	.33	.32	.26	.18	
	12 (130)	.33	.47	.52	.46	.34	.31	.31	.29	.24	.17	
	16 (200)	.47	.41	.43	.40	.31	.28	.28	.27	.23	.16	
	24 (300)	.36	.32	.33	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.13	
ADOBE-BLOCKS OR BRICK	8 (36)	.34	.30	.32	.30	.23	.23	.23	.22	.18	.12	
	12 (40)	.23	.23	.24	.23	.20	.18	.18	.18	.15	.14	
POURED CONCRETE 	140 lb/cu ft	8 (70)	.73	.55	.49	.58	.41	.34	.37	.34	.27	.18
		8 (93)	.47	.44	.43	.53	.39	.34	.35	.32	.26	.17
		10 (117)	.61	.49	.57	.49	.34	.32	.33	.31	.25	.16
	12 (140)	.53	.40	.52	.45	.34	.31	.31	.29	.23	.16	
120 lb/cu ft	8 (40)	.31	.28	.30	.27	.23	.21	.22	.21	.18	.14	
	8 (33)	.23	.23	.24	.23	.19	.18	.18	.18	.16	.12	
	10 (44)	.31	.19	.30	.19	.17	.16	.13	.14	.14	.11	
80 lb/cu ft	8 (13)	.13	.13	.13	.13	.12	.11	.11	.11	.13	.09	
	8 (20)	.10	.10	.10	.10	.09	.09	.09	.09	.10	.07	
HOLLOW CONCRETE BLOCKS 	Sand & Gravel Agg	8 (43)	.52	.44	.46	.43	.33	.29	.30	.28	.23	.17
		12 (63)	.47	.41	.43	.40	.31	.28	.28	.27	.22	.16
	Clean Agg	8 (37)	.39	.39	.37	.34	.27	.25	.25	.24	.20	.15
		12 (53)	.36	.33	.33	.32	.26	.24	.23	.23	.19	.15
U. Wt. Agg	8 (32)	.38	.32	.34	.31	.24	.23	.24	.22	.19	.13	
	12 (43)	.32	.29	.31	.28	.24	.22	.22	.21	.18	.14	
STUCCO ON HOLLOW CLAY TILE	8 (39)	.36	.32	.34	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15	
	10 (44)	.32	.29	.31	.28	.23	.22	.22	.21	.18	.14	
	12 (49)	.29	.27	.28	.26	.22	.20	.21	.20	.17	.13	

1968 ASHRAE GUIDE



Equation: Heat Gain, BTU/hr = (Area, sq ft) x (U value) x (equivalent temp diff, Table 19)
 Heat Loss, BTU/hr = (Area, sq ft) x (U value) x (outdoor temp - inside temp)

*For addition of insulation and air spaces to above walls, refer to Table 31, page 78.

TABLE 22.—TRANSMISSION COEFFICIENT U—MASONRY VENEER WALLS*

FOR FURNACE AND WHITES
 Btu/(hr) (sq ft) (deg F temp diff)

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

EXTERIOR FINISH	BACKING	THICK- NESS (inches) and WEIGHT (lb per sq ft)	INTERIOR FINISH									
			None	Gypsum Board (Plaster Board) (1)	1/2" Plaster 7 1/2" W.G.		Metal Lath Plastered on Furring		1/2" Gypsum or Wood Lath Plastered on Furring		Insulating Board Plain or Plastered on Furring	
					Sand Agg (2)	Li Wt Agg (3)	1/2" Sand Plaster(2)	1/2" Li Wt Plaster(3)	1/2" Sand Plaster(2)	1/2" Li Wt Plaster(3)	1/2" Board (2)	1" Board (4)
 4" Face Brick (43) —or— 8" Stone (30) —or— Precast Concrete (Sand Agg) 4" & 6" (89) (39)	Concrete Block (Cinder Agg)	4 (20)	.41	.37	.31	.33	.28	.26	.26	.23	.31	.16
		8 (37)	.33	.30	.33	.29	.24	.22	.23	.21	.18	.14
		12 (53)	.31	.29	.34	.29	.23	.21	.22	.21	.18	.14
	(Li Wt Agg)	4 (17)	.38	.32	.34	.31	.28	.23	.24	.22	.19	.15
		8 (32)	.30	.28	.34	.27	.23	.21	.21	.20	.17	.14
		12 (48)	.29	.26	.27	.25	.21	.20	.20	.19	.17	.13
	(Sand & Gravel Agg)	4 (23)	.49	.44	.46	.41	.32	.29	.29	.27	.22	.17
		8 (43)	.41	.37	.39	.35	.28	.26	.26	.23	.21	.16
		12 (63)	.39	.35	.37	.33	.27	.25	.25	.24	.20	.15
	Hollow Clay Tile	4 (16)	.41	.37	.39	.35	.28	.26	.26	.23	.21	.16
8 (31)		.31	.29	.30	.28	.23	.22	.22	.21	.18	.14	
12 (46)		.26	.23	.23	.24	.20	.19	.19	.18	.16	.13	
Concrete (Li Wt Agg) 90 lb/cu ft	4 (26)	.35	.31	.34	.31	.25	.23	.24	.22	.19	.15	
	8 (40)	.27	.23	.27	.23	.21	.20	.20	.19	.16	.13	
	8 (34)	.22	.21	.22	.21	.18	.17	.17	.16	.14	.12	
(Sand & Gravel Agg)	4 (47)	.50	.43	.46	.49	.36	.32	.33	.31	.25	.18	
	8 (70)	.35	.29	.32	.28	.24	.23	.23	.22	.24	.17	
	8 (93)	.31	.25	.28	.22	.22	.20	.20	.20	.23	.17	
Common Brick	4 (40)	.49	.42	.46	.41	.32	.29	.29	.27	.22	.16	
	8 (80)	.35	.31	.34	.31	.25	.23	.24	.22	.19	.15	
 4" Common Brick (40) —or— Precast Concrete (Sand Agg) 6" & 10" (79) (98) —or— 4" Concrete Block (23) (Sand Agg) —or— 8" Stone (100)	Concrete Block (Cinder Agg)	4 (20)	.36	.33	.33	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15
		8 (37)	.29	.28	.29	.28	.22	.21	.21	.20	.17	.14
		12 (53)	.28	.26	.27	.25	.21	.20	.20	.19	.17	.13
	(Li Wt Agg)	4 (17)	.32	.29	.30	.28	.23	.22	.22	.21	.18	.14
		8 (32)	.27	.26	.26	.25	.21	.20	.20	.19	.17	.13
		12 (48)	.25	.24	.25	.23	.20	.19	.19	.18	.16	.13
	(Sand & Gravel Agg)	4 (23)	.42	.38	.40	.36	.29	.26	.27	.25	.21	.16
		8 (43)	.36	.33	.33	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15
		12 (63)	.34	.32	.33	.30	.25	.23	.23	.22	.19	.15
	Hollow Clay Tile	4 (16)	.36	.33	.33	.32	.26	.24	.24	.23	.19	.15
8 (31)		.28	.27	.28	.26	.22	.20	.20	.19	.17	.13	
12 (46)		.24	.23	.23	.22	.19	.18	.18	.17	.15	.12	
Concrete (Li Wt Agg) 90 lb/cu ft	4 (26)	.32	.29	.30	.28	.23	.22	.22	.21	.18	.14	
	8 (40)	.23	.23	.23	.23	.20	.19	.19	.18	.15	.13	
	8 (34)	.21	.20	.20	.19	.17	.16	.16	.16	.14	.11	
(Sand & Gravel Agg)	4 (47)	.50	.43	.46	.42	.32	.29	.30	.28	.23	.17	
	8 (70)	.47	.42	.44	.39	.31	.28	.28	.27	.23	.17	
	8 (93)	.43	.40	.41	.37	.29	.27	.27	.26	.21	.16	
Common Brick	4 (40)	.42	.37	.40	.36	.29	.26	.27	.26	.21	.16	
	8 (80)	.32	.29	.30	.28	.23	.22	.22	.21	.18	.14	

1938 ASHRAE Guide

Equation: Heat Gain, Btu/hr = (Area, sq ft) × (U value) × (equivalent temp diff, Table 19)

Heat Loss, Btu/hr = (Area, sq ft) × (U value) × (outdoor temp - indoor temp)


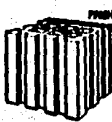

*For addition of insulation and air spaces to walls, refer to Table 31, page 74.

TABLE 26—TRANSMISSION COEFFICIENT U—MASONRY PARTITIONS*

FOR SUMMER AND WINTER

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

All numbers in parentheses indicate weight per sq ft. Total weight per sq ft is sum of masonry unit and finish X 1 or 2 (finished one or both sides).

RACKING	THICK- NESS (inches) and WEIGHT (per sq ft)	Both Sides Un- finished	No. of Sides Finished	FINISH									
				3/8" Gypsum Board (Plaster Board) (2)	1/2" Plaster on Wall		Metal Lath Plastered on Furring		3/8" Gypsum or Wood Lath Plastered on Furring		Insulating Board Plain or Plastered on Furring		
					Sand Agg (6)	Li Wt Agg (3)	3/4" Sand Plaster(7)	3/4" Li Wt Plaster(3)	1/2" Sand Plaster(7)	1/2" Li Wt Plaster(2)	3/4" Board(2)	1" Board(4)	
													U
HOLLOW CONCRETE BLOCK  Cinder Agg	3 (17)	.45	One Both	.39 .35	.43 .41	.38 .33	.30 .23	.27 .20	.28 .20	.24 .18	.21 .14	.16 .10	
	4 (26)	.40	One Both	.36 .32	.39 .37	.35 .31	.28 .21	.26 .19	.26 .19	.25 .18	.20 .15	.15 .11	
	6 (37)	.32	One Both	.29 .27	.31 .30	.29 .26	.24 .19	.22 .17	.22 .17	.21 .16	.18 .12	.14 .09	
	12 (53)	.31	One Both	.28 .26	.30 .29	.27 .25	.23 .18	.21 .16	.22 .17	.21 .15	.17 .12	.14 .09	
	3 (15)	.38	One Both	.34 .31	.36 .35	.33 .30	.27 .21	.25 .18	.25 .19	.24 .17	.20 .13	.15 .09	
	4 (17)	.35	One Both	.31 .29	.34 .32	.31 .27	.25 .20	.23 .17	.23 .17	.22 .16	.19 .13	.15 .09	
Li Wt Agg Sand & Gravel Agg	6 (52)	.50	One Both	.27 .25	.29 .28	.27 .24	.22 .18	.21 .16	.21 .16	.20 .15	.17 .12	.14 .08	
	12 (45)	.28	One Both	.25 .23	.27 .26	.25 .23	.21 .17	.20 .15	.20 .15	.19 .13	.16 .12	.13 .08	
	6 (43)	.40	One Both	.36 .32	.39 .37	.35 .31	.28 .21	.26 .19	.26 .19	.25 .18	.20 .13	.15 .11	
	12 (63)	.38	One Both	.34 .30	.36 .35	.33 .29	.27 .21	.25 .18	.25 .19	.24 .17	.19 .13	.15 .09	
	3 (15)	.46	One Both	.40 .36	.44 .42	.39 .34	.31 .23	.28 .20	.28 .20	.27 .19	.23 .14	.18 .10	
	4 (16)	.40	One Both	.36 .32	.39 .37	.35 .31	.28 .21	.26 .19	.26 .19	.25 .18	.20 .13	.15 .11	
HOLLOW CLAY TILE 	6 (23)	.35	One Both	.31 .28	.33 .32	.31 .27	.25 .20	.23 .17	.23 .18	.22 .16	.19 .13	.13 .09	
	6 (30)	.31	One Both	.28 .26	.30 .29	.28 .25	.23 .18	.22 .16	.22 .17	.21 .16	.18 .13	.14 .09	
	3 (9)	.37	One Both	.33 .30	.35 .34	.32 .29	.26 .20	.24 .18	.24 .18	.23 .15	.19 .13	.15 .09	
	4 (13)	.35	One Both	.30 .27	.32 .31	.29 .26	.24 .19	.22 .17	.22 .17	.22 .16	.18 .12	.14 .09	
	SOLID GYPSUM PLASTER 	1 1/2					.61 (15)	.43 (6)					
		2					.58 (18)	.38 (8)					
2 1/4						.55 (22)	.34 (9)						

1958 ASHRAE Guide

Equation: Partitions, unconditioned space adjacent: Heat Gain or Loss, Btu/hr = (Area, sq ft) x (U value) x (outdoor temp—inside temp—3 F).

Partitions, kitchen or boiler room adjacent: Heat Gain or Loss, Btu/hr = (Area, sq ft) x (U value)

x (actual temp diff or outdoor temp—inside temp + 15 F to 25 F).

*For addition of insulation and air spaces to partitions, refer to Table 31, page 73.

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

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

U VALUE OF ROOF BEFORE ADDING ROOF DECK INSULATION	Addition of Roof Deck Insulation Thickness (in.)					
	½	1	1½	2	2½	3
.60	.33	.22	.17	.14	.13	.10
.80	.29	.21	.16	.14	.12	.10
.40	.26	.19	.15	.13	.11	.09
.35	.24	.18	.14	.12	.10	.09
.30	.21	.16	.13	.12	.10	.09
.25	.19	.15	.12	.11	.09	.08
.20	.16	.13	.11	.10	.09	.08
.18	.12	.11	.09	.08	.08	.07
.10	.09	.08	.07	.07	.06	.05

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

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

	GLASS										
	Vertical Glass							Horizontal Glass			
	Single	Double			Triple			Single		Double (½")	
Air Space Thickness (in.)	½	¾	¾-4	¾	¾	¾-4	Summer	Winter	Summer	Winter	
Without Storm Windows	1.13	0.61	0.51	0.53	0.41	0.36	0.34	0.66	1.60	0.90	0.70
With Storm Windows	0.34							0.43	0.44		

DOORS

Nominal Thickness of Wood (Inches)	U Exposed Door	U With Storm Door
1	0.69	0.35
1½	0.39	0.32
1½	0.37	0.30
1½	0.31	0.30
2	0.46	0.28
2½	0.38	0.29
3	0.33	0.23
Glass (½" Hercules)	1.03	0.43

HOLLOW GLASS BLOCK WALLS

Description*	U
9½x9½x3½" Thick—Nominal Size 6x6x4 (14)	0.60
7½x7½x3½" Thick—Nominal Size 8x8x4 (14)	0.36
11½x11½x3½" Thick—Nominal Size 12x12x4 (16)	0.32
7½x7½x3½" Thick with glass fiber screen dividing the cavity (14)	0.46
11½x11½x3½" Thick with glass fiber screen dividing the cavity (16)	0.44

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

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

TABLE 34—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THERM. RESIST. (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness $\frac{1}{2}$	Per Listed Thickness $\frac{1}{2}$
BUILDING MATERIALS.						
BUILDING BOARD Boards, Panels, Sheathing, etc	Asbestos-Cement Board	1/4	120	—	0.25	—
	Asbestos-Cement Board	1/2	120	1.35	—	0.03
	Gypsum or Plaster Board	1/2	90	1.50	—	0.32
	Gypsum or Plaster Board	5/8	90	2.00	—	0.45
	Plywood	1/4	34	—	1.25	—
	Plywood	1/2	34	0.71	—	0.31
	Plywood	5/8	34	1.02	—	0.47
	Plywood	3/4	34	1.46	—	0.63
	Plywood or Wood Panels	3/4	34	2.13	—	0.94
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous	1/2	26	—	2.30	—
			31	—	2.00	—
		Wood Fiber, Hardboard Type	1/2	65	—	0.72
	Wood Fiber, Hardboard Type	3/4	65	1.35	—	0.18
	Wood, Fir or Pine Sheathing	1 1/2	32	2.00	—	0.90
	Wood, Fir or Pine	1 1/2	32	4.34	—	2.03
BUILDING PAPER	Vapor Permeable Felt	—	—	—	—	0.04
	Vapor Seal, 2 Layers of Mopped 15 lb felt	—	—	—	—	0.12
	Vapor Seal, Plastic Film	—	—	—	—	Negl
WOODS	Maple, Oak, and Similar Hardwoods	—	45	—	0.91	—
	Fir, Pine, and Similar Softwoods	—	32	—	1.25	—
MASONRY UNITS	Brick, Common	4	120	40	—	.80
	Brick, Face	4	130	43	—	.44
	Clay Tile, Hollow:					
	1 Cell Deep	3	60	15	—	0.60
	1 Cell Deep	4	48	16	—	1.11
	2 Cells Deep	6	30	25	—	1.32
	2 Cells Deep	8	45	30	—	1.83
	2 Cells Deep	10	42	35	—	2.22
	3 Cells Deep	12	40	40	—	2.50
	Concrete Blocks, Three Oval Core	3	74	19	—	0.40
	Sand & Gravel Aggregate	4	49	23	—	0.71
		6	44	32	—	0.91
		8	44	43	—	1.11
		12	63	63	—	1.28
	Chder Aggregate	3	66	17	—	0.66
		4	60	20	—	1.11
		6	34	37	—	1.30
		8	36	37	—	1.72
		12	53	53	—	1.89
	Lightweight Aggregate (Expanded Shale, Clay, Slate or Slag; Pumcke)	3	60	15	—	1.37
		4	32	17	—	1.50
		6	48	33	—	2.00
		12	45	45	—	2.37
	Gypsum Partition Tile:					
	3" x 12" x 30" solid	3	45	11	—	1.26
	3" x 12" x 30" 4-cell	3	35	9	—	1.35
	4" x 12" x 30" 3-cell	4	38	13	—	1.67
Stone, Lime or Sand	—	150	—	—	0.08	—

