

T
697.9
VEPd



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería Mecánica



**"DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFORZAMIENTO
AL SISTEMA DE CLIMATIZACION DE
UN EDIFICIO BANCARIO"**

INFORME TECNICO
Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentado por:
José Fernando Yépez López

Guayaquil - Ecuador

1990

A G R A D E C I M I E N T O

Al ING. ERNESTO MARTINEZ
Director de Informe Técnico,
por su invaluable
ayuda y colaboración pa
ra la realización de es
te trabajo.

D E D I C A T O R I A

A MI MADRE

A MIS ABUELOS

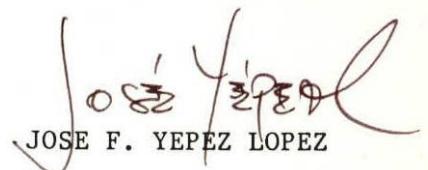
A ANA MARITZA

DECLARACION EXPRESA

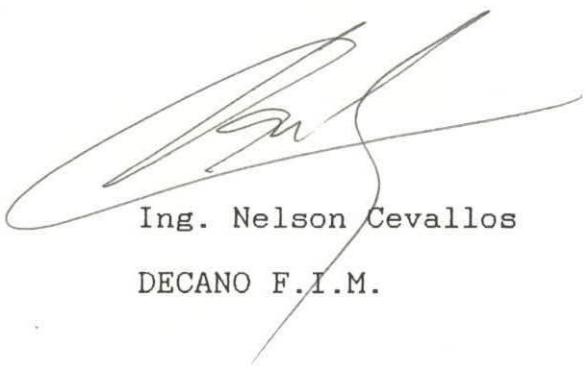
Declaro que:

"Este Informe Técnico corresponde a la resolución de un problema práctico relacionado con el perfil profesional de la Ingeniería Mecánica"

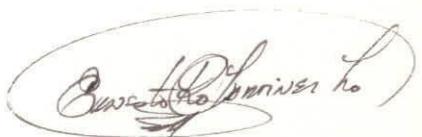
(Reglamento de Graduación mediante la elaboración de Informes - Técnicos)



A handwritten signature in black ink, appearing to read "José F. YEPEZ LOPEZ". The signature is fluid and cursive, with "José" and "F." being more stylized, and "YEPEZ LOPEZ" being more legible in a standard font.



Ing. Nelson Cevallos
DECANO F.I.M.



Ing. Ernesto Martinez
DIRECTOR DEL INFORME



Ing. Francisco Andrade
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

RESUMEN

El presente informe técnico se refiere al diseño de un sistema para reforzar el sistema de climatización del edificio principal del Banco Central del Ecuador en Guayaquil, el cual presentó problemas de falta de capacidad de enfriamiento desde su misma instalación, lo cual se agudizó debido al crecimiento de la población de personal y a las variaciones en la distribución del espacio que han venido produciéndose a través de los años, así como también debido al deterioro normal que han venido sufriendo las máquinas del sistema inicial por el uso.

En atención a solucionar de manera definitiva este problema realicé un estudio de la situación y participé en el diseño de un sistema apropiado para el reforzamiento. Esto inicialmente se ha hecho para la base del edificio (planta baja hasta tercer piso) por tratarse de las áreas más importantes del mismo.

En el capítulo 1 se presenta un vistazo general a la situación inicial, comenzando con una breve reseña explicativa de la historia del sistema inicial del edificio y los problemas que desde la época de su instalación se han venido arrastrando; luego se hace una descripción

del edificio y del sistema inicial, concluyendo con una evaluación del estado actual de los equipos.

El segundo capítulo está enfocado a definir el problema demostrándose la necesidad de instalar un sistema de reforzamiento por medio del cálculo de la Carga Térmica de cada uno de los pisos de la base del edificio y su comparación con la capacidad real instalada en cada uno de los ambientes.

El tercer capítulo está dedicado exclusivamente a la selección del tipo de sistema más adecuado para las condiciones específicas del edificio y a la mejor conveniencia de la institución desde el punto de vista técnico y económico.

Se consideraron tres alternativas: la primera, una expansión del sistema inicial, es decir un sistema de agua helada; la segunda, sistemas de expansión directa tipo split system, y la tercera un sistema de paquetes enfriados por agua, alternativa que al final fue la seleccionada.

El último capítulo está dedicado a la selección de los equipos y diseño del sistema, incluyendo ductos y tuberías.

Se incluye también en este capítulo una sección destina-

da a un cálculo de costos.

En anexos se incluye los planos para la instalación y los catálogos de los equipos.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

CAPITULO I ANTECEDENTES.

- 1.1.- Consideraciones Generales
- 1.2.- Descripción general del Edificio
- 1.3.- Descripción del Sistema de Climatización inicial
- 1.4.- Capacidades de enfriamiento instaladas
- 1.5.- Estado inicial de los equipos

CAPITULO II ANALISIS DEL PROBLEMA.

- 2.1.- Cálculo de la Carga Térmica
- 2.2.- Determinación de la capacidad extra de enfriamiento necesaria para climatizar.
- 2.3.- Balance total de la carga requerida.

CAPITULO III SELECCION DEL SISTEMA DE REFORZAMIENTO MAS CONVENIENTE

- 3.1.- Sistema de agua helada
- 3.2.- Sistema de Expansión Directa
- 3.3.- Sistema de Paquetes enfriados por agua
- 3.4.- Selección del sistema adecuado

CAPITULO IV DISEÑO DEL SISTEMA DE REFORZAMIENTO POR PAQUETES ENFRIA
DOS POR AGUA

- 4.1.- Selección de Equipos
- 4.2.- Selección de accesorios
- 4.3.- Diseño de ductos

4.4.- Cálculo de tuberías

ANEXOS

A.1.- Planos para la instalación

A.2.- Catálogos de los equipos

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CAPITULO I

ANTECEDENTES

1.1.- CONSIDERACIONES GENERALES.

En el presente informe técnico abordaremos la solución al problema de déficit de capacidad de enfriamiento presentado en el sistema de climatización del edificio principal del Banco Central del Ecuador R-2 en Guayaquil.

Las razones principales para éste déficit son:

- 1) Problemas de diseño: subdimensionamiento del sistema.
- 2) Aumento considerable de la carga térmica debido fundamentalmente al notable crecimiento poblacional.
- 3) Deterioro normal de los equipos debido al uso.

Como consecuencia de lo anterior se ha llegado a un grave problema de climatización que ha traído consigo las correspondientes quejas de los usuarios, y, por supuesto, un descenso en el rendimiento de los empleados en su trabajo al no contarse con un ambiente adecuado para el desarrollo de sus funciones.

Este grave problema por supuesto no apareció de un momento a otro, sino que se fue agudizando con el paso del tiempo partiendo eso sí de una situación inicial debida a errores en el diseño, ya citados anteriormente.

Conforme el problema se acentuaba se fueron implementando soluciones parciales y localizadas para ciertas áreas que se consideraron prioritarias o de emergencia como por ejemplo la Gerencia local, las Gerencias Administrativa y de operaciones, todas ellas ubicadas en el segundo piso; también el área de Sector Público, ubicada en la Planta Baja, y el Auditorio, ubicado en el Tercer Piso.

Estas soluciones de tipo localizado consistieron en la instalación de equipos tipo split system de diversas capacidades y de un equipo paquete (en el Auditorio).

Sin embargo en un momento dado se hizo necesario abordar el problema de manera global, lo cual no podía ser de otra forma que a través del reforzamiento o aumento de la capacidad de enfriamiento del sistema de climatización del edificio, ya sea por una ampliación de dicho sistema o por la instalación de otro sistema paralelo.

La determinación de la mejor solución y el diseño del sistema de reforzamiento, son el tema del presente informe técnico.

1.2.- DESCRIPCION GENERAL DEL EDIFICIO.-

El edificio del Banco Central del Ecuador R-2 Sucursal Mayor de Guayaquil, está dividido por razones de diseño en dos partes fundamentales: desde el sótano hasta el tercer piso inclusive, lo que se denomina la base del edificio con un área de construcción de tres mil setenta metros cuadrados por planta, y en la que se encuentran las principales dependencias de la institución como son las áreas de atención al público, la Gerencia Local, las Gerencias de Operaciones y Administrativa, el local de sesiones de la Junta Monetaria, la Gerencia de Asesoría Legal, y varios de los más importantes Departamentos que manejan la actividades externas del Banco.

A partir del cuarto piso hacia arriba y con un área de construcción de ochocientos ochenta metros cuadrados por planta, tenemos la torre del edificio que llega hasta la terraza, nivel 16, y en la cual se encuentran las demás dependencias internas de la institución. Cabe destacar que estas dos partes forman un solo cuerpo estructural.

Todas las fachadas del edificio están construidas de aluminio y vidrio antisolar por lo cual la ganancia de calor es alta a través de ellas.

En lo que a la base se refiere, que es la parte del edi-

ficio que nos interesa en este informe, los materiales de que está constituida son:

Paredes: mampostería recubierta de aluminio, mármol, o pintura de caucho.

Pisos: en la planta baja, mármol sobre losa de hormigón; en los demás niveles, marmetón sobre losa de hormigón.

Cielo falso o tumbado: en la planta baja el tumbado es de elementos de acero entrecruzados formando una especie de malla; en el resto de los pisos es de planchas acústicas Amstromg.

Paredes interiores: tabiquería de aluminio vidrio y tapizón. Para todo lo anterior ver fig. 1.

En la parte interior de todas las fachadas existen cortinas de tipo vertical de lana antiinflamable. Ver fig. 2.

1.3.- DESCRIPCION DEL SISTEMA DE CLIMATIZACION INICIAL.

El diseño del sistema de climatización inicial del edificio, siguiendo las características de diseño del mismo, que permiten visualizarlo como constituido por dos partes, está también conformado por dos sistemas de climatización similares pero totalmente independientes el uno del otro, a los que se denominan sistemas "A" y "B".