TABLE 34—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R		
					Per Inch Thickness $\frac{1}{t}$	Per Listed Thickness $\frac{1}{t}$	
BUILDING MATERIALS, (CONT.)							
MASONRY MATERIALS Concretes	Cement Mortar		116	—	0.20	—	
	Gypsum-Fiber Concrete (7 1/2% gypsum, 12 1/2% wood chips)		91	—	0.40	—	
	Lightweight Aggregates including Expanded Shale, Clay or Slate Expanded Slag Cinders Pumice Perlite Vermiculite Also, Cellular Concretes		120	—	0.19	—	
			100	—	0.28	—	
			80	—	0.40	—	
			40	—	0.59	—	
			40	—	0.84	—	
			30	—	1.11	—	
		20	—	1.43	—		
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Oven Dried)		140	—	0.11	—	
Sand & Gravel or Stone Aggregate (Not Dried)		140	—	0.08	—		
Stucco		116	—	0.20	—		
PLASTERING MATERIALS	Cement Plaster, Sand Aggregate		116	—	0.20	—	
	Sand Aggregate	3/4	116	4.8	—	0.10	
	Sand Aggregate	3/4	116	7.2	—	0.15	
	Gypsum Plaster lightweight Aggregate lightweight Aggregate lightweight Aggregate on Metal Lath Perlite Aggregate Sand Aggregate Sand Aggregate Sand Aggregate Sand Aggregate on Metal Lath Sand Aggregate on Wood Lath Vermiculite Aggregate		3/4	45	1.88	—	0.32
			3/4	45	2.34	—	0.39
			3/4	45	2.80	—	0.47
			3/4	45	—	0.67	—
			105	—	0.18	—	
			3/4	105	4.4	—	0.09
			3/4	105	5.5	—	0.11
		3/4	105	6.6	—	0.13	
		3/4	105	—	0.40	—	
		45	—	0.59	—		
ROOFING	Asbestos-Cement Shingles		120	—	—	0.21	
	Asphalt Roll Roofing		70	—	—	0.15	
	Asphalt Shingles		70	—	—	0.44	
	Built-up Roofing	3/4	70	2.2	—	0.33	
	Slate	3/4	201	8.4	—	0.05	
	Sheet Metal		—	—	Negl	—	
	Wood Shingles		40	—	—	0.94	
SIDING MATERIALS (On Flat Surface)	Shingles	Wood, 16", 7 1/2" exposure	—	—	—	0.07	
		Wood, Double, 16", 12" exposure	—	—	—	1.19	
		Wood, Plus Insul Backer Board, 3/4"	—	—	—	1.40	
	Siding	Asbestos-Cement, 3/4" lapped	—	—	—	—	0.21
		Asphalt Roll Siding	—	—	—	—	0.15
		Asphalt Insul Siding, 1/2" Board	—	—	—	—	1.45
		Wood, Drop, 1 1/2"	—	—	—	—	0.79
		Wood, Bevel, 1/2" x 8", lapped	—	—	—	—	0.81
		Wood, Bevel, 3/4" x 10", lapped	—	—	—	—	1.05
		Wood, Plywood, 3/4", lapped	—	—	—	—	0.39
		Structural Glass	—	—	—	—	0.10
	FLOORING MATERIALS	Asphalt Tile	3/4	120	1.28	—	0.04
		Carpet and Fibrous Pad	—	—	—	—	2.08
		Carpet and Rubber Pad	—	—	—	—	1.23
		Ceramic Tile	1	—	—	—	0.08
Cork Tile		—	25	—	—	—	
Cork Tile		3/4	25	0.26	—	0.26	
Felt, Flooring		—	—	—	—	0.06	
Floor Tile		3/4	—	—	—	0.03	
Linoleum		3/4	80	0.93	—	0.08	
Plywood Subfloor		3/4	34	1.77	—	0.78	
Rubber or Plastic Tile		3/4	110	1.15	—	0.03	
Terrazzo		1	140	11.7	—	0.08	
Wood Subfloor		1 1/2	32	3.08	—	0.99	
Wood, Hardwood Finish		3/4	49	2.81	—	0.68	

TABLE 34—THERMAL RESISTANCES R—BUILDING AND INSULATING MATERIALS (Contd)

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICK- NESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness $\frac{1}{2}$ R	For Listed Thickness $\frac{1}{2}$ R
INSULATING MATERIALS						
BLANKET AND BATT*	Cotton Fiber		0.8 - 2.0	—	3.85	—
	Mineral Wool, Fibrous Form, Processed From Rock, Slag, or Glass		1.5 - 4.0	—	3.70	—
	Wood Fiber Wood Fiber, Multi-layer Stitched Expanded		3.2 - 3.6 1.5 - 2.0	—	4.00 3.70	—
BOARD AND SLABS	Glass Fiber		9.5	—	4.00	—
	Wood or Cane Fiber Acoustical Tile	$\frac{1}{2}$	22.4	.93	—	1.19
	Acoustical Tile	$\frac{3}{8}$	22.4	1.4	—	1.78
	Interior Finish (Tile, Lath, Plank)	$\frac{1}{2}$	15.0	—	2.86	—
	Interior Finish (Tile, Lath, Plank)	$\frac{1}{2}$	15.0	0.62	—	1.43
	Roof Deck Slab Sheathing (Impreg or Coated)	$\frac{1}{2}$	20.0	—	2.63	—
	Sheathing (Impreg or Coated)	$\frac{1}{2}$	20.0	0.83	—	1.32
	Sheathing (Impreg or Coated)	$\frac{3}{8}$	20.0	1.31	—	2.06
	Cellular Glass Cork Board (Without Added Binder)		9.0 6.1 - 8.6	—	2.50 3.70	—
	Hog Hair (With Asphalt Binder)		8.5	—	3.00	—
Plastic (Foamed)		1.82	—	3.45	—	
Wood Shredded (Cemented in Preformed Slabs)		22.0	—	1.82	—	
LOOSE FILL	Macerated Paper or Pulp Products		2.5 - 3.9	—	3.37	—
	Wood Fiber, Redwood, Hemlock, or Fir		2.0 - 3.9	—	3.33	—
	Mineral Wool (Glass, Slag, or Rock)		2.0 - 5.0	—	3.33	—
	Sawdust or Shavings Vermiculite (Expanded)		0.0 - 15.0 7.0	—	2.22 2.08	—
ROOF INSULATION	All Types Preformed, for use above deck					
	Approximately	$\frac{1}{2}$	15.6	.7	—	1.39
	Approximately	1	15.6	1.3	—	2.78
	Approximately	$1\frac{1}{2}$	15.6	1.9	—	4.17
	Approximately	2	15.6	2.6	—	5.26
	Approximately	$2\frac{1}{2}$	15.6	3.2	—	6.67
Approximately	3	15.6	3.9	—	8.33	
AIR						
AIR SPACES	POSITION	HEAT FLOW				
	Horizontal	Up (Winter)	$\frac{1}{2}$ - 4	—	—	0.65
	Horizontal	Up (Summer)	$\frac{3}{8}$ - 4	—	—	0.78
	Horizontal	Down (Winter)	$\frac{3}{8}$	—	—	1.02
	Horizontal	Down (Winter)	$1\frac{1}{2}$	—	—	1.13
	Horizontal	Down (Winter)	4	—	—	1.33
	Horizontal	Down (Winter)	8	—	—	1.33
	Horizontal	Down (Summer)	$\frac{3}{8}$	—	—	0.65
	Horizontal	Down (Summer)	$1\frac{1}{2}$	—	—	0.93
	Horizontal	Down (Summer)	4	—	—	0.99
	Horizontal	Down (Summer)	8	—	—	0.99
	Sloping 45°	Up (Winter)	$\frac{3}{8}$ - 4	—	—	0.90
	Sloping 45°	Down (Summer)	$\frac{3}{8}$ - 4	—	—	0.89
	Vertical	Horiz. (Winter)	$\frac{3}{8}$ - 4	—	—	0.97
	Vertical	Horiz. (Summer)	$\frac{3}{8}$ - 4	—	—	0.86
AIR FILM	POSITION	HEAT FLOW				
	Horizontal	Up	—	—	—	0.41
	Sloping 45°	Up	—	—	—	0.42
	Still Air	Vertical	Horizontal	—	—	0.48
	Sloping 45°	Down	—	—	—	0.76
	Horizontal	Down	—	—	—	0.92
	15 Mph Wind	Any Position (For Winter)	Any Direction	—	—	0.17
	7½ Mph Wind	Any Position (For Summer)	Any Direction	—	—	0.25

*Includes paper backing and facing if any. In cases where the insulation forms a cavity (highly reflective) of an air space, refer to Table 31, page 79

TABLE 48—VENTILATION STANDARDS

APPLICATION	SMOKING	CFM PER PERSON		CFM PER SQ FT OF FLOOR Minimum*
		Recommended	Minimum*	
Apartment { Average De Luxe	Some	20	15	—
	Some	30	25	.33
Banking Space	Occasional	10	7½	—
Barber Shops	Considerable	15	10	—
Beauty Parlors	Occasional	10	7½	—
Broker's Board Rooms	Very Heavy	50	30	—
Cocktail Bars	Heavy	30	25	—
Corridors (Supply or Exhaust)	—	—	—	.25
Department Stores	None	7½	5	.05
Directors Rooms	Extreme	50	30	—
Drug Stores {	Considerable	10	7½	—
Factories { }	None	10	7½	.10
Five and Ten Cent Stores	None	7½	5	—
Funeral Parlors	None	10	7½	—
Garage {	—	—	—	1.0
Hospitals { Operating Rooms {** Private Rooms Wards	None	—	—	2.0
	None	30	25	.33
	None	20	15	—
Hotel Rooms	Heavy	30	25	.33
Kitchen { Restaurant Residence	—	—	—	4.0
	—	—	—	2.0
Laboratories {	Some	20	15	—
Meeting Rooms	Very Heavy	50	30	1.25
Office { General Private Private	Some	15	10	—
	None	25	15	.25
	Considerable	30	25	.25
Restaurant { Cafeteria Dining Room	Considerable	12	10	—
	Considerable	15	12	—
School Rooms {	None	—	—	—
Shop Retail	None	10	7½	—
Theater {	None	7½	5	—
Theater	Some	15	10	—
Toilets { (Exhaust)	—	—	—	2.0

*When minimum is used, use the larger.
 {See local codes which may govern.
 {May be governed by exhaust.

{Use these values unless governed by other sources of contamination or by local codes.

**All outdoor air is recommended to overcome explosion hazard of anesthetics.

TABLE 49—HEAT GAIN FROM LIGHTS

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

*Refer to Tables 12 and 13, pages 35-37 to determine actual cooling load.

†Fluorescent light wattage is multiplied by 1.25 to include heat gain in ballast.

TABLE 48—HEAT GAIN FROM PEOPLE

DEGREE OF ACTIVITY	TYPICAL APPLICATION	Metabolic Rate (Adult Male) Btu/hr	Average Adjusted Metabolic Rate* Btu/hr	ROOM DRY-BULB TEMPERATURE									
				82 F.		86 F.		78 F.		75 F.		70 F.	
				Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr		Btu/hr	
				Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent	Sensible	Latent
Seated at rest	Theater, Grade School	390	350	175	175	195	155	210	140	230	120	260	90
Seated, very light work	High School	450	400	180	220	195	205	215	185	240	160	275	125
Office worker	Offices, Hotels, Apts., College	475	450	180	270	200	250	215	235	245	205	285	165
Standing, walking slowly	Dept., Retail, or Variety Store	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	310
Walking, seated	Drug Store	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	310
Standing, walking slowly	Bank	550	500	180	320	200	300	220	280	255	245	290	310
Sedentary work	Restaurant	500	550	190	360	220	330	240	310	280	270	320	230
Light bench work	Factory, light work	800	750	190	560	220	530	245	505	295	455	365	385
Moderate dancing	Dance Hall	900	850	220	630	245	605	275	575	325	525	400	450
Walking, 3 mph	Factory, fairly heavy work	1000	1000	270	730	300	700	330	670	380	470	460	540
Heavy work	Bowling Alley, Factory	1800	1450	480	1000	465	985	488	968	525	925	605	845

TABLE 53—HEAT GAIN FROM ELECTRIC MOTORS

CONTINUOUS OPERATION*

NAMEPLATE OR BRAKE HORSEPOWER	FULL LOAD MOTOR EFFICIENCY PERCENT	LOCATION OF EQUIPMENT WITH RESPECT TO CONDITIONED SPACE OR AIR STREAM†		
		Motor In - Driven Machine In	Motor Out - Driven Machine In	Motor In - Driven Machine out
		HP × 2545 % Eff	HP × 2545	HP × 2545 (1 - % Eff)
		Btu per Hour		
1/30	40	320	130	190
1/15	49	430	210	220
1/8	55	580	320	260
1/6	60	710	430	280
1/4	64	1,000	640	360
1/3	66	1,290	830	440
1/2	70	1,820	1,280	540
3/4	72	2,680	1,930	730
1	79	3,220	2,340	880
1 1/2	80	4,770	3,820	950
2	80	6,380	5,100	1,280
3	81	9,450	7,450	1,800
4	82	15,400	12,800	2,800
5	83	22,500	19,100	3,400
7 1/2	85	30,000	25,500	4,500
10	85	30,000	25,500	4,500
15	86	44,500	38,200	6,300
20	87	58,500	51,000	7,500
25	88	72,400	63,600	8,800
30	89	85,800	76,400	9,400
40	89	115,000	102,000	13,000
50	89	143,000	127,000	16,000
60	89	173,000	153,000	19,000
75	90	212,000	191,000	21,000
100	90	284,000	255,000	29,000
125	90	354,000	318,000	36,000
150	91	420,000	382,000	38,000
200	91	560,000	500,000	50,000
300	91	700,000	636,000	64,000

TABLE 50—HEAT GAIN FROM RESTAURANT APPLIANCES

NOT HOODED*—ELECTRIC

APPLIANCE	OVERALL DIMENSIONS (Less legs and Handles (in.))	TYPE OF CON- TROL	MISCELLANEOUS DATA	MFR MAX RATING Btu/hr	MAIN- TAIN- ING RATE Btu/hr	RECOM HEAT GAIN FOR AVG USE		
						Sensible Heat Btu/hr	Latent Heat Btu/hr	Total Heat Btu/hr
Coffee Brewer—½ gal Warmer—½ gal		Man. Man.		2240 306	306 306	900 230	230 90	1120 320
4 Coffee Brewing Units with 4½ gal Tank	20 x 30 x 26H	Auto.	Water heater—2000 watts Brewers—2960 watts	16900		4800	1200	6000
Coffee Urn—3 gal —3 gal —3 gal	13 Dia x 34H 12 x 23 oval x 21H 18 Dia x 37H	Man. Auto. Auto.	Black finish Nickel plated Nickel plated	11900 15300 17000	3000 2600 3600	2600 2200 3400	1700 1500 2300	4300 3700 5700
Doughnut Machiné	22 x 22 x 57H	Auto.	Exhaust system to outdoors—½ hp motor	16000		5000		5000
Egg Boiler	10 x 13 x 23H	Man.	Med. ht.—550 watts Low ht.—275 watts	3740		1200	600	2000
Food Warmer with Plate Warmer, per sq ft top surface		Auto.	Insulated, separate heating unit for each pot. Plate warmer in base	1350	500	350	350	700
Food Warmer without Plate Warmer, per sq ft top surface		Auto.	Diffn, without plate warmer	1020	400	200	350	550
Fry Kettle—11½ lb fat	12 Dia x 14H	Auto.		8840	1100	1600	2400	4000
Fry Kettle—23 lb fat	16 x 18 x 12H	Auto.	Frying area 12" x 14"	23800	2000	3800	5700	9500
Griddle, Frying	18 x 18 x 8H	Auto.	Frying top 18" x 14"	8000	2800	3100	1700	4800
Grille, Meat	14 x 14 x 10H	Auto.	Cooking area 10" x 12"	10200	1900	3900	2100	6000
Grille, Sandwich	13 x 14 x 10H	Auto.	Grill area 12" x 12"	5600	1900	2700	700	3400
Roll Warmer	26 x 17 x 13H	Auto.	One drawer	1500	400	1100	100	1200
Toaster, Continuous	15 x 15 x 28H	Auto.	2 Slices wide— 360 slices/hr	7500	9000	5100	1300	6400
Toaster, Continuous	20 x 15 x 28H	Auto.	4 Slices wide— 720 slices/hr	10200	6000	6100	2600	8700
Toaster, Pop-Up	6 x 11 x 9H	Auto.	2 Slices	4150	1000	2450	450	2900
Waffle Iron	12 x 13 x 10H	Auto.	One waffle 7" dia	2480	600	1100	750	1850
Waffle Iron for Ice Cream Sandwich	14 x 13 x 10H	Auto.	12 Cakes, each 2½" x 3½"	7500	1500	3100	2100	5200

TABLE 62—TYPICAL BYPASS FACTORS

(For Various Applications)

COIL BYPASS FACTOR	TYPE OF APPLICATION	EXAMPLE
0.30 to 0.50	A small total load or a load that is somewhat larger with a low sensible heat factor (high latent load).	Residence
0.20 to 0.30	Typical comfort application with a relatively small total load or a low sensible heat factor with a somewhat larger load.	Residence, Small Retail Shop, Factory
0.10 to 0.20	Typical comfort application.	Dept. Store, Bank, Factory
0.05 to 0.10	Applications with high internal sensible loads or requiring a large amount of outdoor air for ventilation.	Dept. Store, Restaurant, Factory
0 to 0.10	All outdoor air applications.	Hospital; Operating Room, Factory

TABLE 61—TYPICAL BYPASS FACTORS

(For Finned Coils)

DEPTH OF COILS	WITHOUT SPRAYS		WITH SPRAYS	
	8 fins/in.	14 fins/in.	8 fins/in.	14 fins/in.
	Velocity (fpm)			
(rows)	300 - 700	300 - 700	300 - 600	300 - 600
2	.42 - .55	.22 - .58		
3	.27 - .40	.10 - .25		
4	.15 - .28	.05 - .14	.12 - .22	.04 - .10
5	.10 - .22	.03 - .09	.08 - .16	.02 - .06
6	.06 - .15	.01 - .05	.05 - .11	.01 - .03
8	.02 - .08	.00 - .02	.02 - .06	.00 - .02

See page 147 for notes.