FIG. #1

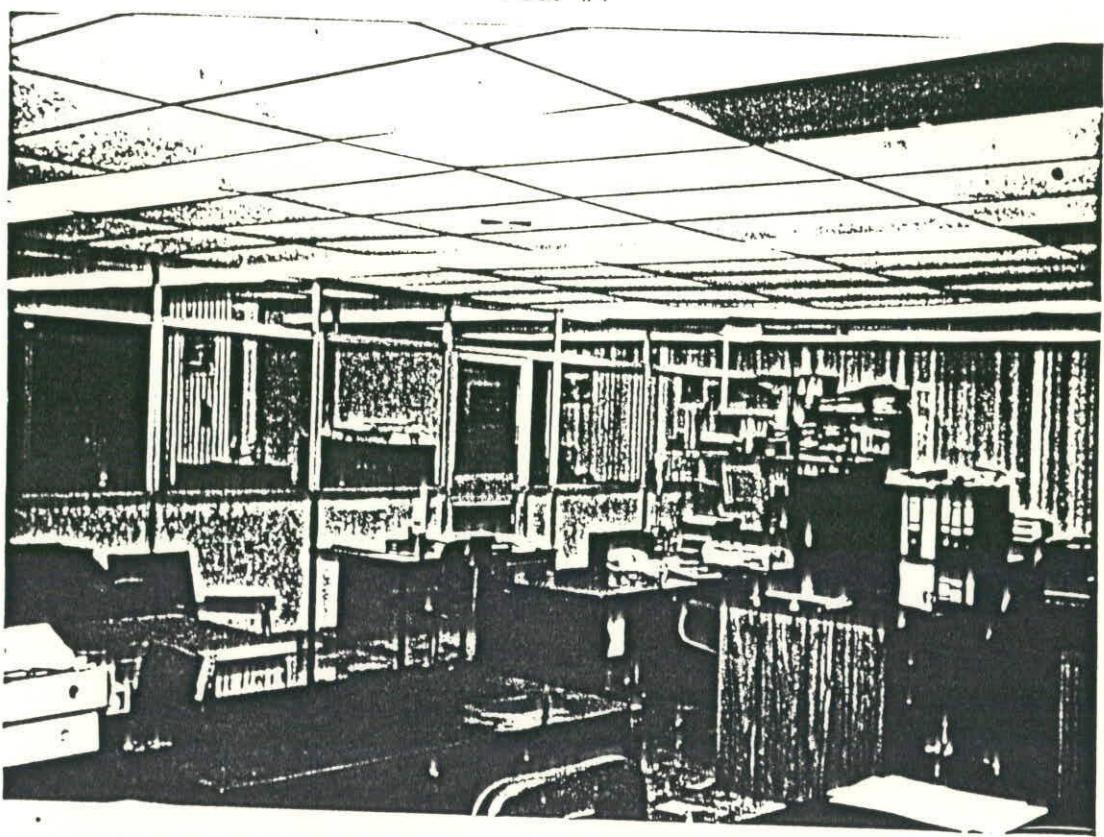
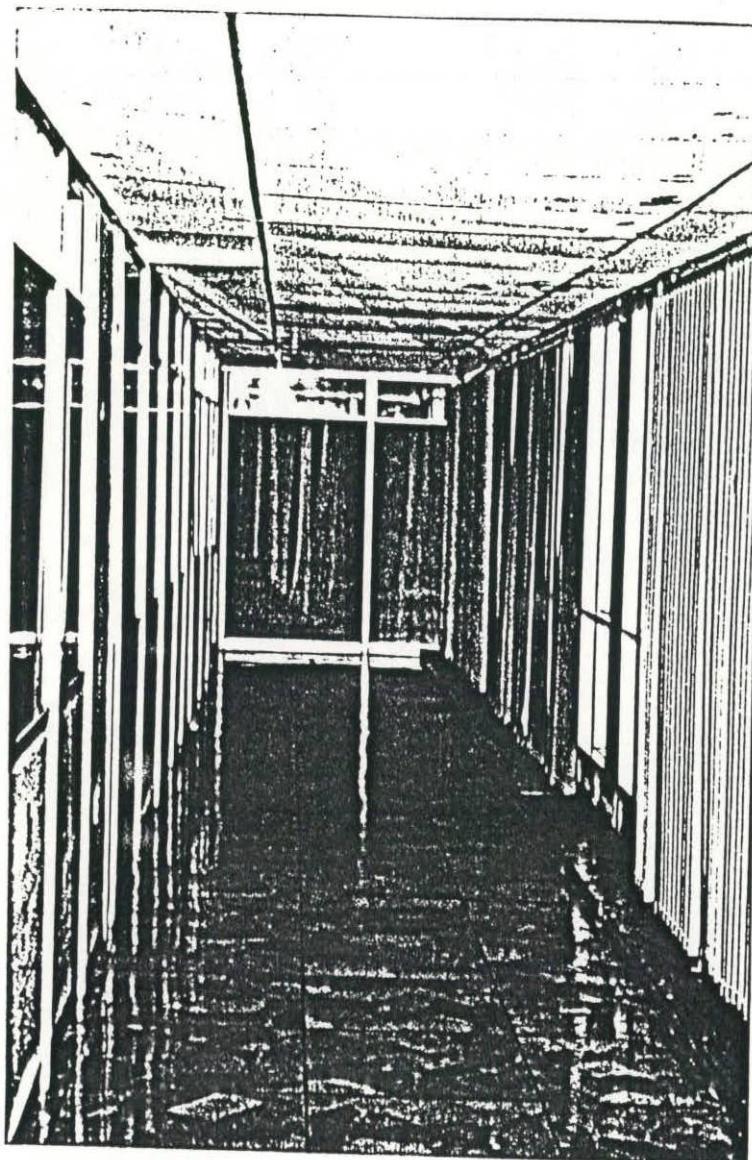


FIG. # 2



De manera general, se trata de sistemas de planta central, de agua helada, con enfriamiento por aire, y de volumen variable.

El sistema "A" correspondiente a la base del edificio que es el que nos interesa reforzar; está constituido por seis enfriadores de agua marca York modelo LCHA-85 con capacidad de 81.1 toneladas de refrigeración cada uno. El agua pasa por los enfriadores y los serpentines de las máquinas manejadoras de aire, a través de un circuito cerrado. El agua ingresa a 55 F a los enfriadores y sale de ellos a 45 F. Ver Fig. 3.

El caudal de agua que se desplaza a través del sistema es de 1440 GPM, y es impulsado por tres bombas, una de ellas en stand-by. Ver Fig. 4.

La climatización de los ambientes se realiza a través de unidades manejadoras de aire de ventilador - serpentín, de diversas capacidades, todas de marca York, y que consisten esencialmente de un serpentín de tubos de cobre y aletas de aluminio por el cual circula el agua helada, y un ventilador de tipo air foil, ubicado antes del serpentín, que impulsa el caudal de aire a través del mismo. El aire es llevado a través de ductos al área a climatizarse. El volumen de aire que se suministra a cada área es regulado por las cajas de volumen variable, cada una de las cuales cuenta con su respectivo termos-

FIG. # 3

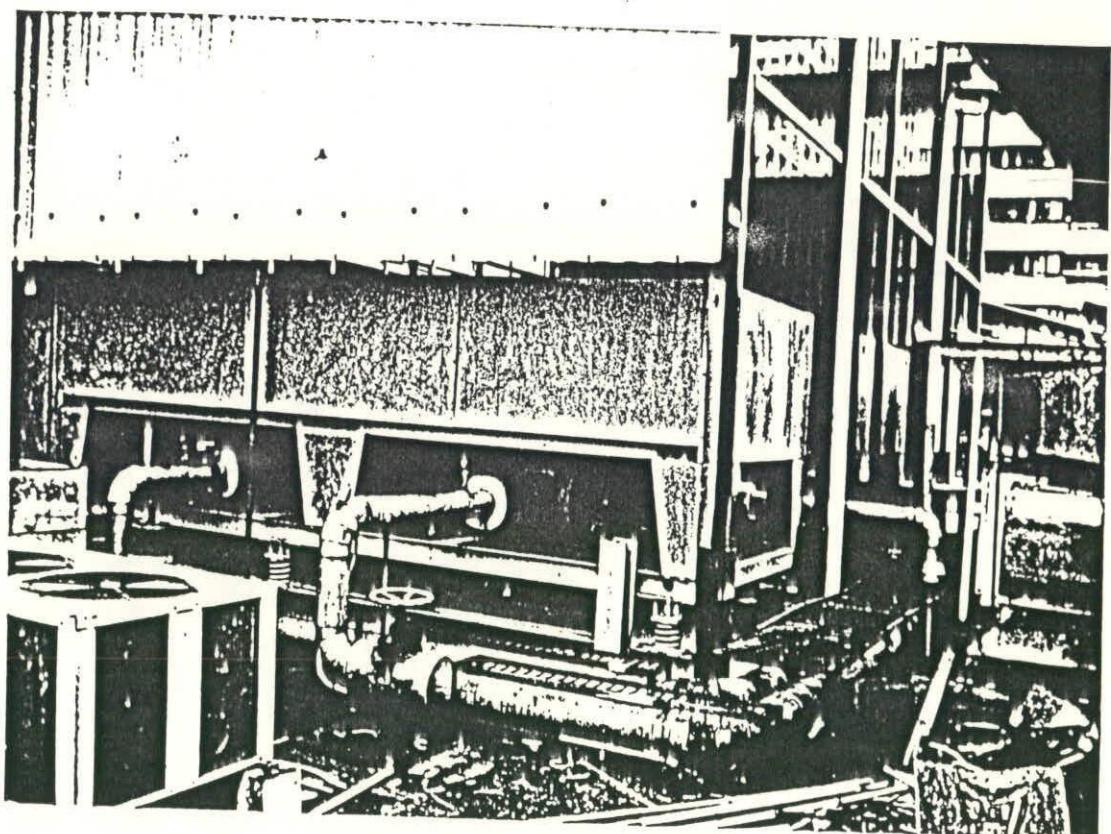
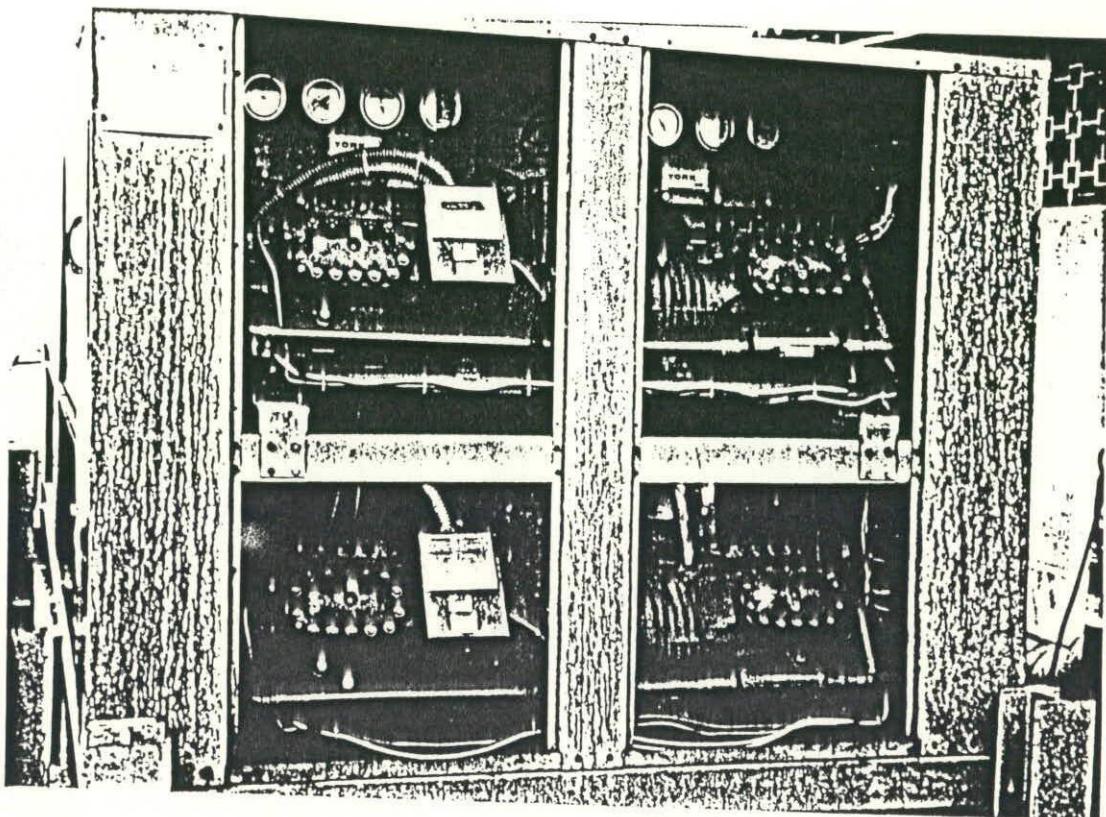
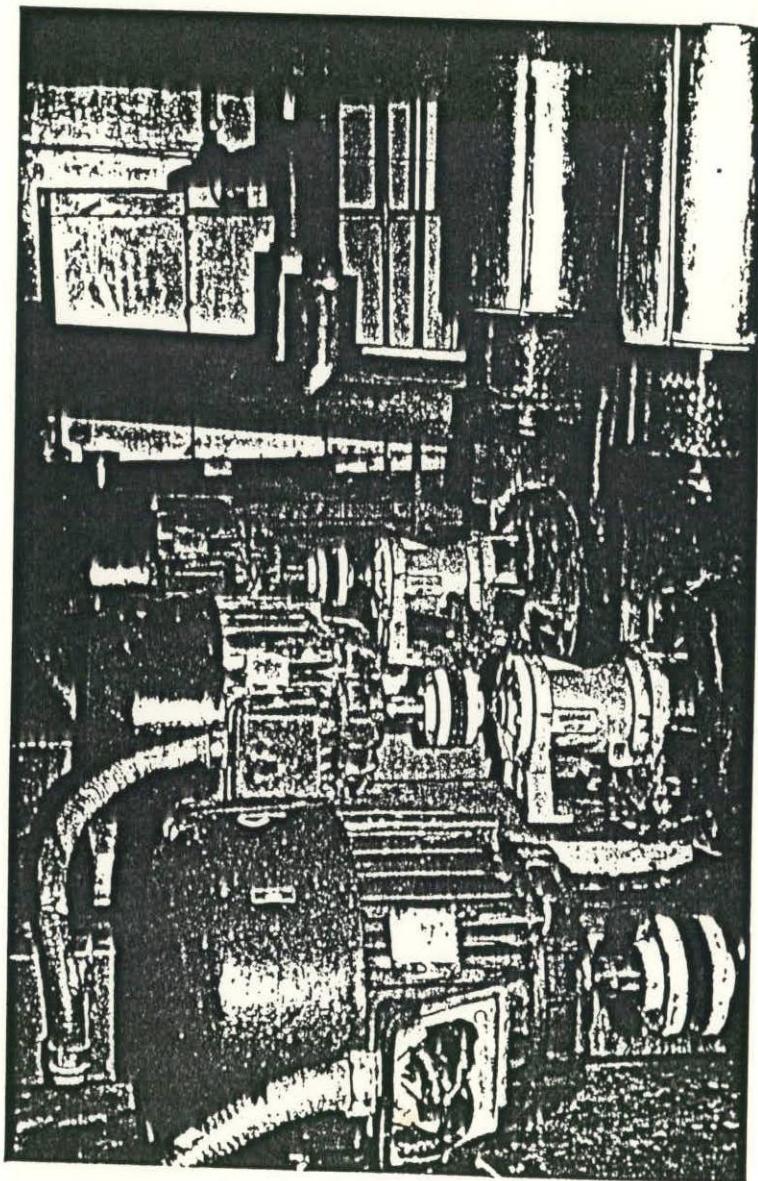