60	61.7	76.2	88.9	100.0	110.0	120.0	130.0	140.0	150.0	160.0	170.0	180.0	190.0	200.0
ADP	57.3	56	54	52	50	48	46	44	42	40	38	36	34	32

TABLE 65—APPARATUS DEWPOINTS (Continued)

DB	ROOM CONDITIONS			EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*																			
	RH (%)	WB (F)	W (gr/lb)	ESHF ADP	1.00	.96	.91	.89	.83	.82	.78	.78	.73	ESHF ADP	1.00	.96	.91	.89	.83	.82	.78	.78	.73
79	35	61.6	61.3	ESHF ADP	48.9	48	46	45	43	41	37	32	26	ESHF ADP	48.9	48	46	45	43	41	37	32	26
	40	62.7	62.2	ESHF ADP	52.7	52	50	48	46	44	41	36	29	ESHF ADP	52.7	52	50	48	46	44	41	36	29
	45	64.3	63.7	ESHF ADP	55.9	54	52	50	48	46	44	39	32	ESHF ADP	55.9	54	52	50	48	46	44	39	32
	50	65.9	74.2	ESHF ADP	58.9	57	55	53	51	49	46	42	33	ESHF ADP	58.9	57	55	53	51	49	46	42	33
	55	67.4	61.9	ESHF ADP	61.4	61	59	57	55	53	51	47	41	ESHF ADP	61.4	61	59	57	55	53	51	47	41
	60	68.8	62.3	ESHF ADP	63.9	63	61	59	57	55	53	49	41	ESHF ADP	63.9	63	61	59	57	55	53	49	41
	65	70.2	97.0	ESHF ADP	66.3	65	63	61	59	57	55	51	46	ESHF ADP	66.3	65	63	61	59	57	55	51	46
	70	71.6	104.8	ESHF ADP	68.3	67	65	63	61	59	57	53	48	ESHF ADP	68.3	67	65	63	61	59	57	53	48

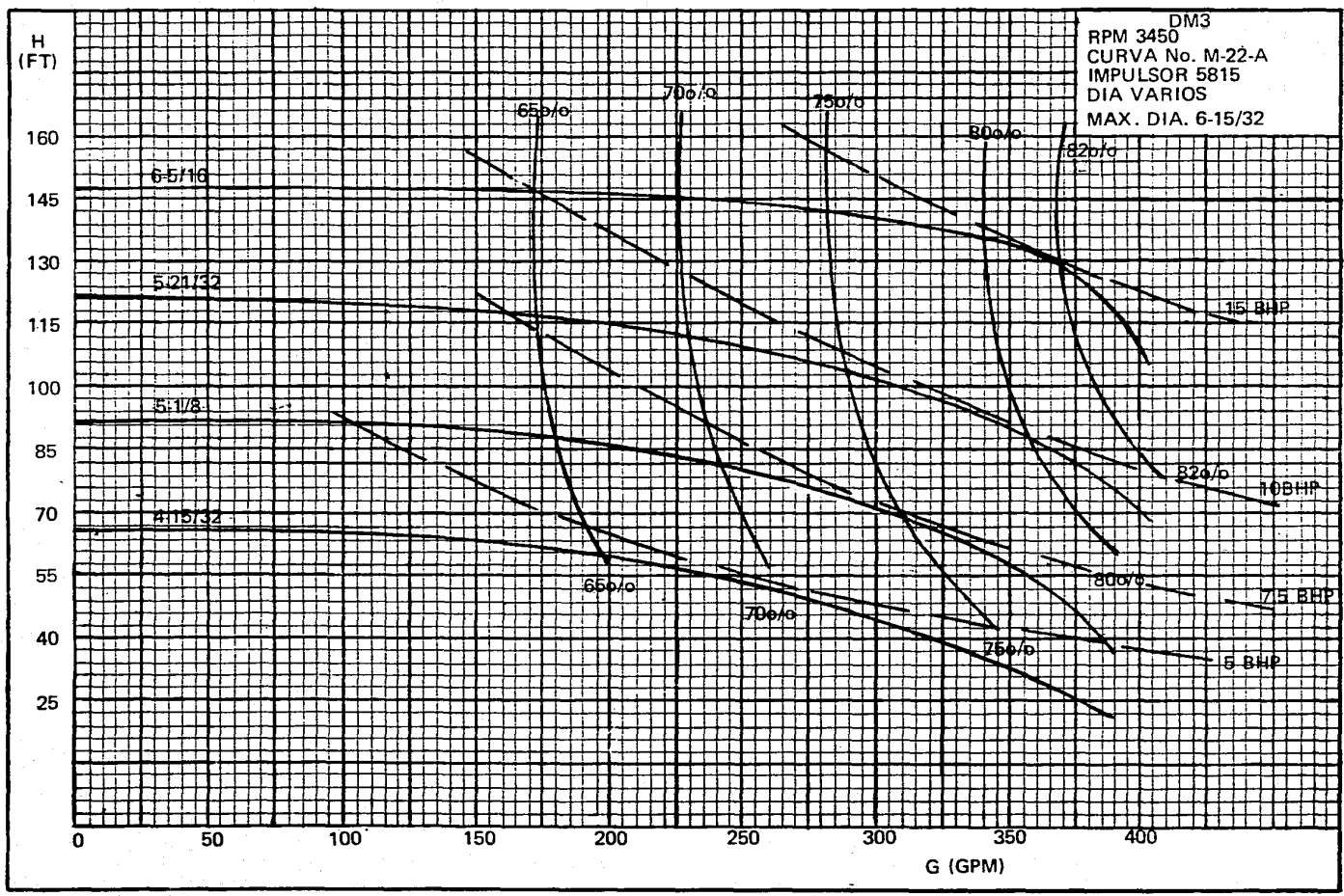
76	35	60.3	56.0	ESHF ADP	48.2	47	45	43	41	37	35	31	22	ESHF ADP	48.2	47	45	43	41	37	35	31	22
	40	61.9	57.3	ESHF ADP	51.7	50	48	46	44	42	38	34	25	ESHF ADP	51.7	50	48	46	44	42	38	34	25
	45	63.5	64.8	ESHF ADP	55.0	54	52	50	48	46	42	39	34	ESHF ADP	55.0	54	52	50	48	46	42	39	34
	50	65.0	71.9	ESHF ADP	57.9	57	55	53	51	49	47	42	36	ESHF ADP	57.9	57	55	53	51	49	47	42	36
	55	66.6	79.3	ESHF ADP	60.5	60	58	56	54	51	48	44	41	ESHF ADP	60.5	60	58	56	54	51	48	44	41
	60	67.9	88.4	ESHF ADP	63.0	62	61	60	58	56	53	49	42	ESHF ADP	63.0	62	61	60	58	56	53	49	42
	65	69.3	93.6	ESHF ADP	65.2	64	63	62	61	59	57	53	48	ESHF ADP	65.2	64	63	62	61	59	57	53	48
	70	70.8	101.3	ESHF ADP	67.3	65	64	63	62	60	58	53	48	ESHF ADP	67.3	65	64	63	62	60	58	53	48

77	35	59.6	46.3	ESHF ADP	47.3	46	44	42	40	36	33	28	24	ESHF ADP	47.3	46	44	42	40	36	33	28	24		
	40	61.2	59.5	ESHF ADP	50.9	50	48	46	44	42	40	36	27	ESHF ADP	50.9	50	48	46	44	42	40	36	27		
	45	62.7	62.4	ESHF ADP	54.1	54	52	50	49	47	45	41	39	29	ESHF ADP	54.1	54	52	50	49	47	45	41	39	29
	50	64.2	69.7	ESHF ADP	57.0	56	54	52	50	49	46	42	37	ESHF ADP	57.0	56	54	52	50	49	46	42	37		
	55	65.6	76.8	ESHF ADP	59.6	59	57	55	53	51	48	44	37	ESHF ADP	59.6	59	57	55	53	51	48	44	37		
	60	67.1	83.6	ESHF ADP	62.0	61	60	59	58	56	53	48	43	ESHF ADP	62.0	61	60	59	58	56	53	48	43		
	65	68.5	90.6	ESHF ADP	64.4	63	61	59	57	55	53	48	43	ESHF ADP	64.4	63	61	59	57	55	53	48	43		
	70	69.6	97.9	ESHF ADP	66.5	65	63	61	59	57	55	53	48	ESHF ADP	66.5	65	63	61	59	57	55	53	48		

DB	ROOM CONDITIONS			EFFECTIVE SENSIBLE HEAT FACTOR AND APPARATUS DEWPOINT*																					
	RH (%)	WB (F)	W (gr/lb)	ESHF ADP	1.00	.96	.91	.87	.84	.81	.79	.77	.74 <th>ESHF ADP</th> <th>1.00</th> <th>.96</th> <th>.91</th> <th>.87</th> <th>.84</th> <th>.81</th> <th>.79</th> <th>.77</th> <th>.74 </th>	ESHF ADP	1.00	.96	.91	.87	.84	.81	.79	.77	.74		
74	35	58.9	46.7	ESHF ADP	46.3	45	43	41	39	37	34	31	24	ESHF ADP	46.3	45	43	41	39	37	34	31	24		
	40	60.6	53.7	ESHF ADP	49.9	49	47	45	43	41	39	32	22	ESHF ADP	49.9	49	47	45	43	41	39	32	22		
	45	61.9	60.4	ESHF ADP	53.2	52	50	48	46	44	40	37	31	ESHF ADP	53.2	52	50	48	46	44	40	37	31		
	50	63.4	67.4	ESHF ADP	56.2	55	53	51	49	46	43	40	32	ESHF ADP	56.2	55	53	51	49	46	43	40	32		
	55	64.9	74.0	ESHF ADP	58.7	58	56	54	52	50	48	44	38	ESHF ADP	58.7	58	56	54	52	50	48	44	38		
	60	66.2	80.9	ESHF ADP	61.1	60	58	56	54	52	49	46	43	ESHF ADP	61.1	60	58	56	54	52	49	46	43		
	65	67.6	87.6	ESHF ADP	63.4	62	62	63	61	58	56	54	48	43	ESHF ADP	63.4	62	62	63	61	58	56	54	48	43
	70	68.9	94.6	ESHF ADP	65.5	64	63	60	58	56	54	52	46	ESHF ADP	65.5	64	63	60	58	56	54	52	46		

72	20	53.2	25.7	ESHF ADP	31.5	30	28	26	24	22	20			ESHF ADP	31.5	30	28	26	24	22	20		
	25	54.6	32.1	ESHF ADP	36.9	34	32	30	28	25	21			ESHF ADP	36.9	34	32	30	28	25	21		
	30	56.5	38.5	ESHF ADP	41.4	40	38	36	34	32	28	24	20	ESHF ADP	41.4	40	38	36	34	32	28	24	20
	35	58.1	45.2	ESHF ADP	45.5	44	42	40	38	34	31	26	22	ESHF ADP	45.5	44	42	40	38	34	31	26	22
	40	59.8	51.0	ESHF ADP	49.1	48	46	44	42	40	37	32	24	ESHF ADP	49.1	48	46	44	42	40	37	32	24
	45	61.1	58.2	ESHF ADP	52.2	51	49	47	45	43	40	35	21	ESHF ADP	52.2	51	49	47	45	43	40	35	21
	50	62.6	65.0	ESHF ADP	55.2	54	52	50	48	46	44	40	34	ESHF ADP	55.2	54	52	50	48	46	44	40	34
	55	64.0	71.5	ESHF ADP	57.8	57	56	54	52	50	47	44	39	ESHF ADP	57.8	57	56	54	52	50	47	44	39
	60	65.3	77.9	ESHF ADP	60.1	59	57	55	53	51	49	46	43	ESHF ADP	60.1	59	57	55	53	51	49	46	43
	65	66.5	84.6	ESHF ADP	62.4	61	59	57	55	53	51	48	44	ESHF ADP	62.4	61	59	57	55	53	51	48	44

73	35	58.9	40.6	ESHF ADP	42.8	42	40	38	36	34	31	29	27	ESHF ADP	42.8	42	40	38	36	34	31	29	27
	40	60.3	48.7	ESHF ADP	46.3	45	44	42	40	38	34	30	23	ESHF ADP	46.3	45	44	42	40	38	34	30	23
	45	60.7	52.7	ESHF ADP	49.5	48	46	44	42	40	38	32	22	ESHF ADP	49.5	48	46	44	42	40	38	32	22
	50	60.1	58.6	ESHF ADP	52.4	51	50	48	46	43	40	37	30	ESHF ADP	52.4	51	50	48	46	43	40	37	30
	55	61.4	63.4	ESHF ADP	54.9	54	52	50	48	45	42	39	36	ESHF ADP	54.9	54	52	50	48	45	42	39	36
	60	62.7	70.2	ESHF ADP	57.3	56	54	52	50	48	46	42	39	ESHF ADP	57.3	56	54	52	50	48	46	42	39



PSYCHROMETRIC FORMULAS

A. AIR MIXING EQUATIONS (Outdoor and Return Air)

$$t_m = \frac{(cfm_{oa} \times t_{oa}) + (cfm_{ra} \times t_{rm})}{cfm_{ma}} \quad (1)$$

$$h_m = \frac{(cfm_{oa} \times h_{oa}) + (cfm_{ra} \times h_{rm})}{cfm_{ma}} \quad (2)$$

$$W_m = \frac{(cfm_{oa} \times W_{oa}) + (cfm_{ra} \times W_{rm})}{cfm_{ma}} \quad (3)$$

B. COOLING LOAD EQUATIONS

$$ERSH = RSH + (BF) (OASH) + RSIS^* \quad (4)$$

$$ERLH = RLH + (BF) (OALH) + RLIS^* \quad (5)$$

$$ERTH = ERLH + ERSH \quad (6)$$

$$TSH = RSH + OASH + RSIS^* \quad (7)$$

$$TLH = RLH + OALH + RLIS^* \quad (8)$$

$$GTH = TSH + TLH + GHS^* \quad (9)$$

$$RSH = 1.08 \dot{f} \times cfm_{oa} \times (t_{rm} - t_{oa}) \quad (10)$$

$$RLH = .68 \dot{f} \times cfm_{oa} \times (W_{rm} - W_{oa}) \quad (11)$$

$$RTH = 4.45 \dot{f} \times cfm_{oa} \times (h_{rm} - h_{oa}) \quad (12)$$

$$RTH = RSH + RLH \quad (13)$$

$$OASH = 1.08 \times cfm_{oa} (t_{oa} - t_{rm}) \quad (14)$$

$$OALH = .68 \times cfm_{oa} (W_{oa} - W_{rm}) \quad (15)$$

$$OATH = 4.45 \times cfm_{oa} (h_{oa} - h_{rm}) \quad (16)$$

$$OATH = OASH + OALH \quad (17)$$

$$(BF) (OATH) = (BF) (OASH) + (BF) (OALH) \quad (18)$$

$$ERSH = 1.08 \times cfm_{oa} \dot{f} \times (t_{rm} - t_{adb}) (1 - BF) \quad (19)$$

$$ERLH = .68 \times cfm_{oa} \dot{f} \times (W_{rm} - W_{adb}) (1 - BF) \quad (20)$$

$$ERTH = 4.45 \times cfm_{oa} \dot{f} \times (h_{rm} - h_{adb}) (1 - BF) \quad (21)$$

*RSIS, RLIS and GHS are supplementary loads due to duct heat gain, duct leakage loss, fan and pump horsepower gains, etc. To simplify the various examples, these supplementary loads have not been used in the calculations. However, in actual practice, these supplementary loads should be used where appropriate. Chapter 7 gives the values for the various supplementary loads. Fig. 1, Chapter 1, illustrates the method of accounting for these supplementary loads on the air conditioning load estimate.

†Item II, page 151, gives the derivation of these air constants.

‡When no air is to be physically bypassed around the conditioning apparatus, $cfm_{oa} = cfm_{ma}$.

$$TSH = 1.08 \times cfm_{ma} \dot{f} \times (t_{adb} - t_{oa})^{**} \quad (22)$$

$$TLH = .68 \times cfm_{ma} \dot{f} \times (W_{oa} - W_{oa})^{**} \quad (23)$$

$$GTH = 4.45 \times cfm_{ma} \dot{f} \times (h_{oa} - h_{oa})^{**} \quad (24)$$

C. SENSIBLE HEAT FACTOR EQUATIONS

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{RSH}{RTH} \quad (25)$$

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} = \frac{ERSH}{ERTH} \quad (26)$$

$$GSHF = \frac{TSH}{TSH + TLH} = \frac{TSH}{GTH} \quad (27)$$

D. BYPASS FACTOR EQUATIONS

$$BF = \frac{t_{adb} - t_{adb}}{t_{adb} - t_{adb}}; (1 - BF) = \frac{t_{oa} - t_{adb}}{t_{oa} - t_{adb}} \quad (28)$$

$$BF = \frac{W_{oa} - W_{adb}}{W_{oa} - W_{adb}}; (1 - BF) = \frac{W_{oa} - W_{oa}}{W_{oa} - W_{adb}} \quad (29)$$

$$BF = \frac{h_{oa} - h_{adb}}{h_{oa} - h_{adb}}; (1 - BF) = \frac{h_{oa} - h_{oa}}{h_{oa} - h_{adb}} \quad (30)$$

E. TEMPERATURE EQUATIONS AT APPARATUS

$$t_{adb}^{**} = \frac{(cfm_{oa} \times t_{oa}) + (cfm_{ra} \times t_{rm})}{cfm_{ma} \dot{f}} \quad (31)$$

$$t_{adb} = t_{adb} + BF (t_{adb} - t_{adb}) \quad (32)$$

t_{adb} and t_{adb} correspond to the calculated values of t_{oa} and t_{oa} on the psychrometric chart.

$$h_{oa}^{**} = \frac{(cfm_{oa} \times h_{oa}) + (cfm_{ra} \times h_{rm})}{cfm_{ma} \dot{f}} \quad (33)$$

$$h_{oa} = h_{adb} + BF (h_{oa} - h_{adb}) \quad (34)$$

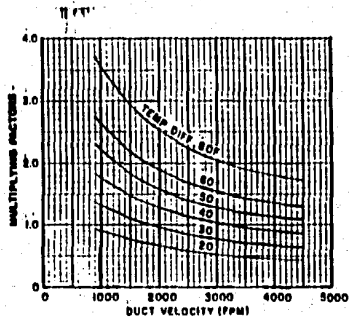
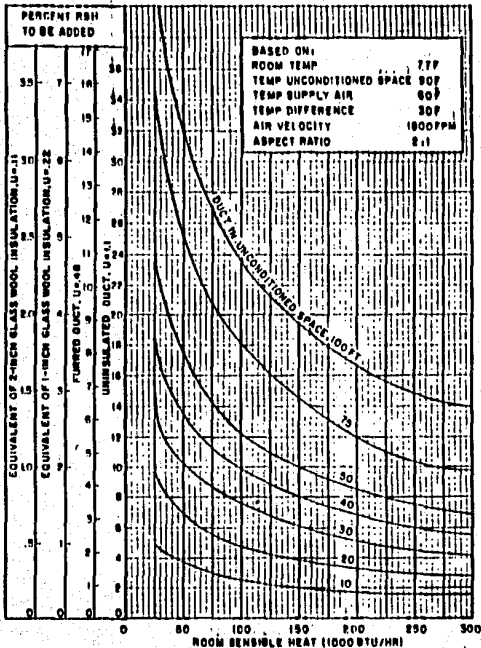
F. TEMPERATURE EQUATIONS FOR SUPPLY AIR

$$t_{oa} = t_{rm} - \frac{RSH}{1.08 (cfm_{ma} \dot{f})} \quad (35)$$

**When t_m , W_m and h_m are equal to the entering conditions at the cooling apparatus, they may be substituted for t_{adb} , W_{oa} and h_{oa} respectively.