FIG. # 4



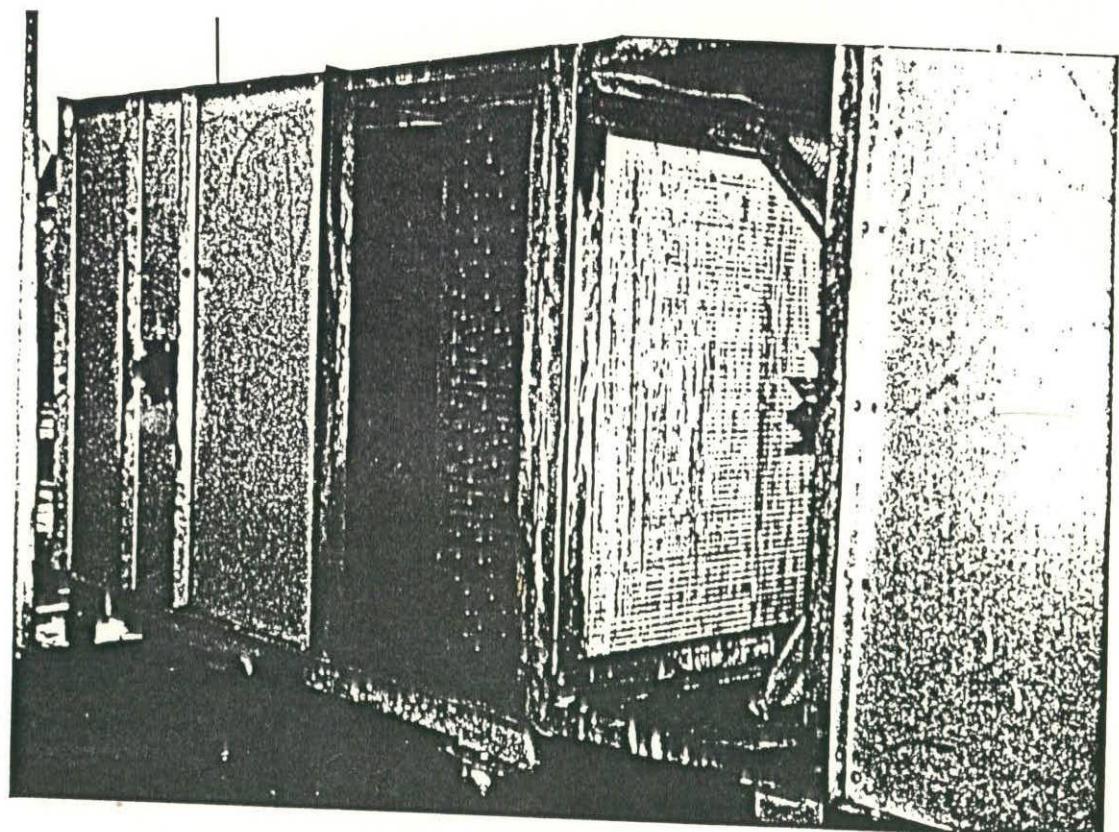
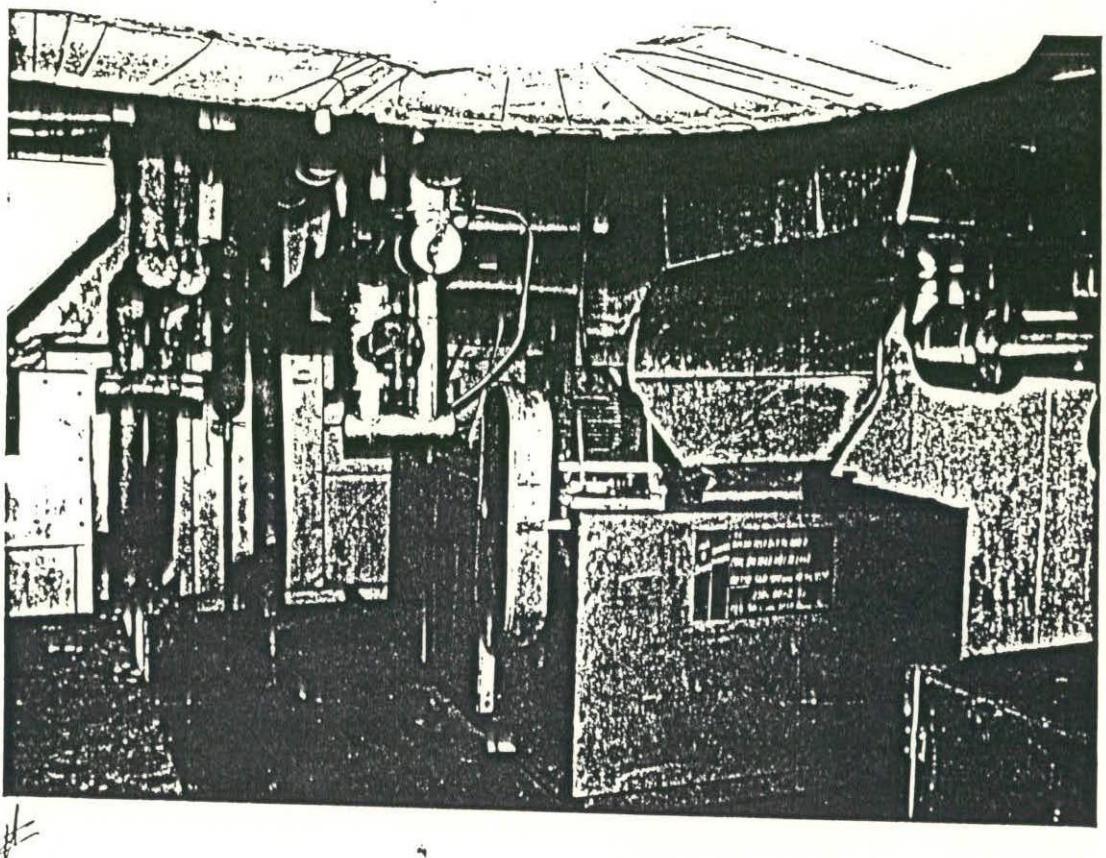
tato, a fin de mantener los ambientes a la temperatura deseada. Ver Fig. 5.

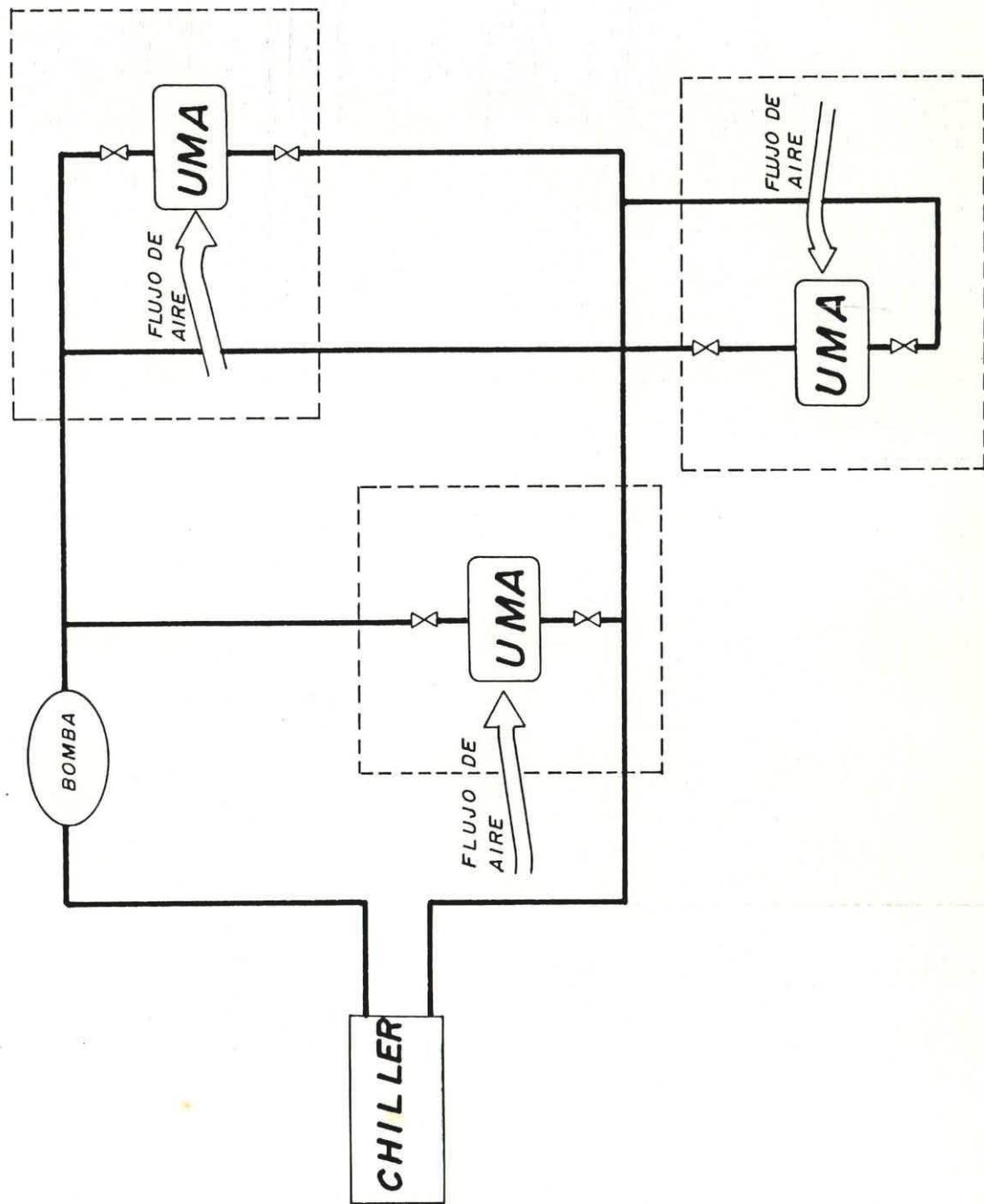
El retorno del aire es a través del plenum formado por el tumbado y la losa de cada piso, de donde es tomado por la máquina mediante ductos de retorno. La entrada del aire frío a los espacios a climatizarse es a través de difusores de diversas medidas, y el retorno a través de rejillas, todas ubicadas en el cielo falso.

El sistema de tuberías por las cuales fluye el agua fría es de hierro negro cédula 40 sin costura, aisladas térmicamente con Rubatex y liencillo con una capa de pintura para proveer la correspondiente barrera de vapor; esto en el diseño inicial, habiéndose sustituido dicho aislamiento en muchos tramos por poliuretano. Esto debido al deterioro del aislamiento de Rubatex, debiendo citarse que éste es uno de los principales problemas que el sistema de agua helada nos produce.

Para una mejor visualización del sistema "A" del edificio, observar la Fig. 6.

FIG. # 5





1.4.- CAPACIDADES DE ENFRIAMIENTO INSTALADAS.

EQUIPO	UBICACION	AREA CLIMATIZADA	CAPACIDAD
1	Sótano	Recontadores	16.8 TR
2	"	Corredor	10.2
3	"	Central telefónica	2.34
4	"	Bunker	2.0
5	"	Incinerador	6.0
6	"	Bóvedas 1 y 2	25.6
7	"	Recontadores Bancos privados	23.9
8	Mezzanine	P.B. Zona privada	76.27
9	"	P.B. Zona pública	48.32
10	Piso 1	Mezzanine	67.15
11	Piso 3	Piso 1	67.15
12	Piso 3	Piso 2	76.94
13	Piso 4	Auditorio	67.75
14	Piso 4	Piso 3	23.12
15	Piso 4	Piso 4	9.10

1.5.- ESTADO INCIAL DE LOS EQUIPOS

Como se manifestó antes, los equipos componentes del sistema de agua helada instalados en el edificio tienen ya en funcionamiento aproximadamente diez años, lo cual a la hora de estudiar la posibilidad de ampliar este sistema será un factor determinante a considerarse. Esto

a pesar de que el mantenimiento que se ha suministrado puede considerarse óptimo y que puede decirse que los equipos están aproximadamente a la mitad de su vida útil.

CAPITULO II

ANALISIS DEL PROBLEMA

2.1.- CALCULO DE LA CARGA TERMICA

En el presente estudio se analizan las diferentes ganancias de calor en los pisos de la base del edificio.

Las cargas analizadas son las siguientes:

- Carga por fenestración
- Carga por paredes exteriores
- Carga por paredes interiores
- Carga por luces
- Carga por tumbado
- Carga por personas (sensible y latente)

En cada caso se ha analizado tanto la orientación del edificio como los materiales de que está constituido y que se especificaron en el capítulo 1. Los cálculos de la ganancia de calor se efectuaron para todos los meses del año, con fecha 21 (fecha en que se producen los dos solsticios, 21 de Junio y 21 de Diciembre, y los dos equinoccios, 21 de Mayo y 21 de Septiembre).

De esta manera podremos determinar la carga de enfriamiento para el mes más crítico.

El método utilizado es el descrito por la ASHRAE, asumiéndose las siguientes condiciones de diseño:

Latitud	2.19 grados sur
Longitud	79.53 grados oeste
Coeficiente U para el vidrio	0.8 Btu/hr-Ft ² -F
Factor de sombra para las ventanas	0.3
Temperatura de bulbo seco interior	75 F
Temperatura de bulbo húmedo interior	62.6 F
Temperatura de bulbo seco exterior	92 F
Temperatura de bulbo húmedo exterior	80 F
Rango diario	20 F

La orientación del edificio es:

azp #1	265 grados
azp #2	360 grados
azp #3	100 grados

La ganancia de calor es un proceso inestable que varía continuamente; por esta razón se escoge una fecha específica (21 de cada mes) para tomarla como referencia y calcular la ganancia de calor. Se estima que esta fecha es aquella en que por la inclinación del eje de la tierra se produce en un sitio como la ciudad de Guayaquil, la incidencia más perpendicular de los rayos solares.

En páginas siguientes se presenta una tabla con los resultados de los cálculos de las ganancias de calor para mezzanine, primer piso y segundo piso.

Las razones para no incluir en estos cálculos, y por lo tanto en el diseño del sistema de reforzamiento, tanto al sótano como la planta baja y el tercer piso, son las siguientes:

Sótano: al no recibir ganancia de calor por incidencia de los rayos solares, este nivel del edificio no presenta problemas de falta de capacidad, lo cual se ha comprobado totalmente únicamente por la práctica diaria, es decir que las 86.84 TR instaladas para este nivel son suficientes. Del análisis realizado se concluyó que únicamente es necesario mejorar el sistema de ventilación del parqueadero subterráneo.

Planta baja: Por tratarse de una zona de mucho tráfico de personas, sobre todo del público que acude a realizar trámites, y ser un problema realmente crítico que perfurrgia una solución inmediata, se decidió instalar allí un equipo tipo split system de 25 TR.

Tercer piso: En el caso del Auditorio, tratándose de un área en la que se realizan actos que en muchas ocasiones no tienen nada que ver con las actividades regulares del Banco, y que por lo general se efectúan en horarios fuera de los establecidos para la institución, se decidió que lo más conveniente era dotar a esta área de un sistema de climatización independiente, por lo cual se

escogió como solución la instalación allí de un paquete autocontenido de 10 TR.

GANANCIA DE CALOR POR CADA PISO EN MBH
(calculadas al 21 de cada mes)

Mes	Segundo piso	Primer piso	Mezzanine
ENERO	1620.13	1420.35	1223.78
FEBRERO	1617.30	1413.20	1208.58
MARZO	1612.25	1418.08	1201.34
ABRIL	1615.35	1417.83	1195.03
MAYO	1158.44	1003.28	988.97
JUNIO	1154.93	999.66	957.85
JULIO	1156.62	1144.52	1006.72
AGOSTO	1162.34	1151.06	1004.99
SEPTIEMBRE	1251.85	1248.54	1134.23
OCTUBRE	1352.42	1248.54	1125.13
NOVIEMBRE	1156.35	1356.86	1208.74
DICIEMBRE	1618.13	1417.36	1219.72

Nota: un MBH = 1000 Btu/hr.

Para las máquinas UMA-12, UMA-11 y UMA-10, que climatizan al segundo piso, primer piso, y mezzanine respectivamente, se tomaron los siguientes datos experimentales:

Mediciones	UMA-12	UMA-11	UMA-10
Caudal (CFM)	35050	33200	29000
Temperatura de entrada del aire al serpentín	78.8 F	80.6 F	81.4 F

	UMA-12	UMA-11	UMA-10
Temperatura de salida del aire del serp.	58.5 F	60.3 F	61.9 F
Temperatura de entrada del agua	43.0 F	48.0 F	50.0 F
Temperatura de salida del agua	53.0 F	53.0 F	57.0 F

De acuerdo a los datos anteriores tomados en las máquinas de manera experimental, podemos calcular la capacidad real que tiene cada una de ellas actualmente.

Dichos cálculos son:

$$\text{UMA-12} = 1201.86 \text{ MBH}$$

$$\text{UMA-11} = 935.84 \text{ MBH}$$

$$\text{UMA-10} = 768.50 \text{ MBH}$$

Haciendo una comparación entre los valores calculados para la ganancia de calor de cada piso y la cantidad de calor que cada máquina está disipando actualmente, los cuales han sido consignados arriba, vemos claramente que existe una falta de capacidad en las máquinas ya que solamente responden a las necesidades en los meses de Mayo, Junio, Julio, Agosto, y Septiembre.