CHART 3—HEAT GAIN TO SUPPLY DUCT

Percent of Room Sensible Heat



MULTIPLYING FACTORS FOR OTHER ROOM TEMPERATURES

Room Temp	Multiplying Factor
75	1.10
76	1.06
77	1.00
78	0.97
79	0.94
80	0.92

CHART 3—FRICTION LOSS FOR CLOSED PIPING SYSTEMS

Schedule 40 Pipe

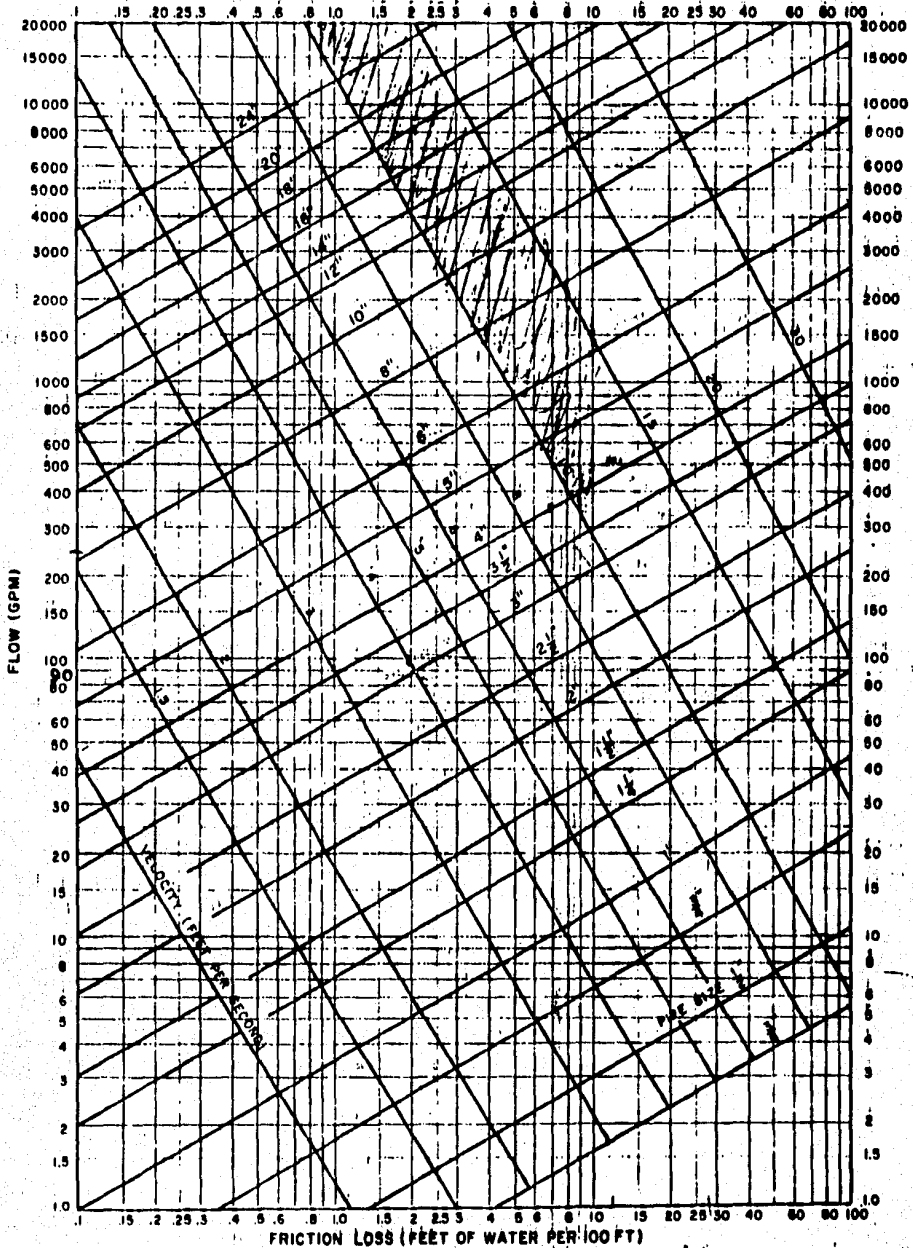
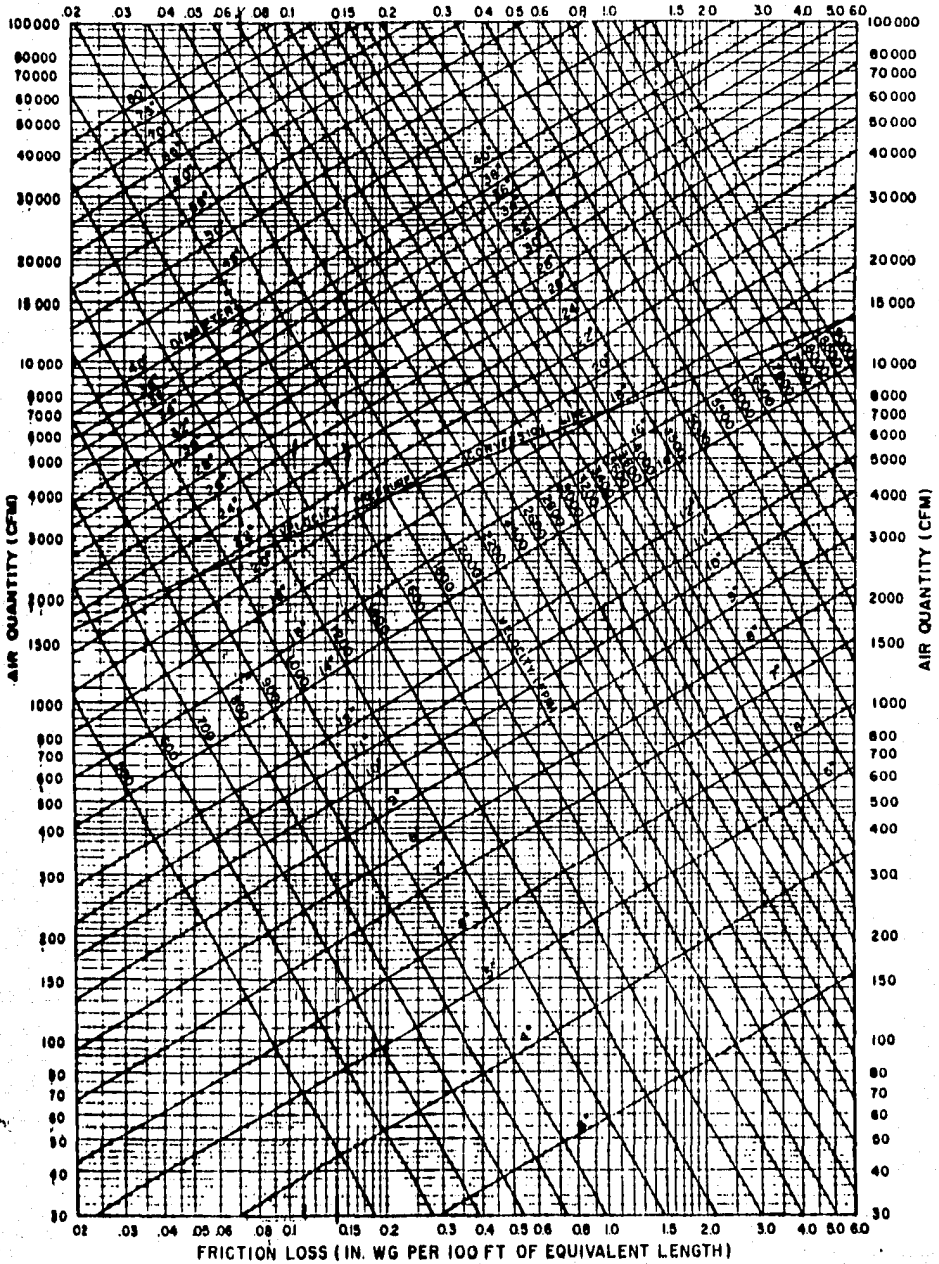


CHART 7—FRICTION LOSS FOR ROUND DUCT



CARTA PSICROMETRICA

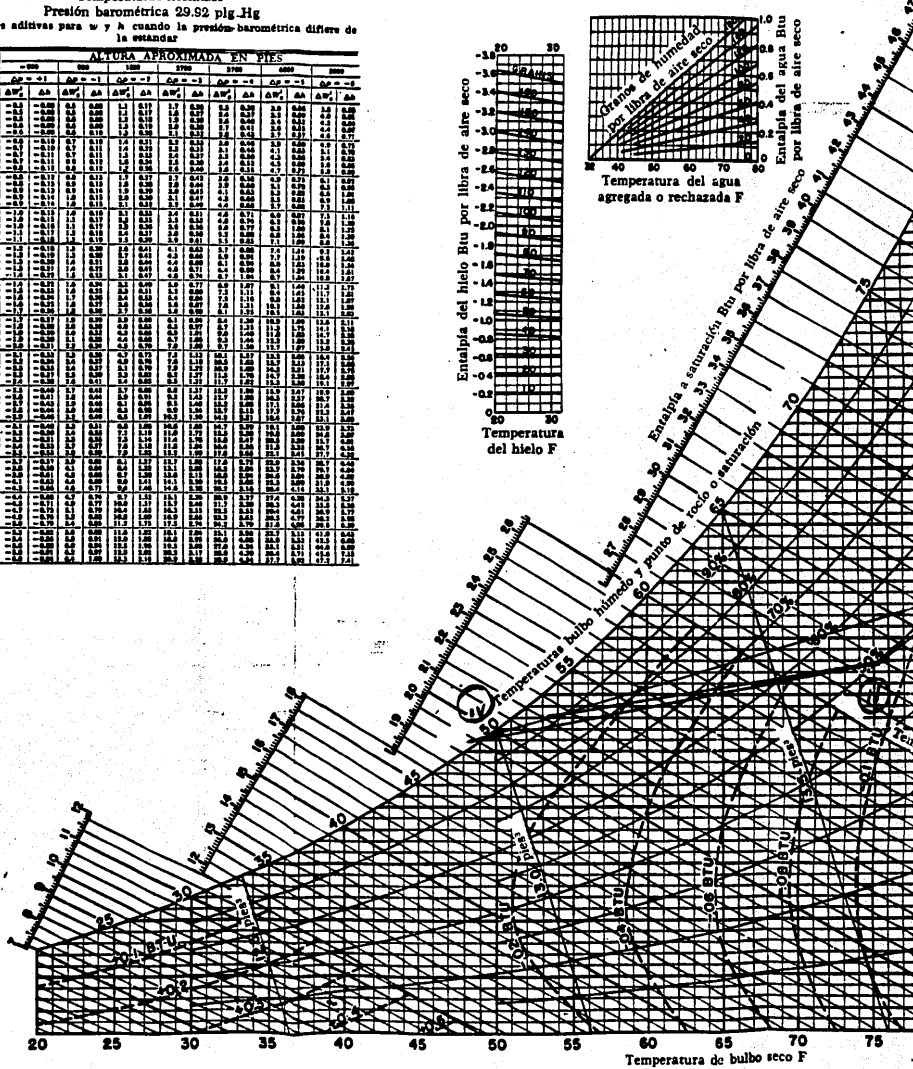
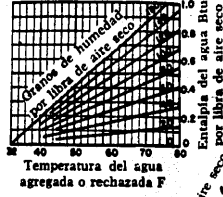
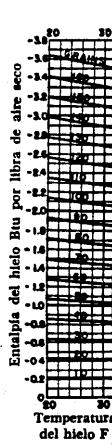
Temperaturas normales

Presión barométrica 29.92 pig.Hg

Correcciones aditivas para w y h cuando la presión barométrica difiere de la estándar

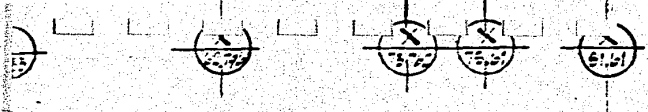
Temp. bulbo vapor Intensidad de F	Pres. vapor Sat. de F	ALCURA APROXIMADA EN PIES											
		100		1000		2000		3000		4000		5000	
		Δw	Δh	Δw	Δh	Δw	Δh	Δw	Δh	Δw	Δh	Δw	Δh
100	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
95	0.95	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
90	0.90	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
85	0.85	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
80	0.80	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
75	0.75	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
70	0.70	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
65	0.65	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
60	0.60	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
55	0.55	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
50	0.50	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
45	0.45	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
40	0.40	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
35	0.35	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
30	0.30	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
25	0.25	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	0.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Entalpia de humedad agregada o rechazada

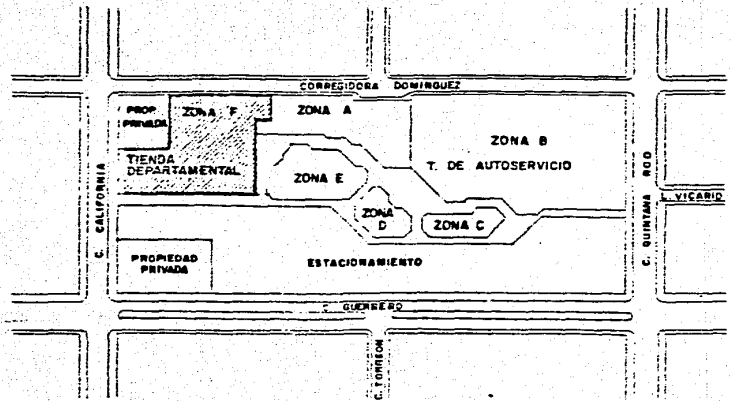
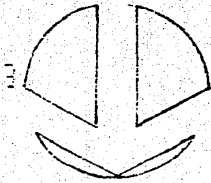