Con los cálculos realizados hagamos el proceso psicrométrico para la fecha de diseño, que en este caso se ha determinado como el 21 de Enero (mes crítico). A continuación se presentan los resultados, tanto de la ganancia de calor como del proceso psicrométrico para

cada uno de los pisos:

GANANCIA DE CALOR PARA EL SEGUNDO PISO;

Ganancia por fachada #1	= 42.47 MBH
Ganancia por fachada #2	= 98.95
Ganancia por fachada #3	= 98.85
Ganancia por paredes exteriores	= 0.00
Ganancia por paredes interiores	= 165.11
Ganancia por luces fluorescentes	= 511.84
Ganancia por tumbado	= 41.82
Ganancia por losa	= 125.45
Ganancia sensible por 670 personas	= 167.50
Ganancia latente por 670 personas	= 184.25
Calor sensible	= 1248.89
Calor total	= 1433.14
Aire externo	= 6000 CFM

GANANCIA DE CALOR PARA EL PRIMER PISO

Ganancia por fachada #1	= 41.80 MBH
Ganancia por fachada #2	= 99.50
Ganancia por fachada #3	= 96.30
Ganancia por paredes exteriores	= 0.00
Ganancia por paredes interiores	= 163.92
Ganancia por luces fluorescentes	= 434.05
Ganancia por tumbado	= 36.17
Ganancia por losa	= 0.00
Ganancia sensible por 670 personas	= 180.75
Ganancia latente por 670 personas	= 198.83
Calor sensible	= 1052.49
Calor total	= 1251.32
Aire externo	= 5150 CFM

GANANCIA DE CALOR PARA EL MEZZANINE

Ganancia por fachada #1	= 40.70 MBH
Ganancia por fachada #2	= 95.40
Ganancia por fachada #3	= 94.30
Ganancia por paredes exteriores	= 0.00
Ganancia por paredes interiores	= 161.75
Ganancia por luces fluorescentes	= 317.91
Ganancia por tumbado	= 27.64
Ganancia por losa	= 0.00
Ganancia sensible por 670 personas	= 175.20
Ganancia latente por 670 personas	= 161.10
Calor sensible	= 912.90
Calor total	= 1074.00
Aire externo	= 3000 CFM

La carga de enfriamiento de acuerdo a los cálculos psicrométricos es la siguiente:

PROCESO PSICROMETRICO PARA EL SEGUNDO PISO;

Calor sensible del ambiente	= 1248.89
Calor total del ambiente	= 1433.14
Temp. bulb. seco ret.	= 75 F
Temp. bulb. hum. ret.	= 62.6 F
Temp. bulb. seco ext.	= 92 F
Temp. bulb. hum. ext.	= 80 F
Temp. ent. serp. bulb. seco	= 76.7 F
Temp. ent. serp. bulb. hum.	= 64.3 F
Temp. sal. serp. bulb. seco	= 56.2 F
Temp. sal. serp. bulb. hum.	= 54.5 F
Temp. punto rocio serp.	= 51.1
Caudal de mando	= 60527 CFM
Caudal de retorno	= 54527 CFM
Caudal aire exterior	= 6000 CFM

PROCESO PSICROMETRICO PARA EL PRIMER PISO

Calor sensible del ambiente	= 1052.40
Calor total del ambiente	= 1251.30
Temp. bulb. seco ret.	= 75 F
Temp. bulb. hum. retorno	= 62.6 F
Temp. bulb. seco ext.	= 92 F
Temp. bulb. hum. ext.	= 80 F
Temp. ent. serp. bulb. seco	= 76.7 F
Temp. ent. serp. bulb. hum.	= 64.4 F
Temp. sal. serp. bulb. seco	= 55.9 F
Temp. sal. serp. bulb. hum.	= 54.2 F
Temp. punto rocio serp.	= 50.7 F
Caudal de mando	= 50199 CFM
Caudal de retorno	= 45049 CFM
Caudal de aire ext.	= 5150 CFM
Calor sensible serp.	= 1148.80
Calor total serp.	= 1525.62

PROCESO PSICROMETRICO PARA EL MEZZANINE

Calor sensible del ambiente	= 912.90
Calor total del ambiente	= 1074.00
Temp. bulb. seco retorno	= 75 F
Temp. bulb. hum. retorno	= 62.6 F
Temp. bulb. seco exterior	= 92 F
Temp. bulb. hum. exterior	= 80 F
Temp. ent. serp. bulb. seco	= 76.7 F
Temp. ent. serp. bulb. hum.	= 64.3 F
Temp. sal. serp. bulb. seco	= 56 F
Temp. sal. serp. bulb. hum.	= 54.2 F
Temp. punto rocio serp.	= 51 F
Caudal de mando	= 35800 CFM
Caudal de retorno	= 32800 CFM
Caudal de aire exterior	= 3000 CFM
Calor sensible serp.	= 997.6
Calor total del serp.	= 1127.7

Con los datos obtenidos de los procesos psicrométricos podemos concluir que para el enfriamiento de los pisos motivo del presente estudio, durante los meses críticos se necesita:

Segundo piso	= 1778.70 MBH
Primer piso	= 1525.62 MBH
Mezzanine	= 1127.70 MBH

2.2.- DETERMINACION DE LA CAPACIDAD EXTRA DE ENFRIAMIENTO NECESARIA PARA CLIMATIZAR

Restando la capacidad real del serpentín de cada manejadora de aire de la carga de enfriamiento calculada, obtenemos la capacidad faltante para cada piso:

Segundo piso	= 576.84 MBH	= 48 TR
Primer piso	= 589.78 MBH	= 49 TR
Mezzanine	= 359.20 MBH	= 29 TR

Nota: 1 TR (tonelada de refrigeración) = 12000 Btu/hr

2.3.- BALANCE TOTAL DE LA CARGA REQUERIDA

Como se desprende fácilmente de los cálculos realizados en las secciones anteriores, necesitamos cubrir un déficit de 126 TR para dotar a los pisos del edificio estudiados de una climatización adecuada.

Se trata de una cantidad relativamente considerable, ya que corresponde a un incremento del 26 % de la capacidad actualmente instalada en toda la base del edificio.

Si tomamos en consideración la capacidad que se ha instalado con otros sistemas de acondicionamiento de aire cuyos casos ya se citó anteriormente y que son las siguientes:

Planta baja = 25 TR

Segundo piso = 10 TR

Tercer piso = 10 TR

podemos decir que el aumento total de la capacidad de enfriamiento en la base del edificio será de 171 TR, lo que equivale al 35 % de la capacidad instalada.

CAPITULO III

SELECCION DEL SISTEMA DE REFORZAMIENTO MAS CONVENIENTE

El acondicionamiento de aire contempla la necesidad de controlar simultáneamente la temperatura, humedad, movimiento del aire y calidad del aire en un espacio. El uso del espacio acondicionado nos determina, de acuerdo a las normas establecidas por la experiencia, la temperatura, humedad, movimiento y calidad del aire que debe mantenerse.

El nivel de temperaturas y humedades del aire acondicionado para confort cae dentro de una pequeña banda. La localización de dicho rango en la carta psicrométrica depende de la estación del año y la aplicación.

La circulación del aire debe ser libre en el espacio acondicionado. De esta manera se asegura que absorba el calor y la humedad de manera uniforme en todo el espacio. Al mismo tiempo la velocidad del aire debe ser tal que no cause molestias a las personas.

El confort puede decidirse como cualquier condición que cuando se cambia hace sentir incómoda a una persona. Esto resulta paradójico pues significa que una persona en condiciones de confort no percibe la existencia del sis-

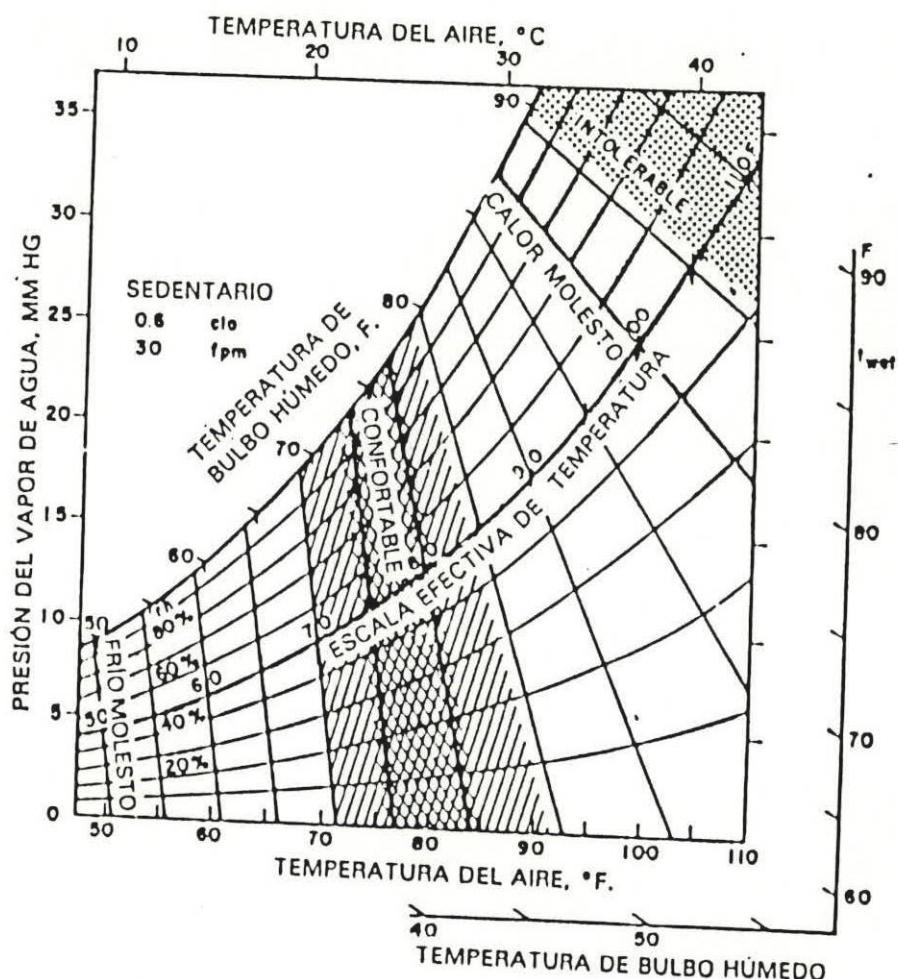
tema de aire acondicionado. En otras palabras, en un buen sistema de aire acondicionado las personas no tienen conciencia real de la temperatura y la humedad debido a que están en condiciones de confort. No percibirán el ruido ni el movimiento del aire.

En la siguiente página se muestra la carta de temperatura real de la ASHRAE, que muestra la zona de confort obtenida a través de muchas pruebas realizadas a individuos efectuando trabajos sedentarios y vistiendo ropas standard. Aunque dicha carta nos presenta las condiciones ideales a que se llegó en las pruebas, nos sirve como una guía de trabajo, realizando variantes para reducir el tonelaje y energía requeridos. Ver Fig. 7.

Un sistema de aire acondicionado se define como un arreglo de equipos o componentes que acondicionarán el aire en un espacio o en un edificio. Un sistema completo de acondicionamiento de aire incluye un medio de refrigeración, una o más unidades de transferencia de calor, filtros de aire, un sistema de tuberías para el medio refrigerante, y controles para regular la capacidad de estos componentes.

Una vez que se demostró la necesidad de ampliar el sistema de climatización en la base del edificio conforme ha quedado consignado en el capítulo anterior, se planteó la interrogante de qué tipo de sistema seleccio-

FIG # 7



Temperatura y humedad de la zona de confort
(Reproducido con permiso de la ASHRAE: *Handbook of Fundamentals* © 1981, ASHRAE, New York).

nar para cumplir tal objetivo.

Se decidió considerar tres alternativas para luego escoger la más apropiada:

- 1) Ampliación del sistema de agua helada existente en el edificio, aumentando el número de chillers o enfriadores de agua y de las correspondientes unidades manejadoras de aire.
- 2) Sistemas de expansión directa de tipo split, independientes en cada una de las áreas a climatizarse según lo manifestado en el capítulo anterior.
- 3) Un sistema independiente del inicial constituido por máquinas paquete enfriadas por agua, interconectadas a un enfriador de agua.

Una de las formas más generales de clasificar a los sistemas de aire acondicionado es en dos grandes grupos:

- 1) Sistemas de planta central
- 2) Sistemas unitarios

En aras de una mayor claridad de la exposición a continuación presento las características generales de los sistemas de planta central y como parte de ellos a los sistemas de agua helada, luego las correspondientes a

los sistemas unitarios y dentro de esta clasificación a los sistemas divididos (split) y a los sistemas de paquetes enfriados por agua, completando así los sistemas que nos interesa conocer para esta exposición.