Abajo de 32 F las propiedades son para el hielo

APPENDICE B

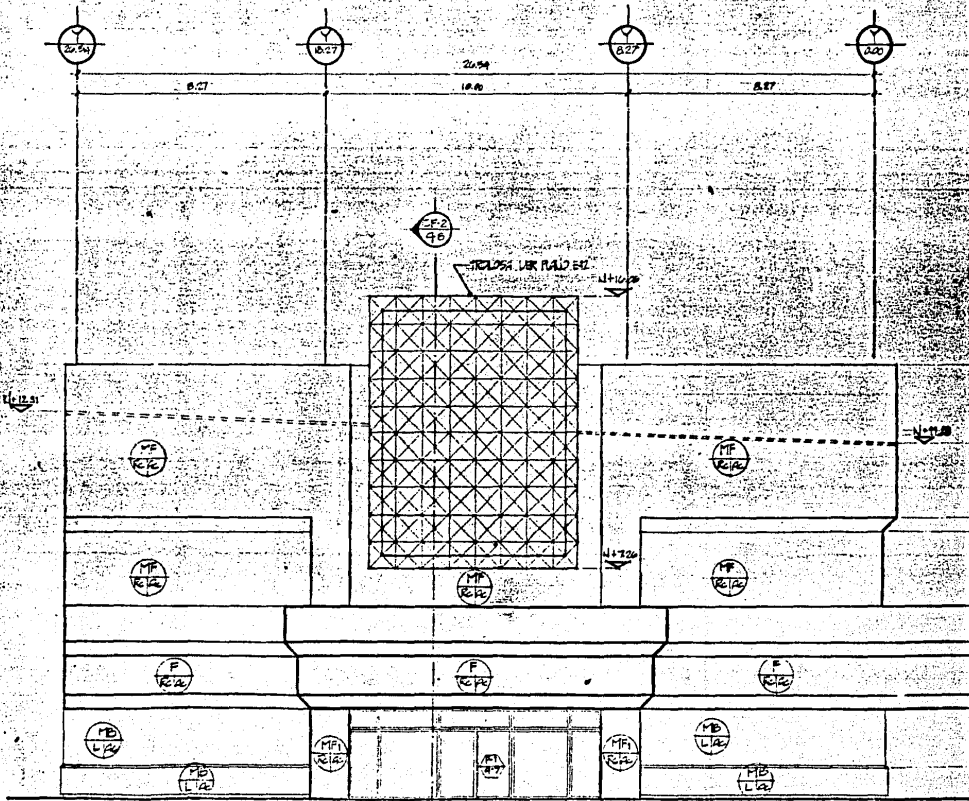


MIENTO



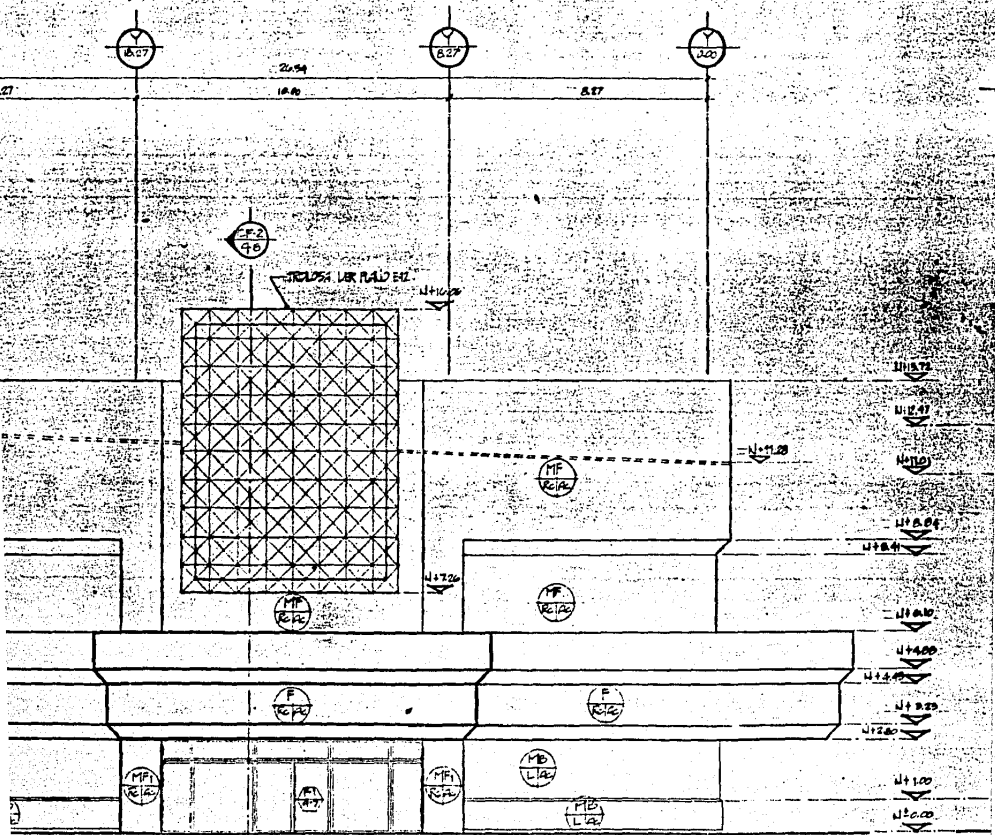
LOCALIZACION 550. 112,500

FACHADA F-1 ESCALA 1:75



FACHADA F-2 ESCALA 1:75

FACHADA F-1 ESCALA 1:75



FACHADA F-2 ESCALA 1:75

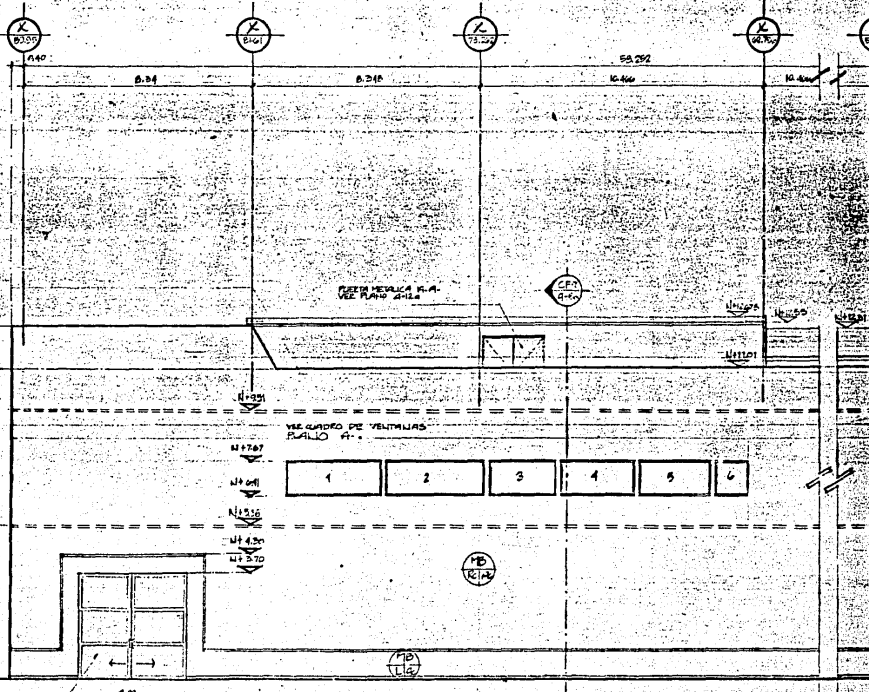
PLANTA 1
VER PLN

(MB)
1813

SIMBOLOGIA ACABADOS.

- MB MURO DE BLOQUE DE 20x20x40
CON REJADO CON MORTERO DE
MEDIO ARENIA.
- AC ACABADO MAJES CEMENTO
AREJA PROPORCION 1:1
- RC RECOMENDADO MAJES ARENIA
- L LOSERA DE CEMENTA REJADA
CON COPOLAMIA
- MF MURO PAISO DE REJADO 8x114
1 PAISEL W.

- MF MURO PAISO DE REJADO 8x114
1 LANTIA METALICA
- F FALDA DE ESTRUCTURA METALICA
A BASE DE REJADO 4x114
1 PAISEL W.
- F FALDA DE ESTRUCTURA METALICA
A BASE DE BLOQUE 8x114
1 PAISEL W.



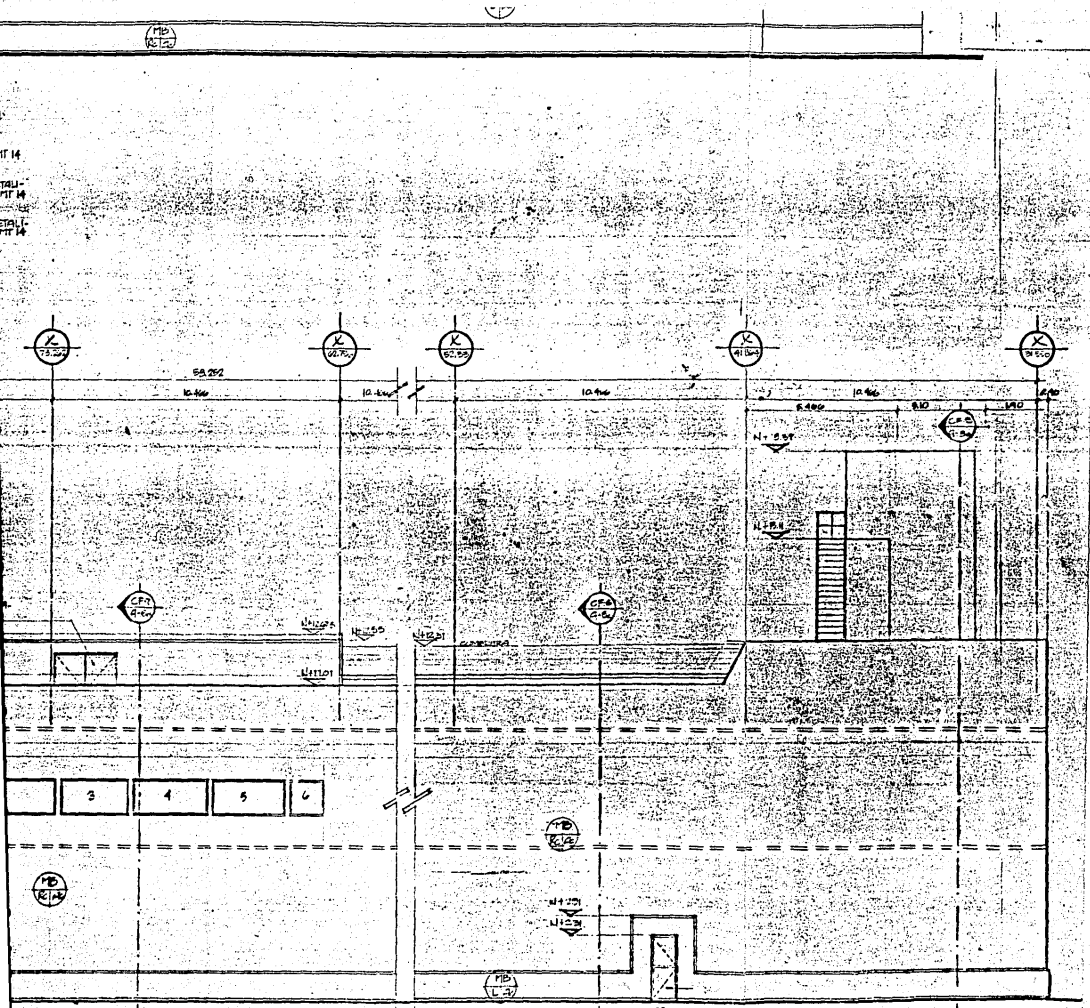
REJADO METALICO A.A.
VEZ PLANO 2-114

FACHADA

F-3

ESCALA

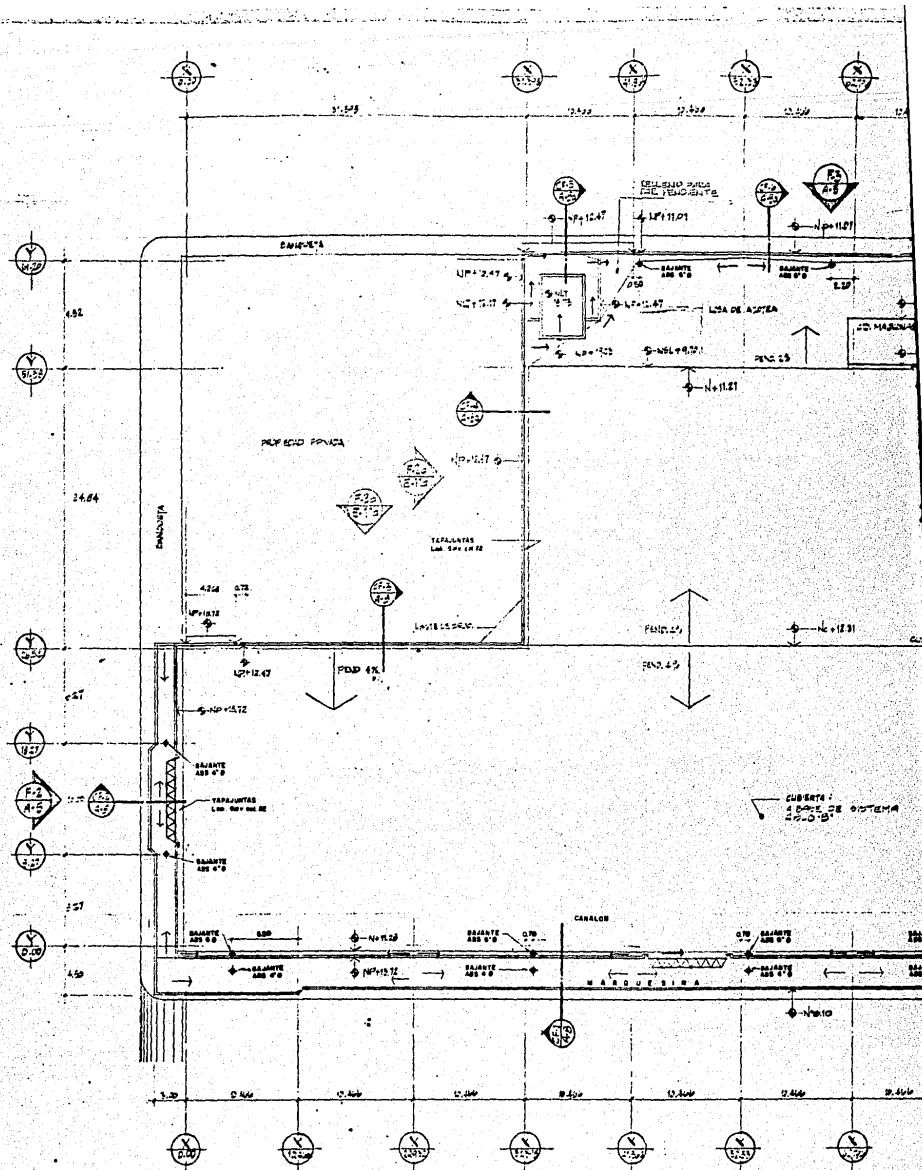
1:75



-3

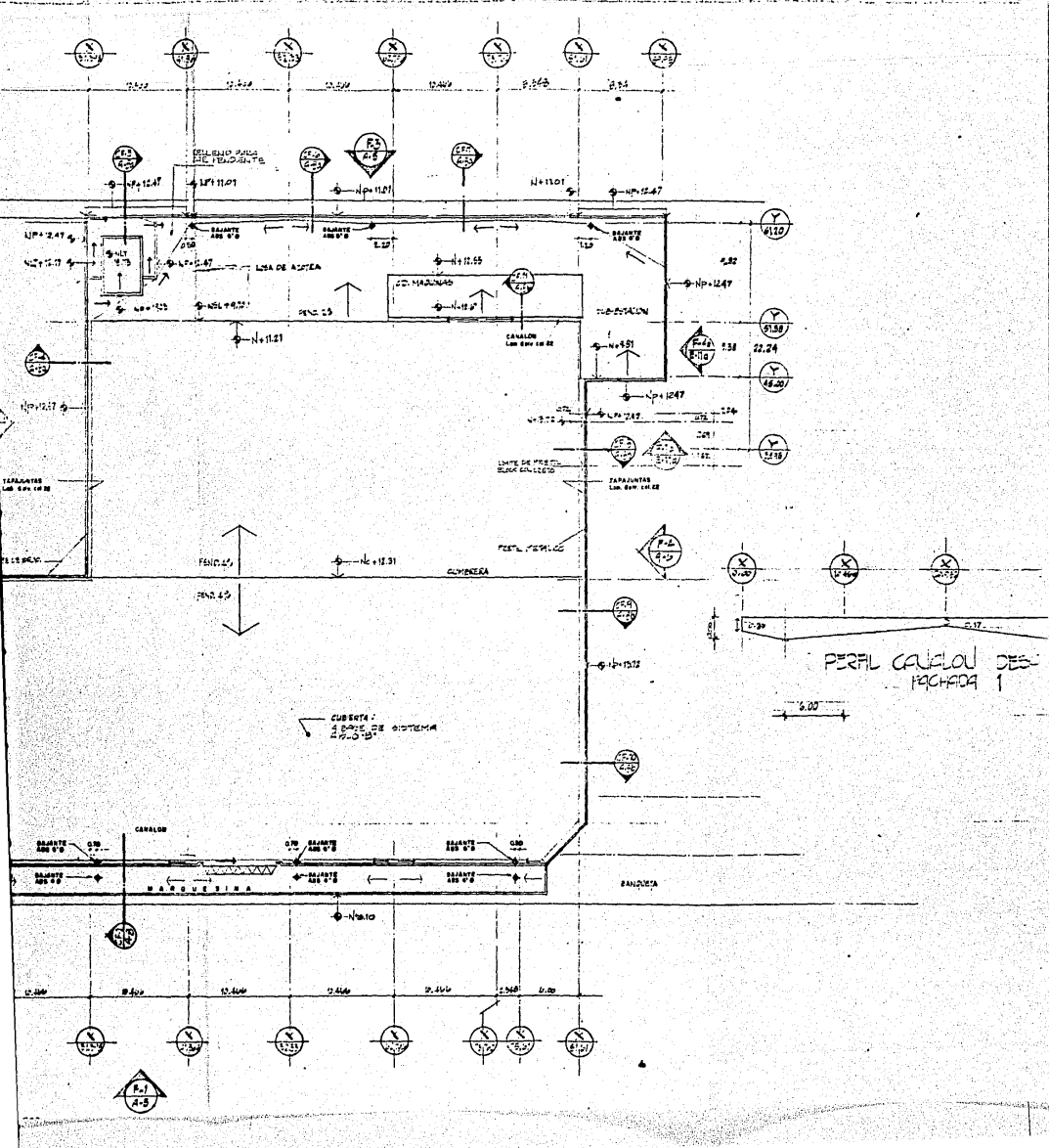
ESCALA 1:75

PLANTA DE ALTO DEL
 PASILLO DE ACCESO
 VER PLANTA A-12



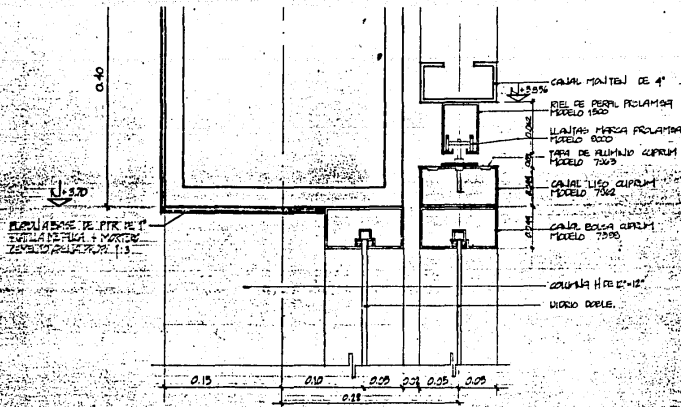
PLANTA DE CUBIERTAS



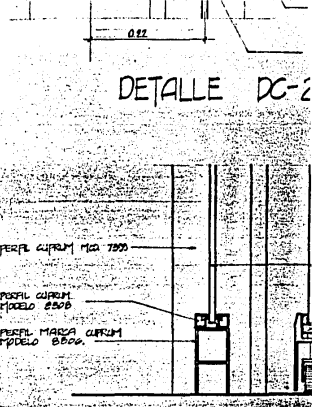


PERFIL CAJONAL DES-
PACHADA 1

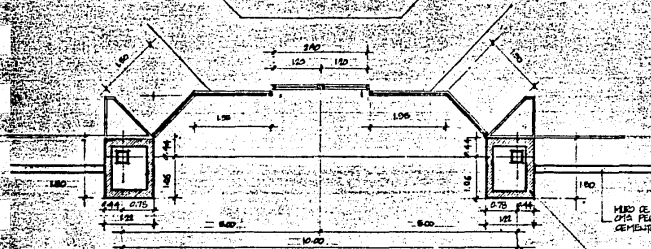
6.00



DETALLE DC-1 ESCALA 1:2.5

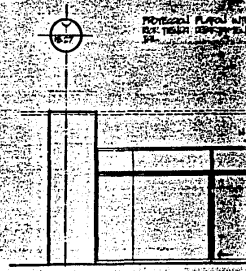


DETALLE DC-2

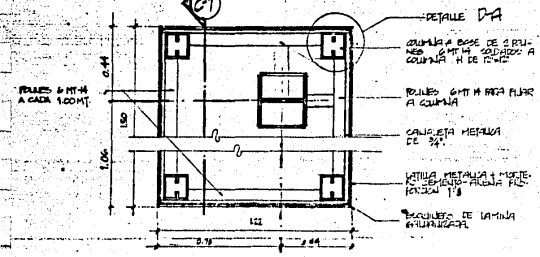


PLANTA INGRESO CALLE CALIFORNIA

ESCALA 1:50

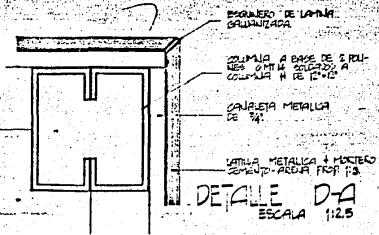


ALZADO



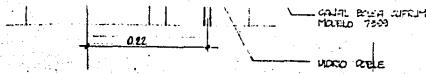
67

- DETALLE D-A
- COLUMNA A BASE DE 2 PULG. 6 CM H. SOLDADO A COLUMNA H DE 10 CM
- BUNES 6 CM H PARA FLOR A COLUMNA
- CAJALERA METALICA DE 3/4"
- VITINA METALICA A PUENTE PUNTA A PUNTA 1.5
- PROFESOR DE LAMINA GALVANIZADA

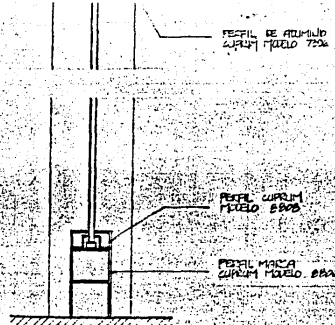


DETALLE D-A

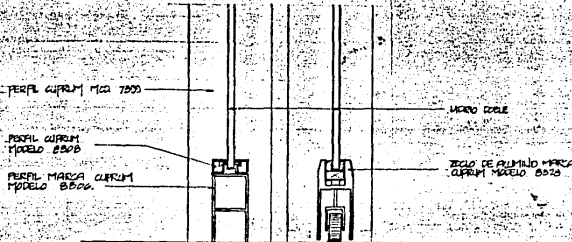
ESCALA 1:2.5



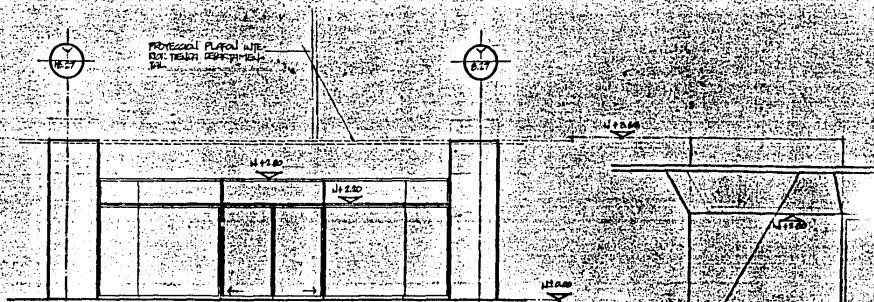
DETALLE DC-2 ESCALA 1:2.5



CORTE VENTANA FIJA ESCALA 1:2.5



DETALLE DC-3 ESCALA 1:2.5



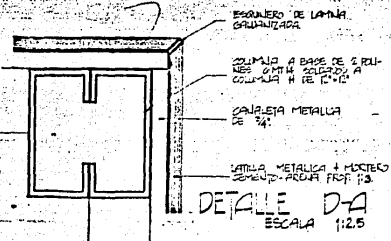
ALZADO ESCALA 1:50

AL MANTEN DE 4"
 DE PERAL ALUMINIO
 MODELO 1500
 TAP MARCA ALUMINIO
 MODELO 8000
 DE ALUMINIO ALUMINIO
 MODELO 7500
 AL TAP ALUMINIO
 MODELO 7500
 DE BARRA ALUMINIO
 MODELO 7500
 AL H DE 2" x 1/2"
 P. COBLE.

MURO DE BLOCA DE 20x20x40
 C/TA REJADO CON MORTERO
 SEMBLADO ARELLA
 MURO FALSO METALICO DE
 BARRAS 2" x 1/2" x 3" CON BARRAS
 DE 3/4" LANTILLA METALICA +
 MORTERO C/TA ARE REJ. 1:3

MURO EXTERIOR A BASE
 DE BARRAS DE 2" x 1/2" x 3"
 EN EL FONDO DEL MURO
 LANTILLA METALICA + MORTERO
 C/TA ARELLA REJ. 1:3

MURO FALSO METALICO DE
 BARRAS 2" x 1/2" x 3" CON BARRAS
 DE 3/4" LANTILLA METALICA +
 MORTERO C/TA ARE REJ. 1:3



DETALLE DA ESCALA 1:2.5

CORTE POR INGRESO

EXTERIOR

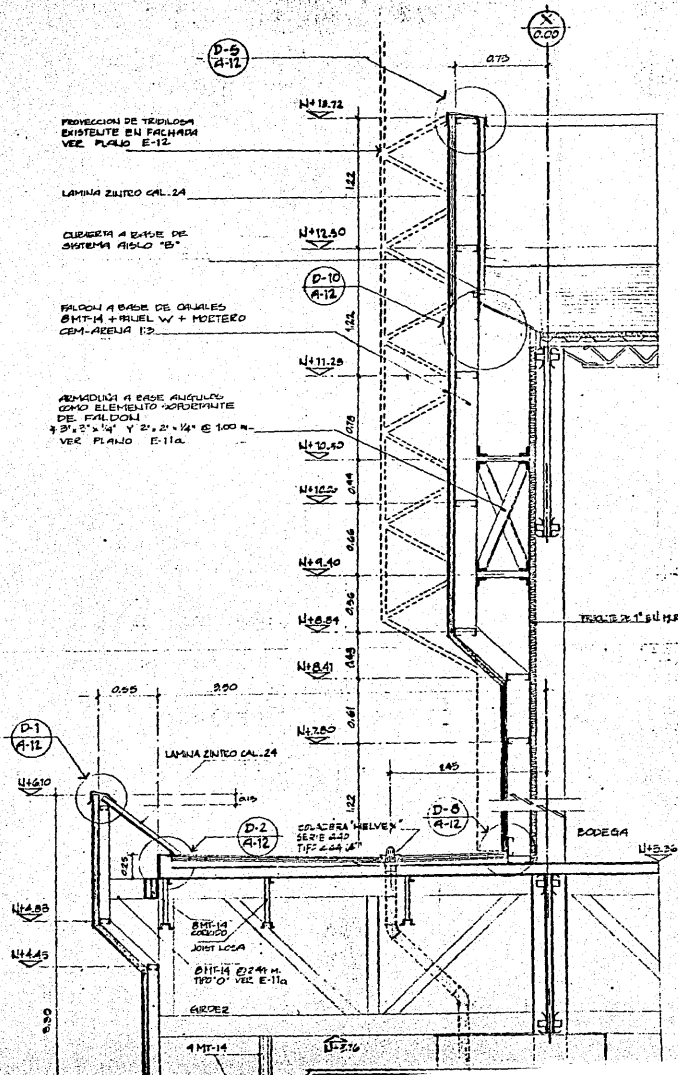
PROYECCION DE TRIANGULO
EXISTENTE EN Fachada
VER PLANO E-12

LAMINA ZINCO CAL. 24

CUBIERTA A BASE DE
SYSTEMA AISLO "B"

FILDON A BASE DE ORNALES
Ø 114 + TUBUL W + MOCTEKO
Ø 114 ABUSIA 12

ARMADURA A BASE ALGUNOS
COMO ELEMENTO ADOPTAnte
DE FILDON
3" x 2" x 1/4" y 2" x 1/4" @ 100"
VER PLANO E-11a



0.00

N+18.72

N+12.50

N+11.20

N+10.40

N+10.20

N+9.40

N+8.50

N+8.41

N+7.80

N+6.10

N+5.30

D-1
A-12

D-2
A-12

D-8
A-12

N+4.95

N+4.45

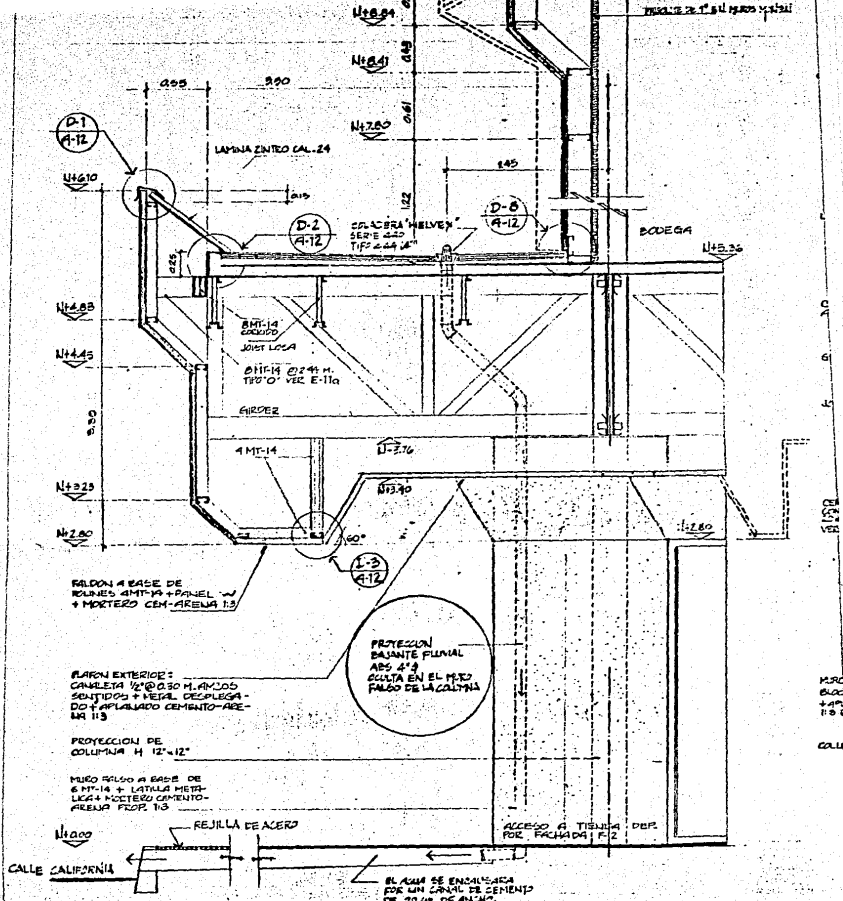
4 MC-14

11-2.16

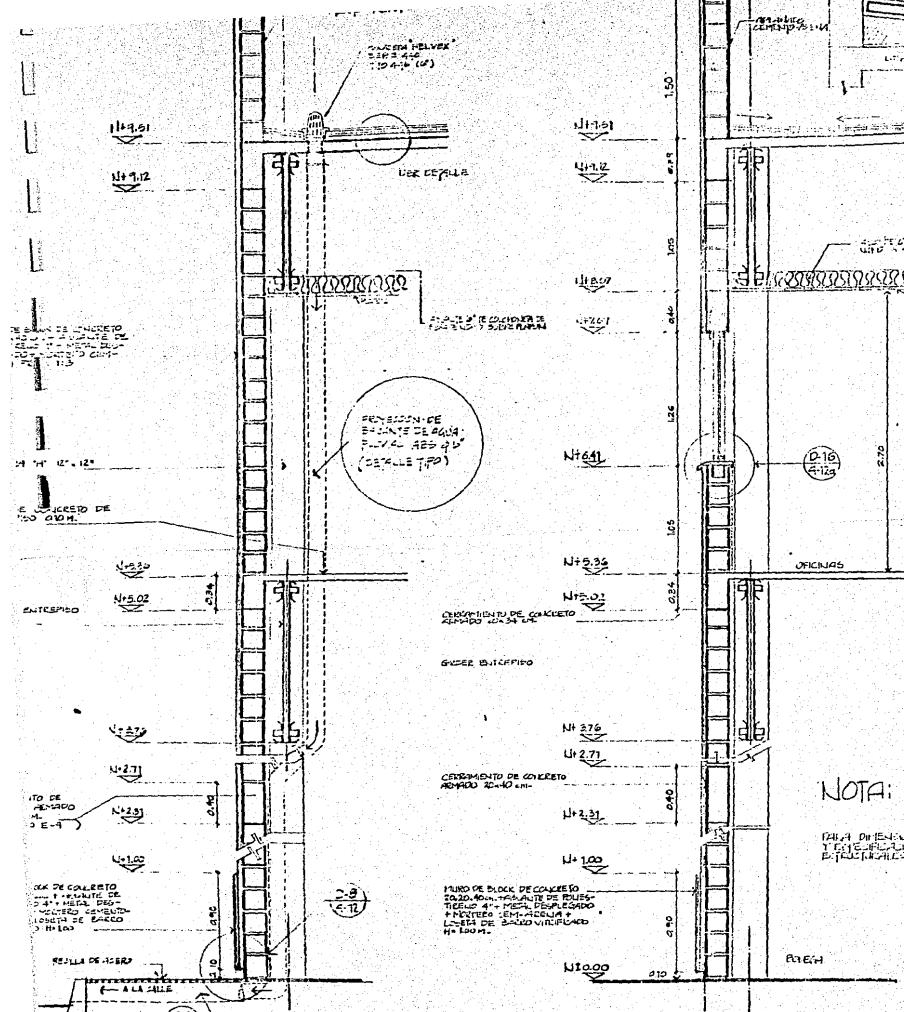
TRQUE 2.150 HRS VARI

BOVEDIA

C
A
6
10

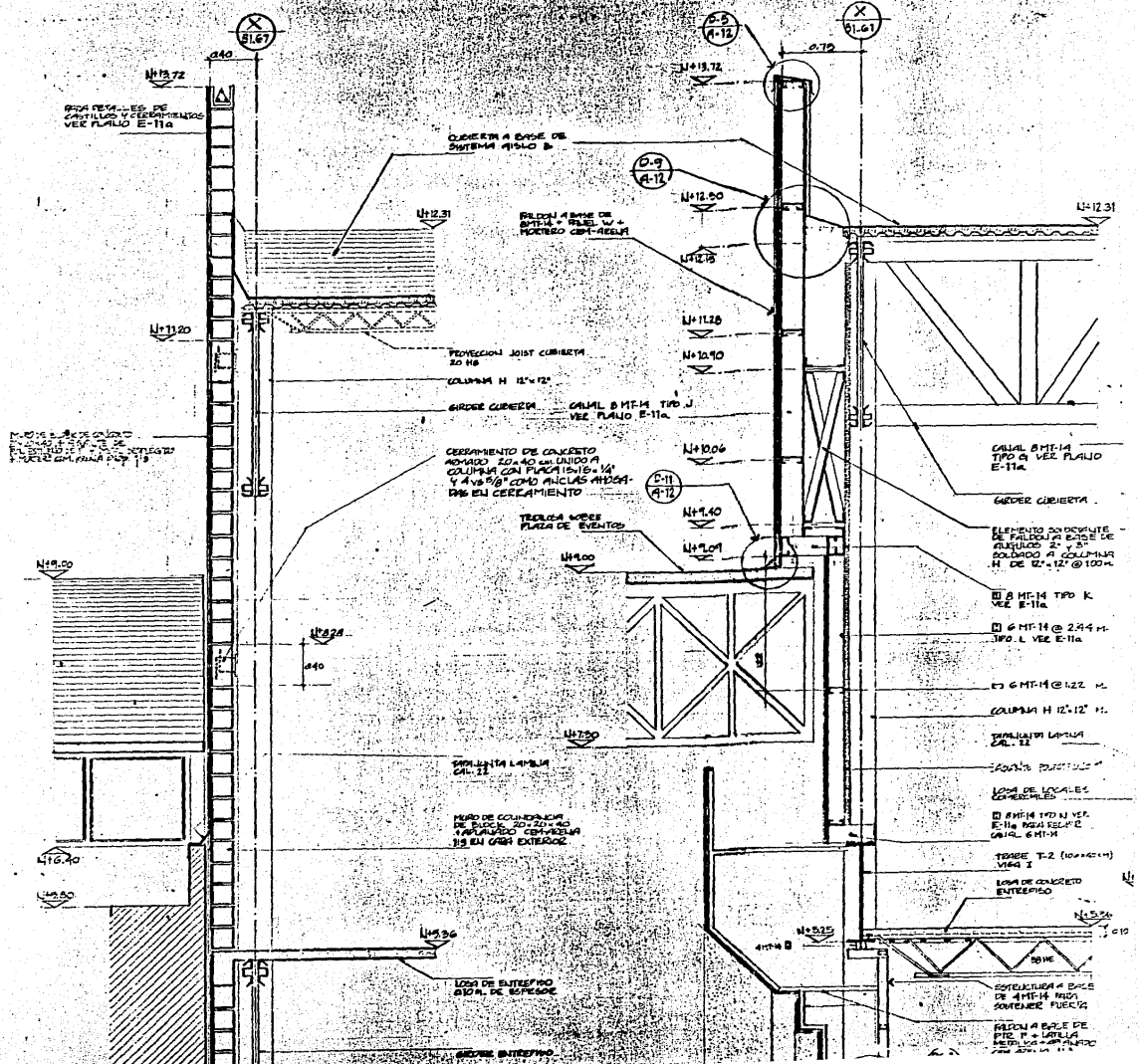


CORTE POR FACHADA CF-2 ESC: 1:20



CORTE POR FACHADA CF-6 esc. 1:20

CF-7 esc. 1:20



RAJA PERALTES DE
CANTILLOS Y CERRAMIENTOS
VER PLANO E-11a

CUBIERTA A BASE DE
SISTEMA AHS-10 B

PLACA A BASE DE
SISTEMA AHS-10 W +
MORTERO 1:3:6

PROTECCION JOIST CUBIERTA
20 HS

COLUMNA H 12"x12"