3.1.- SISTEMAS DE PLANTA CENTRAL

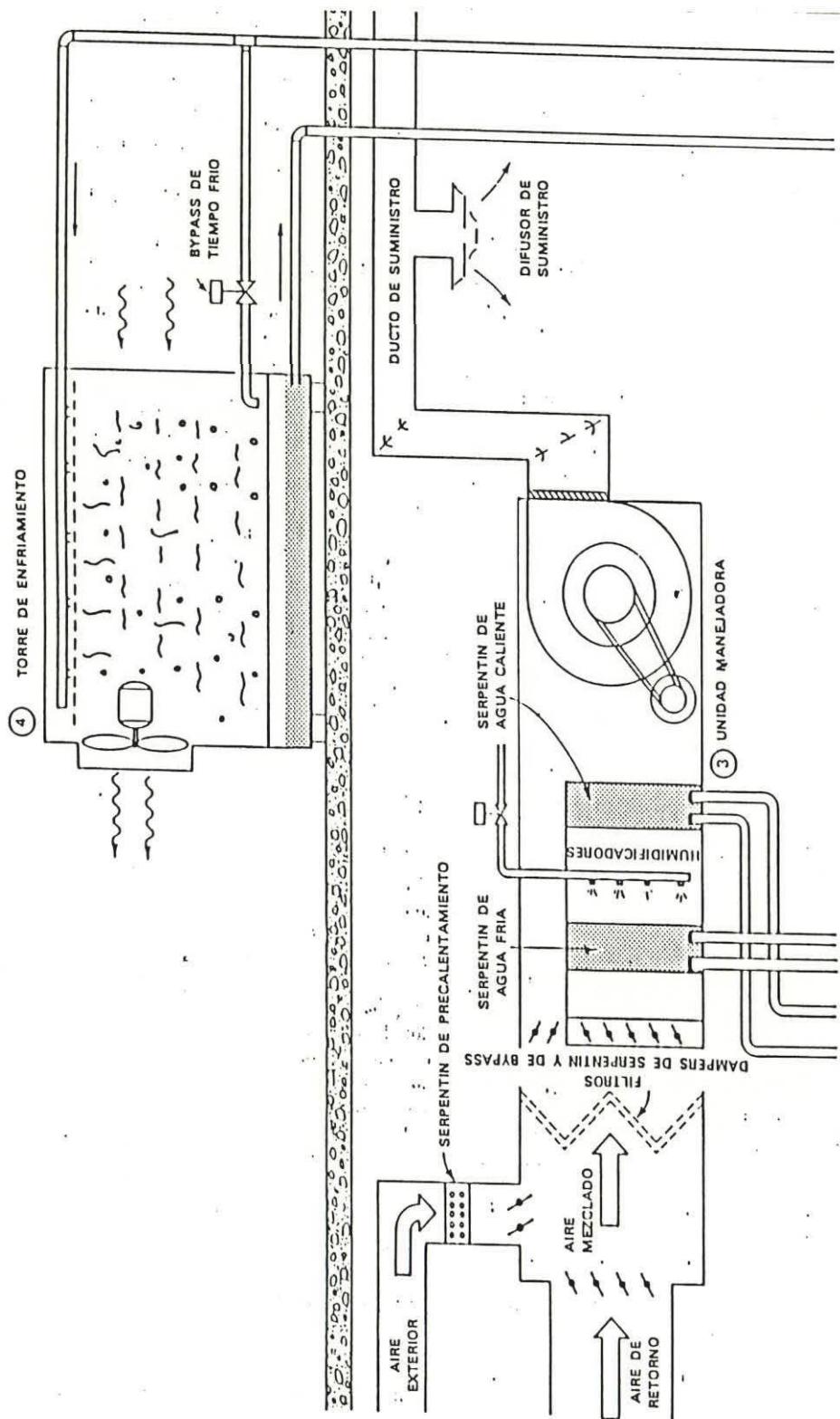
SISTEMA DE AGUA HELADA

Se denominan como sistemas de planta central a aquellos en los que la unidad de enfriamiento está ubicada en el sótano o la terraza del edificio, y abastece a un sistema de unidades manejadoras y de distribución del aire climatizado a todo el edificio. Ver Fig. 8.

A pesar de que no existe un punto definido para la transición de sistemas unitarios a sistemas de planta central en función del tamaño o capacidad, se acepta generalmente que los equipos de planta central comienzan a partir del rango entre las 25 y las 50 TR y que van hasta sistemas de varios miles de toneladas, mientras que los equipos de tipo unitario llegan hasta el rango de las 50 a las 75 TR.

La diferencia fundamental entre estos dos tipos de sistemas radica en que los de planta central utilizan un medio líquido, por lo común agua, para enfriar el aire en las unidades manejadoras, en tanto que los unitarios

FIG. # 8



Sistema de planta central convencional.

enfrían el aire directamente por la acción del refrigerante en el serpentín de la unidad manejadora.

Los sistemas de planta central están constituidos por componentes separados como enfriadores, unidades manejadoras de aire, torres de enfriamiento, sistemas de control, etc., que pueden llegar a ser muy complejos de instalar.

De manera general los sistemas de planta central constan de los siguientes componentes principales:

- 1) Enfriadores de agua
- 2) Unidades manejadoras de aire
- 3) Torres de enfriamiento o condensadores evaporativos
- 4) Sistemas de distribución del aire
- 5) Sistemas de control

En el caso que motiva el presente informe técnico, nos interesa conocer la conformación de un sistema de agua helada, con características similares al instalado en el edificio, razón por la cual en esta sección revisaremos las características de los componentes de este tipo de sistemas:

ENFRIADORES DE AGUA TIPO PAQUETES ENFRIADOS POR AIRE.- Son parecidos a una unidad condensadora grande. Por lo general deben instalarse en una terraza.

En los equipos que utilizan compresores del tipo recíprocos para refrigerante R-22, el enfriador es del tipo de expansión directa. El refrigerante circula a través de los tubos y por lo general hace dos pasos en contraflujo con el agua.

Los sistemas de agua helada son generalmente sistemas cerrados, lo que significa que no están expuestos a la evaporación o contaminación. Sin embargo se asume un factor de suciedad para calcular la capacidad del enfriador.

Los enfriadores paquete con compresores recíprocos y condensación por aire varían desde las 10 a las 100 TR. Su capacidad es evaluada de acuerdo con el standar 590 de la ARI, con 44 F para la temperatura de salida del agua fría y 95 F para la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador.

La elección de una máquina enfriadora de agua está afectada por el aspecto económico del sistema en su conjunto. Se debe procurar un equilibrio en los costos de adquisición y de funcionamiento.

En lo que respecta a la unidad de compresión de este tipo de sistemas, los factores que deben considerarse para su elección son:

- 1) Capacidad: la cantidad de calor que debe ser transferido o intercambiado por el sistema de refrigeración en el evaporador. Este depende del flujo o caudal del refrigerante, en peso, y de las entalpias de entrada y salida del refrigerante en el evaporador.
- 2) Temperatura del evaporador: la temperatura del refrigerante necesaria para absorber calor del medio o agente sometido a enfriamiento.
- 3) Temperatura de condensación: La temperatura del refrigerante que es necesaria para disipar el calor al medio de condensación.
- 4) Refrigerantes: los más usados en compresores alternativos son: R-12, R-22 y R-500.
- 5) Subenfriamiento del refrigerante condensado.
- 6) Sobrecalentamiento del gas de aspiración.
- 7) Caídas de presión en las tuberías de refrigerante.
- 8) Límites de funcionamiento: los indica el fabricante comúnmente a través de las tablas de características.
- 9) Disipación del calor.

Para elegir la unidad de condensación enfriada por aire deben considerarse los siguientes factores de selección:

- 1) Temperatura de entrada del aire: temperatura de bulbo seco exterior.
- 2) Caudal de aire : debe quedar el suficiente espacio - alrededor de la unidad para evitar la recirculación de el aire.

Los factores a considerarse para la selección de una unidad de enfriamiento de agua son:

- 1) Capacidad, cantidad o caudal de agua enfriada, y rango de temperatura. Estos están relacionados entre sí de tal manera que al conocerse dos de ellos puede hallarse el tercero por la fórmula:

$$\text{Capacidad (Frig./hr)} = \text{Lit./min} \times T \times 60$$

donde T es el rango de temperaturas, es decir la diferencia de temperaturas del agua entre la entrada y la salida del enfriador. La capacidad es la carga total del enfriador, y el caudal de agua es el del proyecto.

- 2) Niveles de temperatura del agua: la temperatura de salida del agua enfriada se escoge ordinariamente igual a la temperatura de entrada del agua necesaria para la

obtención de la carga frigorífica.

UNIDADES MANEJADORAS DE AIRE.- Los componentes principales de una unidad manejadora de aire de planta central son: un ventilador para producir el flujo de aire y un serpentín de agua enfriada para enfriar y deshumectar el aire. Además incluyen otros accesorios como los filtros de aire, etc., todo lo cual puede ir montado en un gabinete metálico.

Los ventiladores de estas unidades están provistos de álabes o aletas curvadas hacia adelante o hacia atrás.

El primer caso es el más conveniente en este tipo de equipos por cuanto funcionan a menores velocidades, consiguiéndose con ello rodetes de menor peso y por lo tanto más económicos. Así también se logran ejes de mayor longitud lo cual también es una ventaja.

Los factores que inciden directamente en la aplicación de estos equipos son: la carga de refrigeración del área a climatizarse y los controles de temperatura y humedad que sea necesario utilizar.

El serpentín es de tubos aleteados, para agua, y su selección se realiza en función del área de pies cuadrados de cara que se necesite, utilizando el espacio de manera eficiente, las filas y las distancias entre ale-

tas necesarias para obtener el standar de rendimiento al menor costo y el circuito adecuado para la mejor transferencia de calor, dentro de las limitaciones de caída de presión.

EQUIPOS UNITARIOS

Constan de un serpentín para el enfriamiento del aire el cual puede ser de expansión directa o de agua helada, y una combinación de compresor y condensador, además por supuesto de ventiladores, aparatos auxiliares, conexiones y tuberías. Se clasifica a los equipos unitarios así:

- 1) Sistemas autocontenidos
- 2) Sistemas divididos (split)

Los valores nominales de régimen de refrigeración incluyen tanto la capacidad total de calor como la de calor sensible, basados en el caudal de aire, la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador, y la temperatura de condensación, en el caso particular de los equipos enfriados por agua.

Los equipos unitarios deben considerarse como alternativa válida, tanto desde el punto de vista técnico como económico, cuando el proyecto debe contemplar de manera básica las siguientes características:

- 1) Un bajo costo inicial (equipos e instalación)
- 2) Acondicionamiento inmediato del aire
- 3) Facilidad para la instalación o para el desmontaje si llegare a ser necesario, con un mínimo de perturbaciones o molestias a los usuarios.
- 4) Funcionamiento económico en los períodos en que la carga no es uniforme.
- 5) Simplicidad en los aspectos técnicos tanto del diseño como de la instalación y el mantenimiento.
- 6) Montaje de fábrica de los sistemas adaptados y ensayados.

Con los equipos unitarios es posible la utilización de refrigeración por agua, por aire, o por condensación evaporativa.