GRABER CUBIERTA - CANTILLO 6 HI-14 TPO J
VER PLANO E-11a

CERRAMIENTO DE CONCRETO
ADOSADO 20x40 cm DAJADO A 12"
COLUMNA CON PLACA 15x15x12"
Y 4x4x8" COMO ANCLAJE AHS-10
1:3:6 EN CERRAMIENTO

TERMINA SOBRE
PLAZA DE EVENTOS

CANTILLO 6 HI-14
TPO A VER PLANO
E-11a

GRABER CUBIERTA
ELEMENTO CON PROTEGTE
DE FALDADA A BASE DE
SISTEMA 21 x 3"
ADOSADO A COLUMNA
H DE 12"x12" @ 100cm

6 HI-14 TPO K
VER E-11a

6 HI-14 @ 2x4 ft
TPO L VER E-11a

6 HI-14 @ 12x2 H
COLUMNA H 12"x12" H

PARALLAMAS LAMINA
CAL. II

PLACA DE PROTECCION

LOSA DE ENCLAVES
CONCRETO

6 HI-14 TPO M VER
E-11a RAJA FELD C
CANTILLO 6 HI-14

TORRETE T-2 (100x100)
V144 I

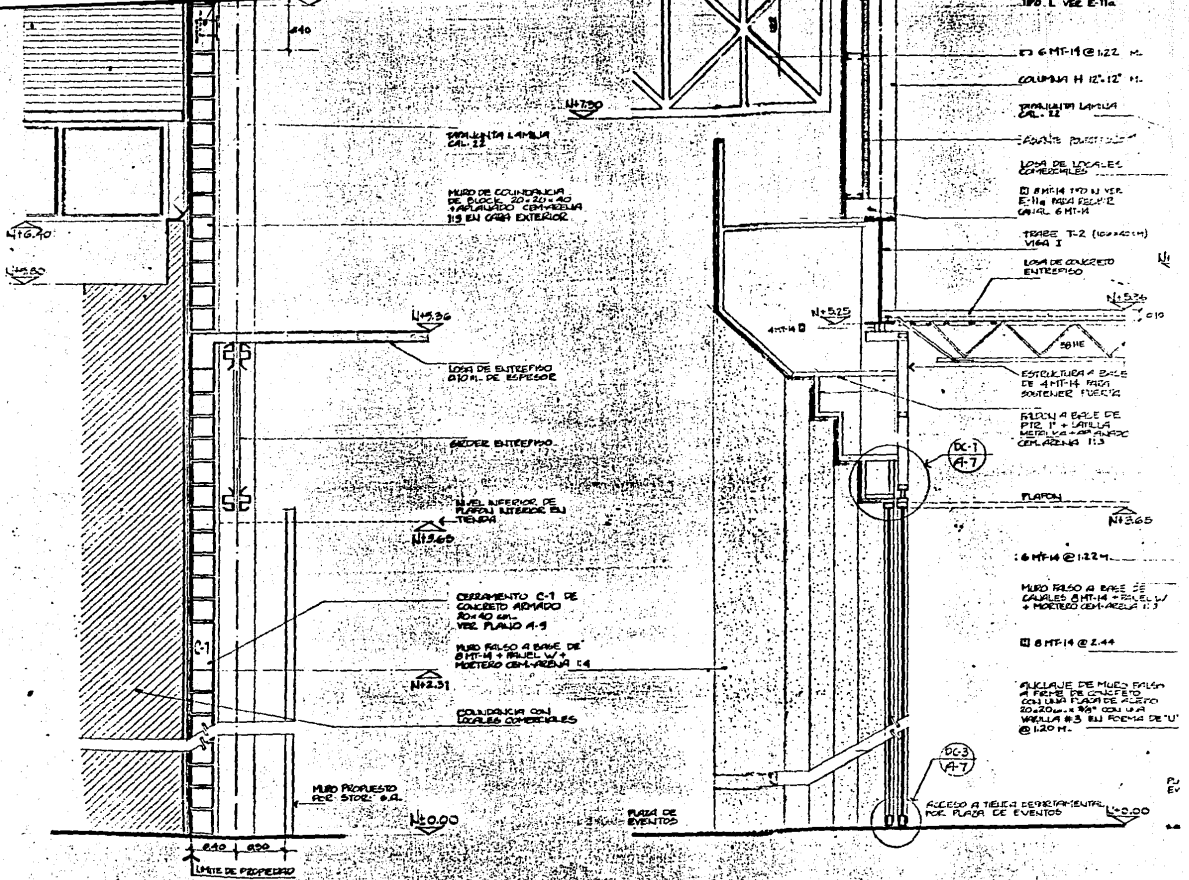
LOSA DE CONCRETO
ENTERRADO

LOSA DE ENTERRADO
210 cm DE ESPESOR

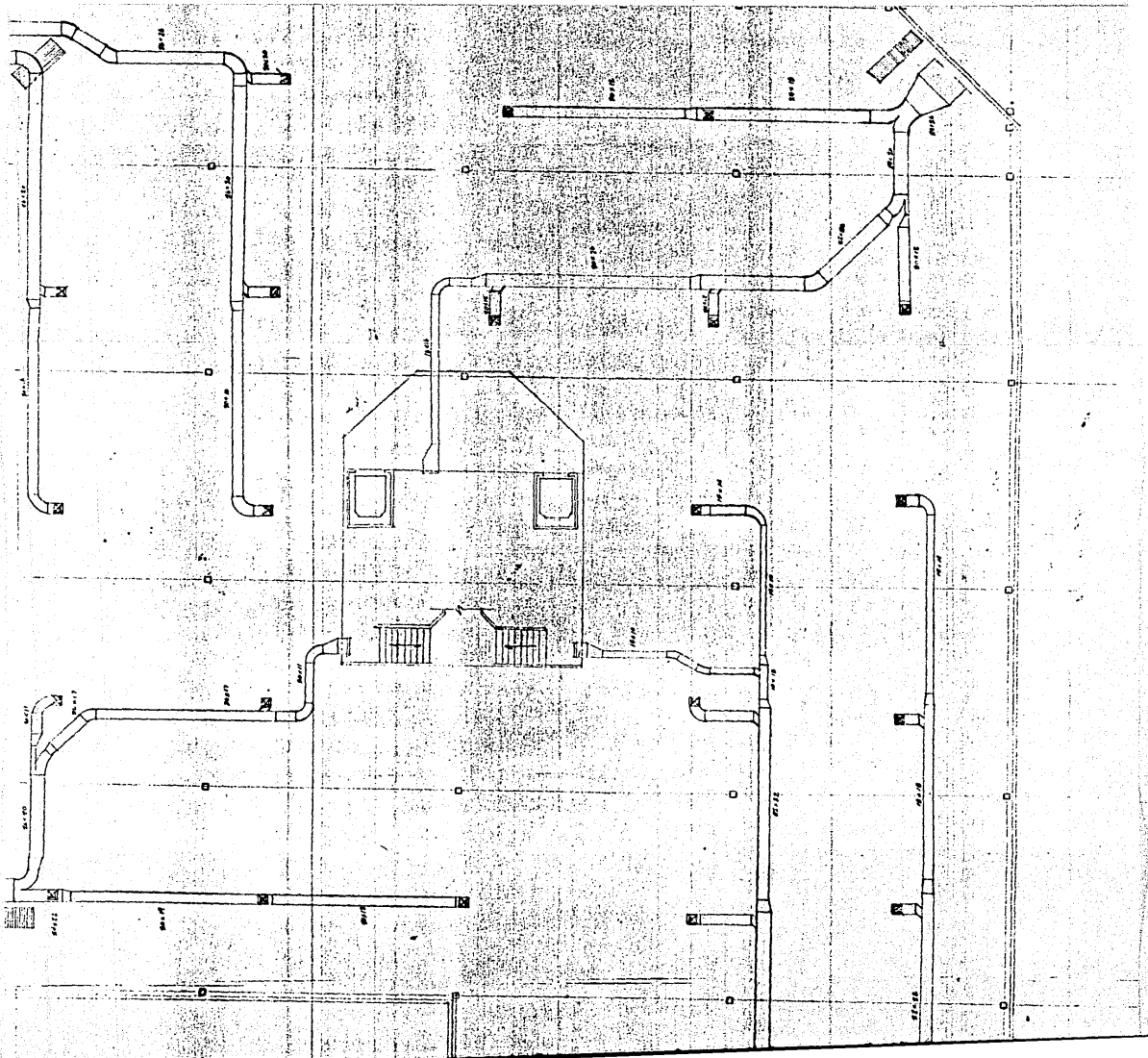
GRABER ENTERRADO

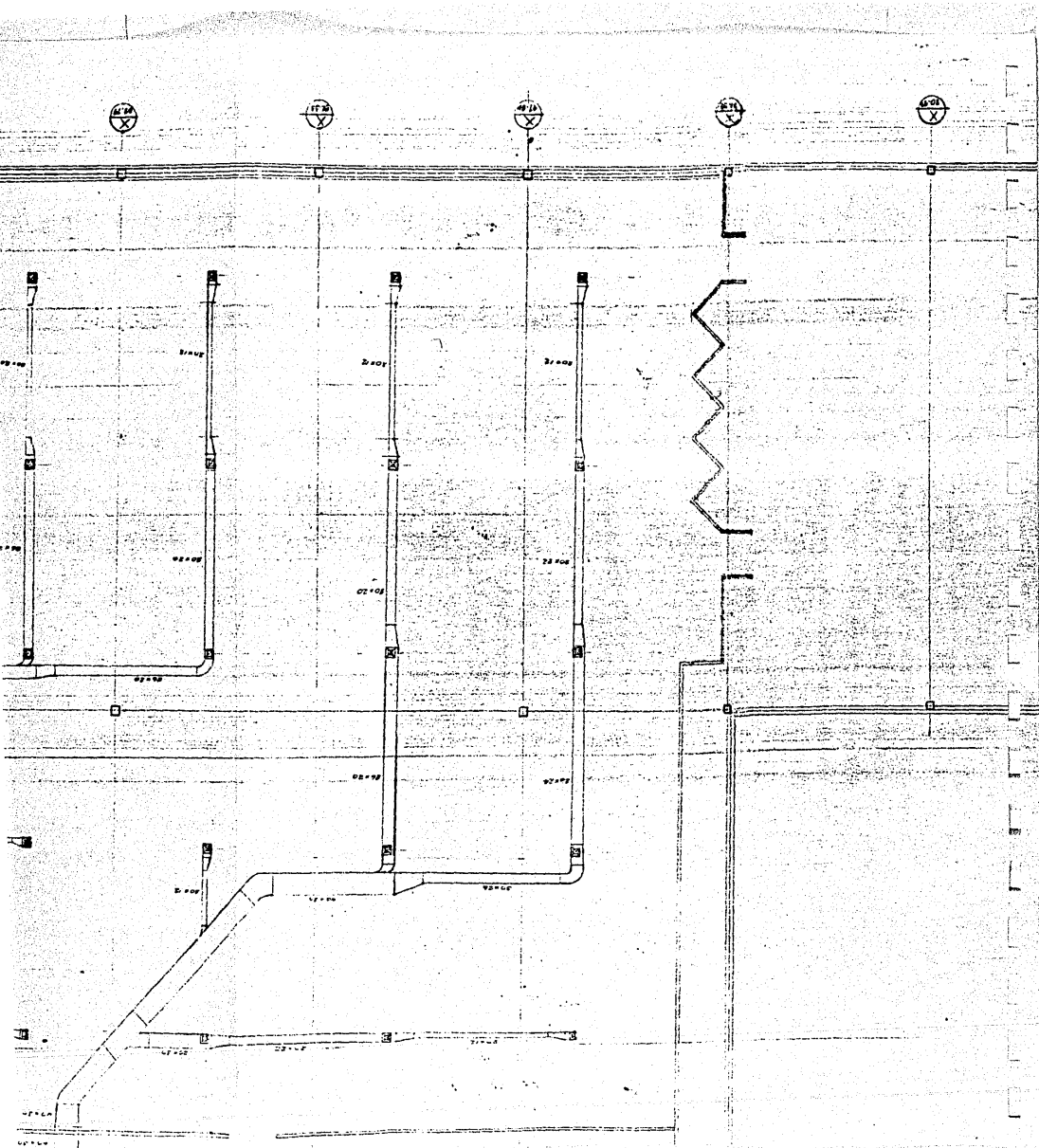
CONSTRUCCION A BASE
DE 4 HI-14 TPO M
SOSTENEDOR PUEBLO

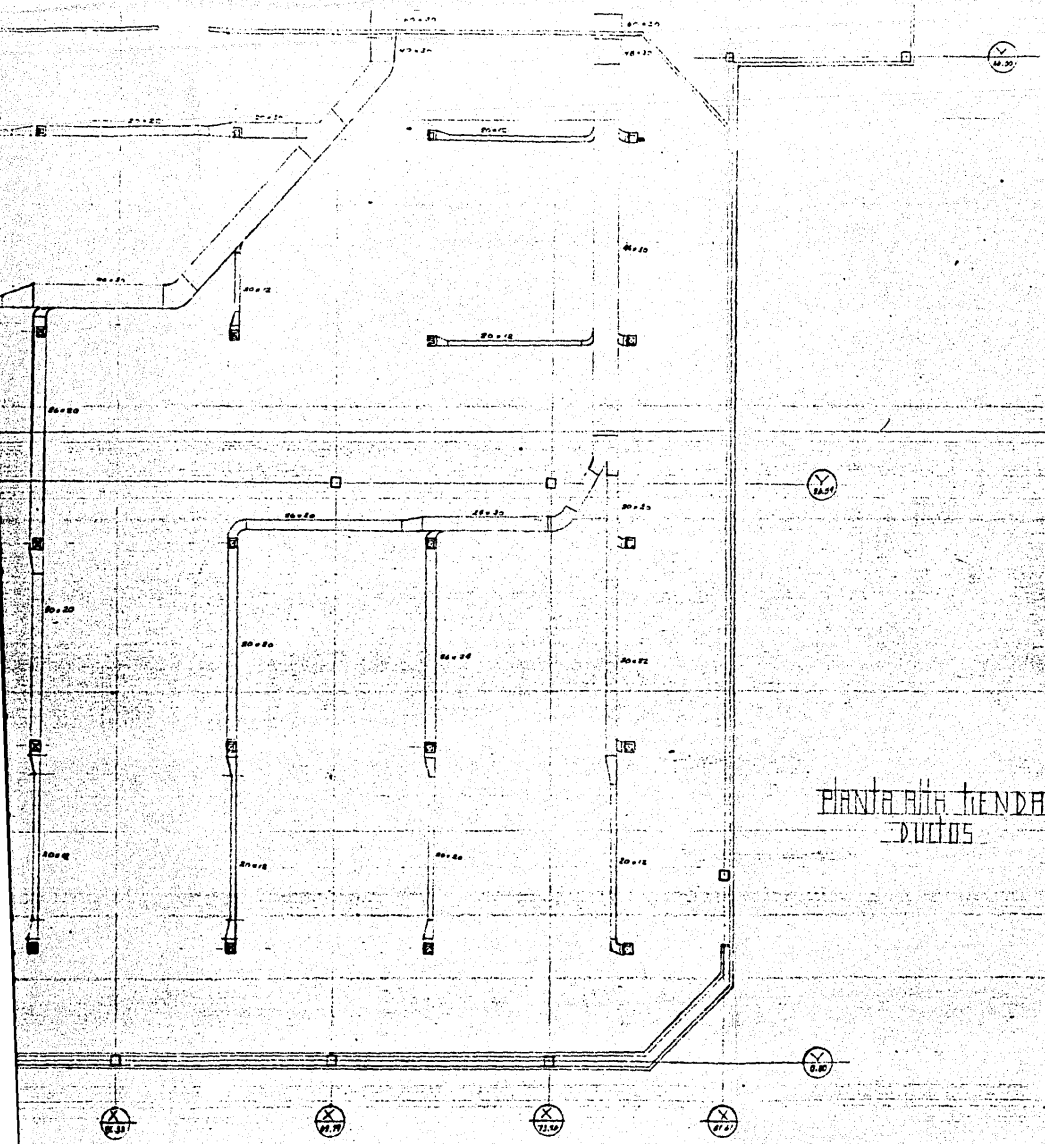
PLACA A BASE DE
SISTEMA 21 x 3"
METALICO CANTILLO
VER PLANO E-11a



CORTE POR FACHADA CF-8 esc. 1:20 CORTE POR FACHADA CF-9 esc. 1:20







PLANTA DE TIENDA
DUCTOS

X
01-07

X
01-12

X
01-17

X
01-22

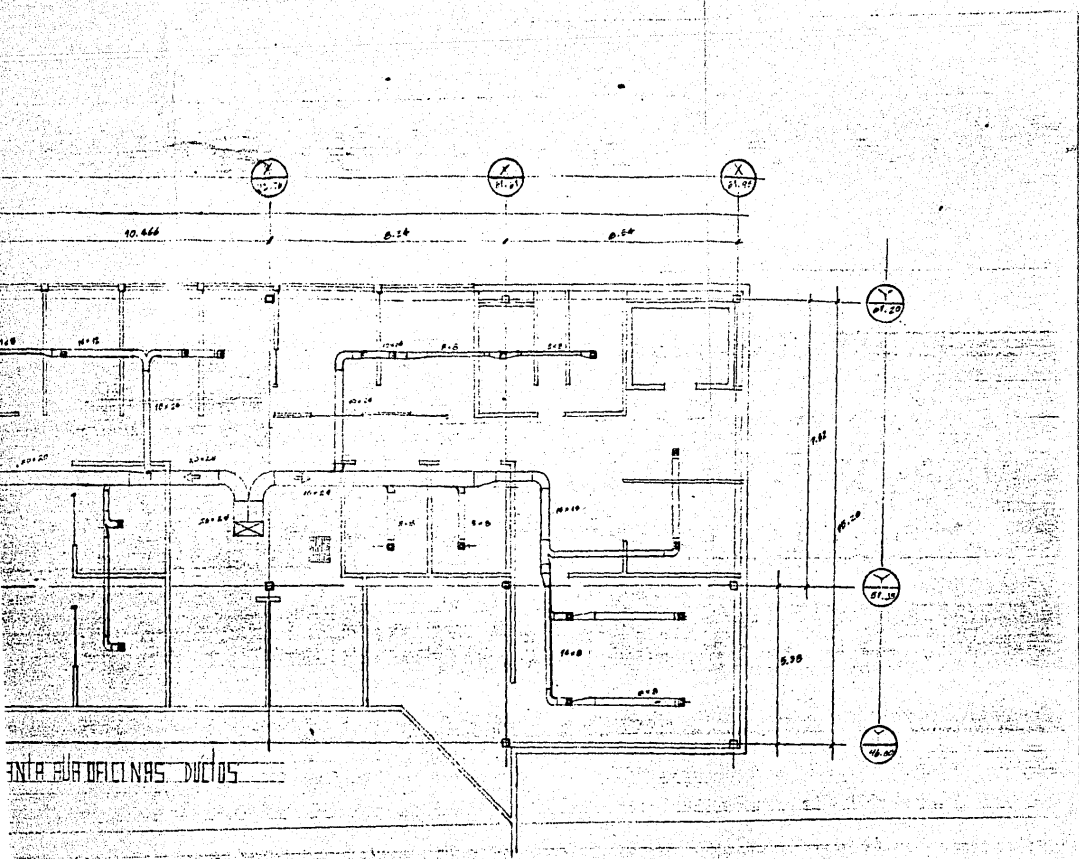
10.456

10.462

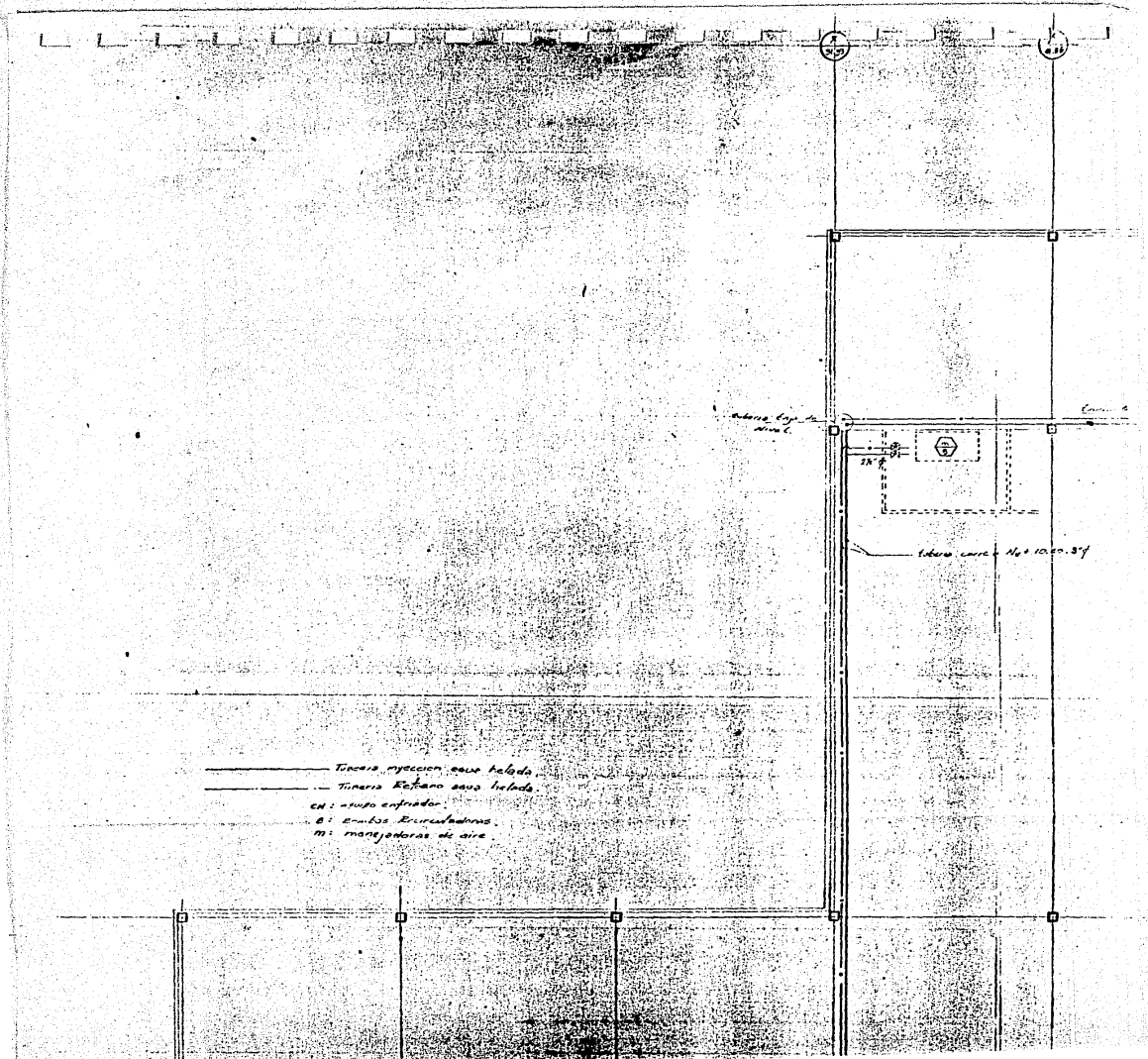
10.466

0.50

PLANTA DE RAJAS DUCIOS



ENTRADA A LAS OFICINAS DUCTOS



25

26

adorno con
mural

Com. 2

12' 6"

Librería carril No. 1000-37

- Tinaria inyección agua helada
- Tinaria K&Bano agua helada
- CM : grupo enfriador