Cuando se conoce, a través de catálogos generalmente, las características nominales de refrigeración de estos equipos, estas corresponden a las capacidades de los equipos adaptados entre sí, por lo que cuando se los elige no es necesario determinar las características por separado de cada componente del sistema a utilizarse.

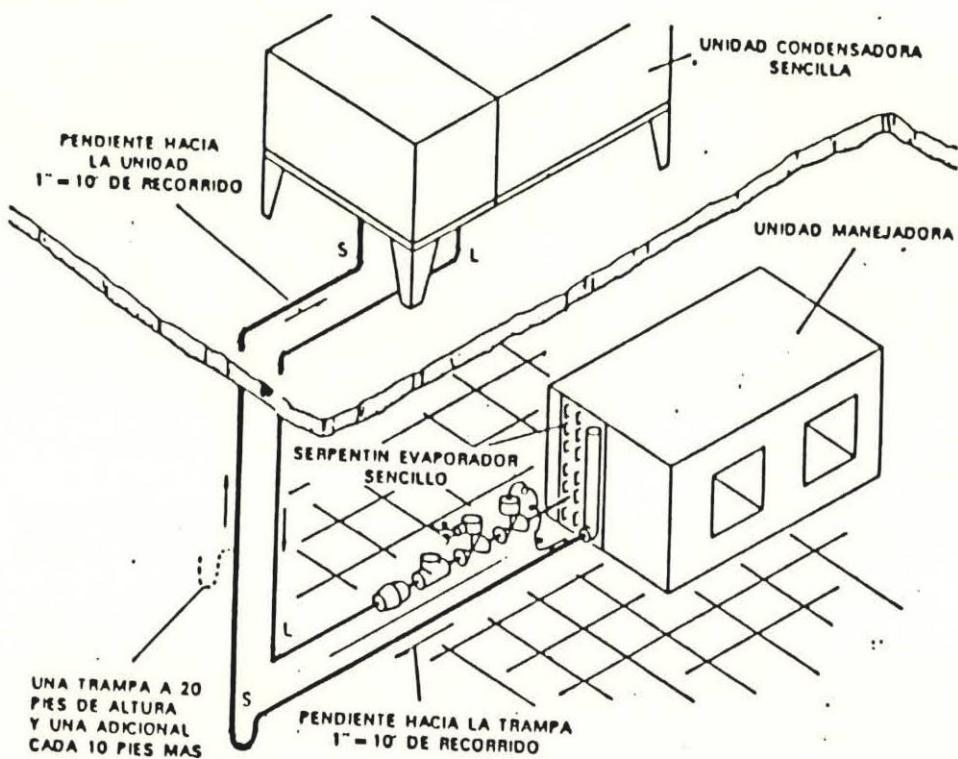
Como se explicó anteriormente, en este informe se incluyen datos sobre los tres tipos de sistema que se consideraron como alternativas de selección en el problema particular a resolverse. Por tal razón, de la clasificación de equipos unitarios únicamente nos ocuparemos de los denominados paquetes enfriados por agua, y los tipo split system.

3.2.- SISTEMA DE EXPANSION DIRECTA (TIPO SPLIT)

Estos sistemas en su aplicación comercial van desde las 7.5 TR hasta las 100 TR y más. Están constituidos por dos equipos interconectados por medio de tubería de cobre (líneas de líquido y de succión). Estos equipos se denominan Condensador (outdoor unit) y Evaporador (indoor unit). Ver Fig. 9.

En la unidad condensadora el aire se descarga por la parte superior, hacia arriba, luego de ingresar a la máquina por los lados o la parte inferior. Este tipo de descarga del aire tiene varias ventajas: debido al gran volumen de aire que estas máquinas pueden llegar a manejar, es preferible este tipo de descarga para evitar la turbulencia producida por obstáculos; por otra parte la posición horizontal de los ventiladores es la mejor para evitar los efectos del viento sobre las aspas de los mismos cuando el condensador está apagado. Estos ventiladores son por lo general de acople directo.

FIG. # 9



Una unidad condensadora con un serpentín de evaporación de un solo circuito. (Cortesía, Westinghouse Electric Corporation.)

El control de la capacidad de esta clase de equipos es necesario debido a que las cargas comerciales de aire acondicionado son poco constantes. El control de la capacidad se logra de varias maneras: cuando el equipo posee, debido a su mayor tonelaje, varios compresores, estos pueden ser programados para que vayan arrancando o parando secuencialmente hasta satisfacer la carga. En el caso de un solo compresor este puede ser equipado con descargadores de cilindro, para disminuir la capacidad hasta un 25 % o menos. Así es posible lograr que la máquina arranque casi descargada con el consiguiente ahorro de energía por el menor consumo de corriente. Los cilindros se irán desactivando o activando según la carga lo demande.

El método usado con más frecuencia para el control de la capacidad consiste en la desconexión momentánea de los ventiladores de condensación. Otros sistemas de control incluyen un interruptor de baja presión de aceite, interruptores de alta y baja presión de refrigerante, relés de protección y relés retardadores de tiempo entre arranques y temporizadores que cumplen la misión de evitar que el compresor pare y arranque repetidas ocasiones en un corto plazo. Los períodos de tiempo entre arranques se alargan de 3 a 5 minutos con estos controles.

El evaporador o unidad manejadora interior puede ser de dos tipos: horizontal y vertical. Los de tipo horizontal pueden ser suspendidos del techo para trabajar con descarga libre dentro del espacio acondicionado; a un plenum con rejillas de suministro, o pueden instalarse en un sitio remoto llevando el aire acondicionado a través de ductos hasta el área a climatizarse. Los modelos de tipo vertical son preferentemente instalados sobre el piso y de la misma manera su descarga puede ser libre o con ductos.

De manera general los serpentines de evaporación son subdivididos de modo que tengan un circuito por cada compresor.

La capacidad de cada combinación de unidades condensadora y evaporadora es publicada por el fabricante bajo la certificación del standar ARI 210. Un ejemplo de este tipo de especificaciones están dadas en la tabla # 1. Para las condiciones de CFM/Ton., 95 F como temperatura del aire de condensación y con 67 F de temperatura de bulbo húmedo del retorno del aire al evaporador tenemos:

1) Capacidad total en MBtu/hr = 93

2) Temperatura de bulbo húmedo a la salida del evaporador = 60.6 F

TABLA # 1

Capacidad de enfriamiento—95°F BS. Aire sobre el condensador a 95°F BS.

Sistema	AIRE SOBRE EL EVAPORADOR			Circuito de potencia del compresor y ventilador			CAPACIDAD SENSIBIL MBH		
	BH Pies ³ /min	Temp. [°] F	Capacidad total Mhh	BH a la salida del evaporador [°] F	Capacidad total Mhh	BH a la salida del condensador kW	Temperatura de hilo seco sobre el evaporador... °F		
							70	75	80
(EBV2-B)	72	101	65.9	10.4					
CA 91 (EBV92-B)	67	93	60.6	9.9	43	40	56	69	89
(C90UX ⁺)	62	86	55.4	9.4	57	57	73	88	91
(92DX)	57	78	50.2	9.0	67	72	73	84	86
(EB122-B)	72								
CA 91 (EBV122-B)	67	98	60.6	10.2	43	59	77	93	98
(122DX)	62	91	55.4	9.7	61	79	87	91	91
	57	84	50.2	9.3	83	84	84	84	84

3) Consumo total de energía = 9.9 Kw

4) Capacidad sensible en MBtu/hr, basándose en cualquier temperatura de bulbo seco para el retorno del aire desde el espacio acondicionado. En este ejemplo la capacidad sensible sería de 73 MBtu/hr para un coeficiente de S/T de 0.785.

Esta información permite seleccionar los equipos muy fácilmente, debido a que se trata de combinaciones standar. En ciertas ocasiones suele ser más ventajosa una combinación no standar, en cuyo caso deberá primero seleccionarse la unidad manejadora, y luego compararse la capacidad de la unidad manejadora con la unidad condensadora, para determinar si el sistema quedará balanceado correctamente en términos de la temperatura de operación del refrigerante.

Un aspecto de importancia que no debe descuidarse al elegir la unidad dividida, es la posición de ambas unidades y las tuberías de refrigerante que las conectan. Deberán tomarse en cuenta parámetros como el retorno apropiado de aceite al compresor, la pérdida de presión en las líneas de refrigerante y la velocidad de flujo del gas. La caída de presión en la línea de succión es más crítica que en la línea de líquido, y significa una pérdida en la capacidad del sistema al trabajar el compresor con una baja presión de succión

para mantener la temperatura deseada en el evaporador.

La capacidad disminuye mientras la potencia generalmente aumenta. Es conveniente seguir las instrucciones del fabricante en cuanto al dimensionamiento de las tuberías de líquido y de succión. Para situaciones no previstas en los catálogos deberá calcularse las pérdidas reales - en las tuberías y accesorios.

Es necesario dotar a la unidad evaporadora de una tubería de drenaje de condensado con su respectiva trampa para evitar la penetración de olores indeseables al espacio acondicionado. Ver Fig. 10.

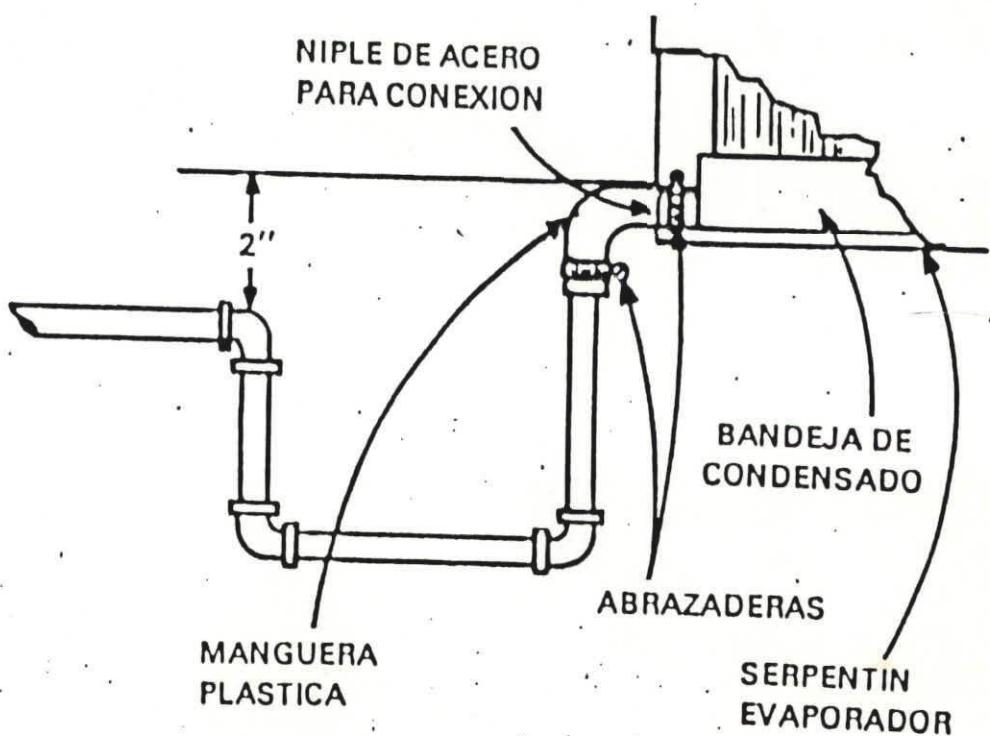
3.3.- SISTEMA DE PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA

Los paquetes enfriados por agua son una de las primeras soluciones que se planteó al problema del acondicionamiento del aire a nivel comercial. De manera general las capacidades de estos equipos oscila entre 3 y 60 TR.