- CB : Bombas Centrífugas
- M : manejadoras de aire

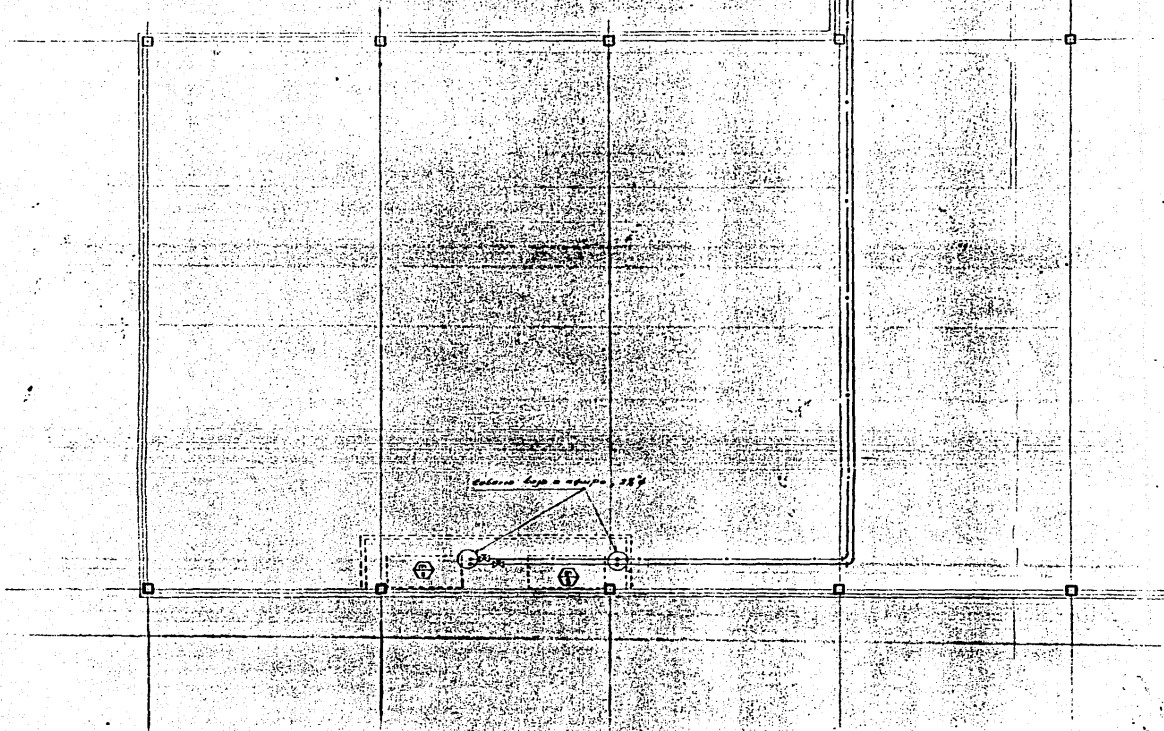
----- Tinaria Mycccion sauo helada

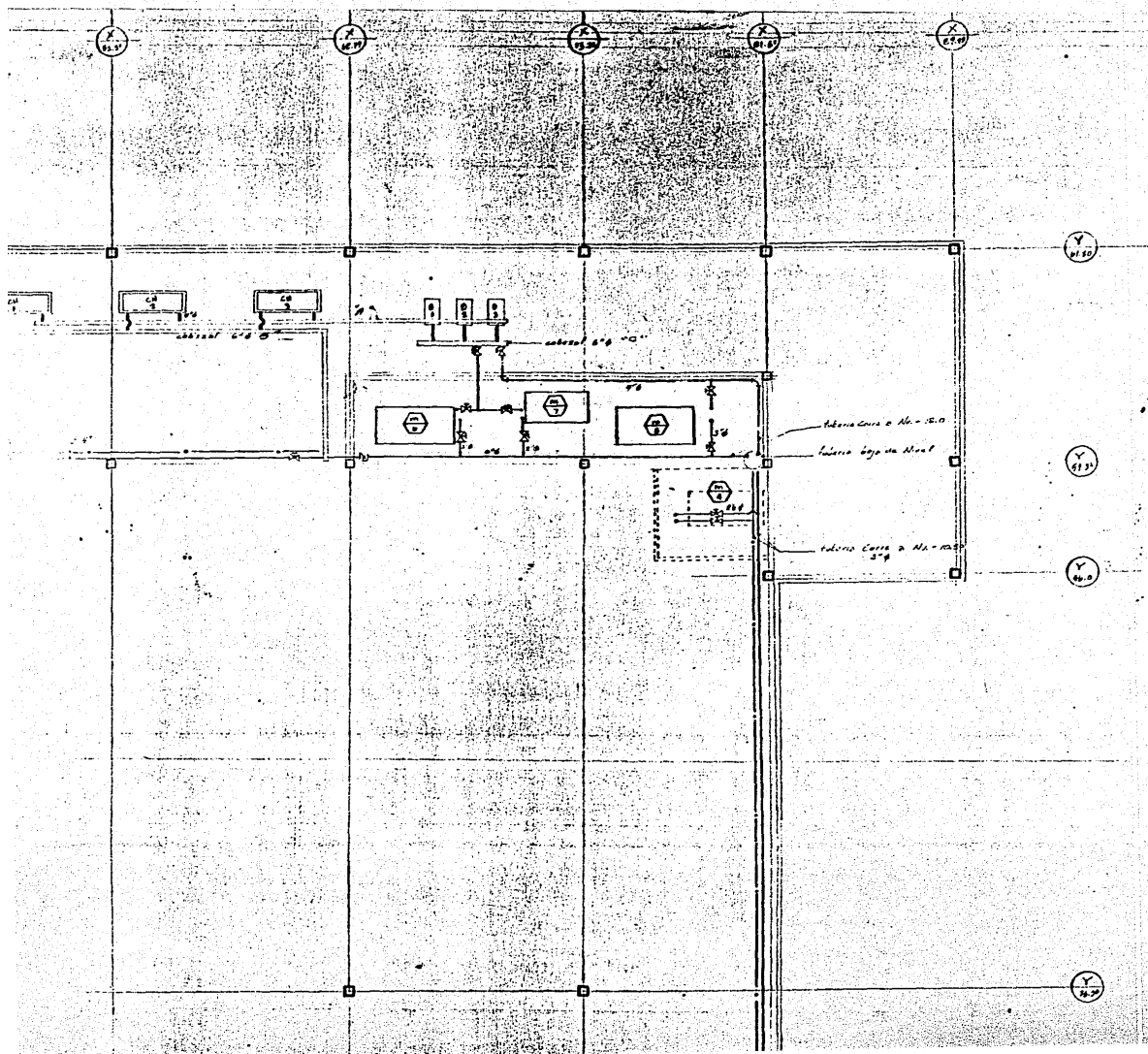
----- Tinaria Estano sauo helada

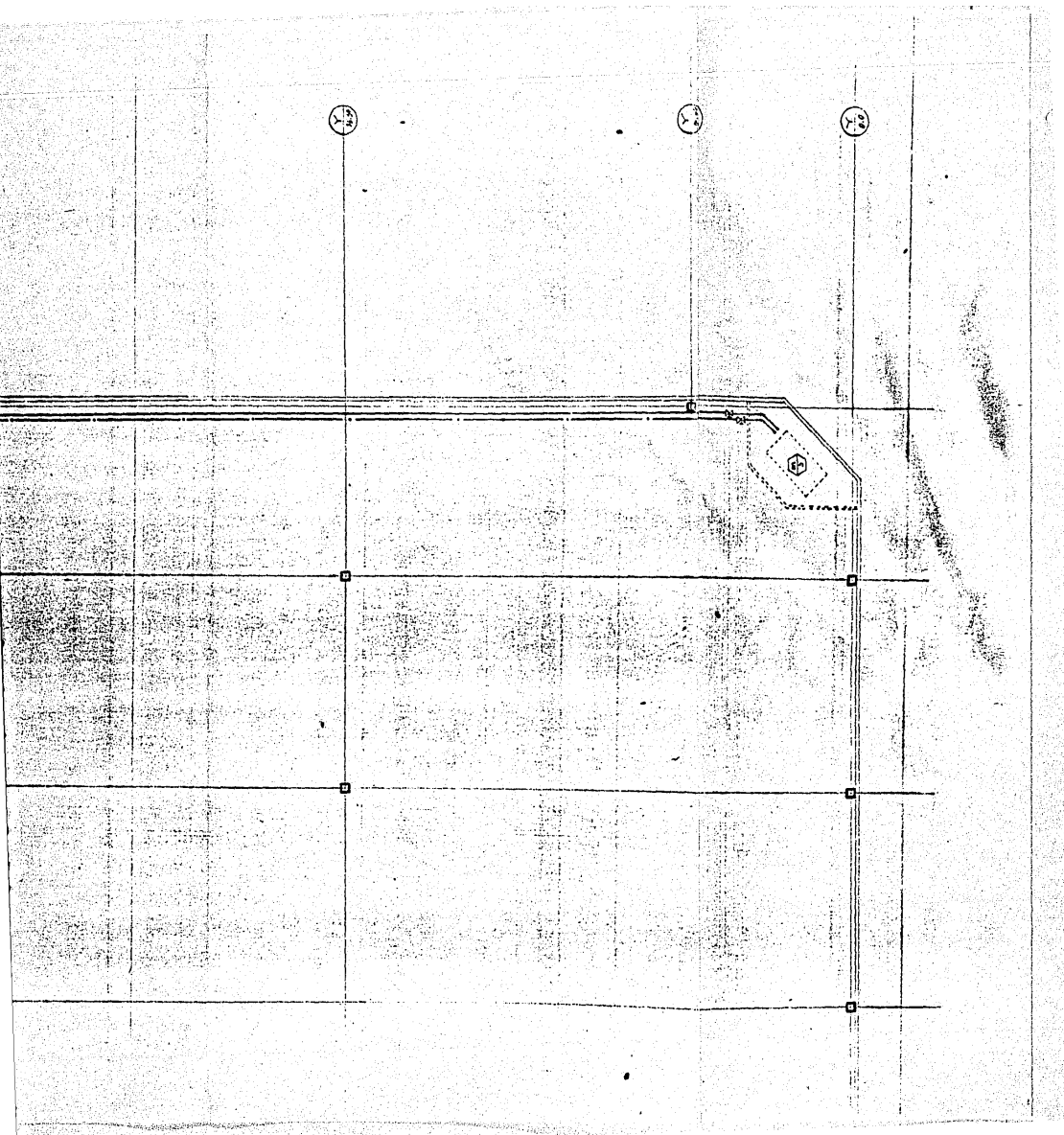
ca : auroo enfriador

o : Bombas Recirculacion

m : manejadoras de aire







BIBLIOGRAFIA

ASHRAE HANDBOOK. 1977.
FUNDAMENTALS CAP. 23.

AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION
JENNINS-LEWIS
C.E.C.S.A.

GUIDE AND DATA BOOK
STORES CAP. 2

MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO
CARRIER INTERNACIONAL LIMITED
MARCOMBO.

MANUAL TECNICO CARRIER
GRUPO ENFRIADORES DE LIQUIDO CON COMPRESORES
SEMIHERMETICOS ALTERNANTES.
30HR, HS (40-160 TON.)

MANUAL YORK RECOLO DCU
AIR COOLED CONDENSERS FOR COMERCIAL REFRIGERATION.

MANUAL RECOLO
AIR HANDLING UNITS.
520 CFM THRU 43000 CFM.

MANUAL TITUS PRODUCT
MODEL TDCA ADJUSTABLE VANES FOR MODEL TDC
CEILING DIFFUSERS.

HONEYWELL RESIDENTIAL DIVISION
TRADELINE CATALOG 1985.

MANUAL DE MANTENIMIENTO Y RECAMBIO DE RODAMIENTOS
SKF 1977.

FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION
HERNANDEZ GORIBAR
LIMUSA.

ADMINISTRACION DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL
NEWBROUGH
DIANA.

MANTENIMIENTO Y RECONSTRUCCION DE MAQUINARIA
POMIT Y LITTON
ED. HISPANO EUROPEA S.A.

LA ADMINISTRACION EN EL MANTENIMIENTO
BOUNCE VILLANUEVA
C.E.C.S.A.

MANUAL DE DISEÑO DE SISTEMAS CARRIER
PART. 1, 2 Y 3
ELIZONDO CARRIER.