En el caso de unidades instaladas dentro del espacio acondicionado las capacidades varían entre 3 y 15 TR. Las unidades de mayor capacidad son instaladas fuera del espacio acondicionado y utilizando sistemas de ductos para la distribución del aire. Fig. 11.

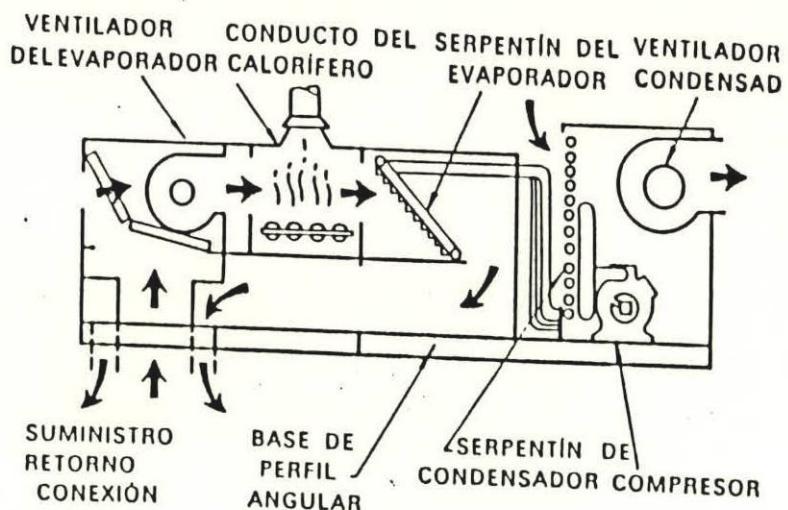
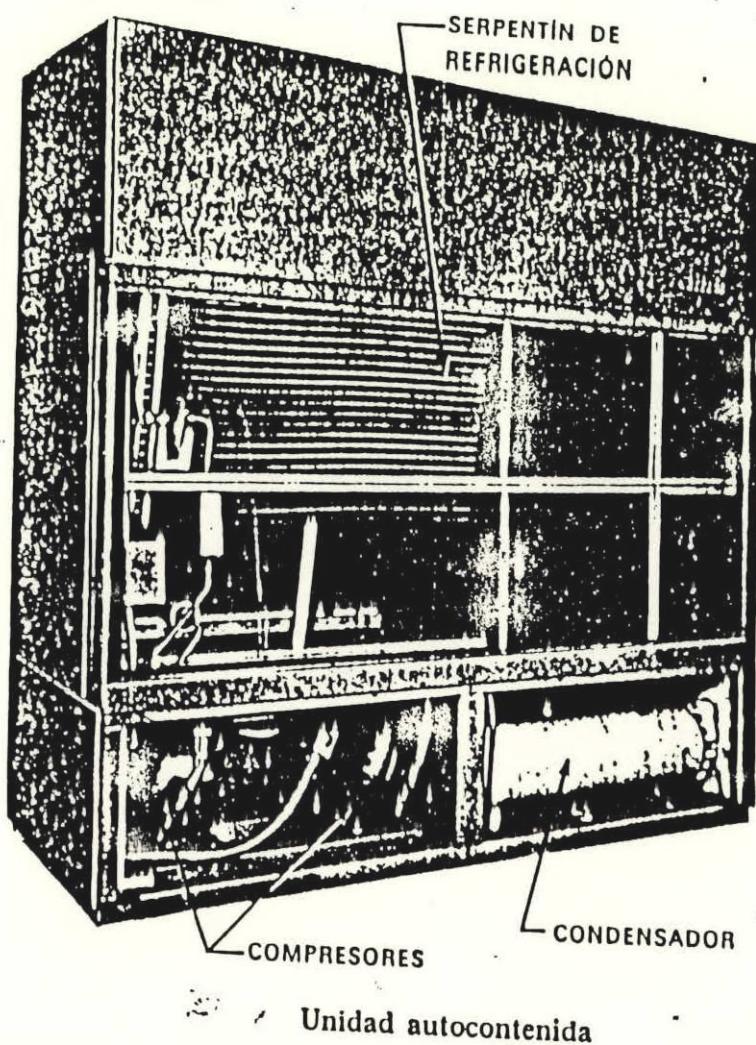
Por lo general estos equipos están ensamblados en gabinetes metálicos divididos horizontalmente en tres compar

FIG. # 10



Tubería para el drenaje del condensado.
(Cortesía, York, Div. of Borg-Warner Corporation.)

FIG. # 11



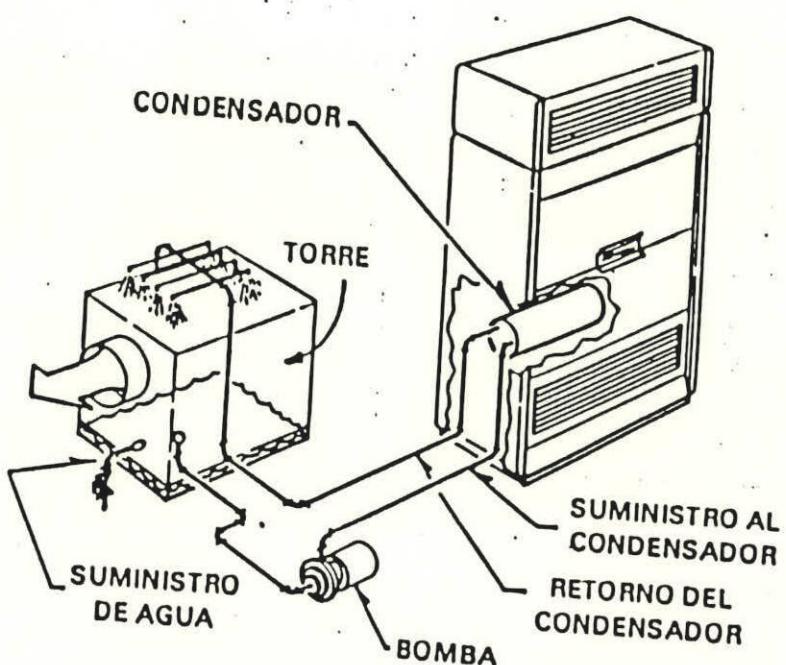
timentos. En el de la parte inferior se ubican el compresor y el condensador enfriado por agua. En el centro van los filtros y el serpentín evaporador. En la parte superior se ubican uno o varios ventiladores centrifugos, el motor y la transmisión. Se pueden conseguir en el mercado unidades que permiten descarga de aire opcional de acuerdo a las necesidades del local a acondicionarse.

El condensador enfriado por agua puede ser conectado en paralelo a una torre de enfriamiento o enfriador de agua. La operación con torre depende de la temperatura de bulbo húmedo, del volumen de agua necesario para evacuar el calor de los compresores, y del tipo de torre seleccionada. De manera normal el diseño contempla que el agua que va de la torre al condensador debe estar 7.5 F encima de la temperatura de bulbo húmedo. El volumen de agua en GPM debe calcularse usando la tabla de rendimientos de la torre seleccionada. Fig. 12.

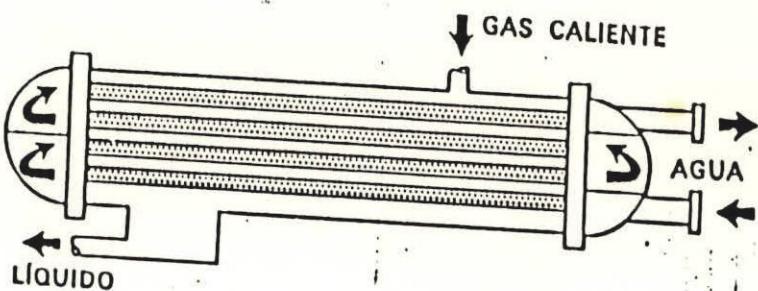
Para seleccionar la bomba debe tomarse como datos el volumen de agua en GPM, y el cabezal en pies para compensar las caídas de presión en tuberías, en el condensador y en la torre.

Debe considerarse al elegir este tipo de equipo que la eficiencia del condensador será afectada por los depósitos y contaminaciones que deja el agua, ya que

FIG. # 12



Aplicación típica de una torre de agua.



Condensador refrigerado por agua

disminuyen la transferencia de calor del refrigerante al agua y reduce el diámetro efectivo de los tubos del condensador, obstruyendo el flujo de agua y aumentando el cabezal de bombeo.

Debe también considerarse que la torre de enfriamiento va a ser afectada por el polvo, la mugre, las algas y el fango. En consecuencia un tratamiento del agua y un mantenimiento regular serán necesarios.

3.4.- SELECCION DEL SISTEMA ADECUADO

De manera general en la práctica de la ingeniería de aire acondicionado se consideran cuatro criterios principales a la hora de escoger un sistema de climatización:

- 1) El costo de la inversión inicial
- 2) El consumo energético que tendrá el sistema
- 3) El costo de operación del sistema, considerándose aquí los gastos de mantenimiento, consumo de agua, refrigerante, etc.
- 4) La tipología del edificio donde se va a instalar el sistema.

En el caso motivo del presente informe considero que el sistema a elegirse debe también cumplir con las siguientes condiciones básicas:

- 1) Pocas dificultades de tipo técnico en la instalación de los equipos seleccionados, tomando en consideración que los trabajos de montaje serán realizados en un edificio ocupado, en áreas de oficina, en horarios que no presenten dificultades para el normal desarrollo de la actividades propias de la institución.
- 2) Factibilidad de instalarse en los espacios mas bien reducidos de que se dispone.
- 3) No presentar mayores dificultades para los futuros trabajos de mantenimiento.
- 4) Garantía de un buen funcionamiento en las condiciones propias y específicas del edificio.

Luego de analizar las características de los tres tipo de sistema propuestos se escogió como el más apropiado a las necesidades y posibilidades de la institución al sistema de paquetes enfriados por agua, por las siguientes consideraciones:

- 1) Si bien la inversión inicial no es la menor, ya que es aproximadamente un 18% más alta que la del sistema

split, que es la más barata, no es tampoco la más cara, y su costo puede ser absorbido por la institución, ya que este sistema presenta otras ventajas sobre el tipo split. En cuanto al sistema de agua helada, su costo es el más alto.

- 2) En cuanto al consumo de energía en términos de la capacidad en TR a instalarse, es menor para el sistema de paquetes enfriados por agua.
- 3) Los costos de operación, en especial del mantenimiento, son más bajos tanto para el sistema de paquetes enfriados por agua, como para el sistema de agua helada.
- 4) El sistema de paquetes enfriados por agua podrá instalarse sin perturbar el desenvolvimiento de las actividades y sin suspender el servicio de aire acondicionado, lo que no sucedería en caso de reforzarse el sistema de agua helada.
- 5) El sistema de paquetes enfriados por agua se adapta de mucho mejor manera a la escasa disposición de espacio en el edificio para ubicar equipos. Esto sería particularmente problemático en el caso de optar por la posibilidad de equipos tipo split, por cuanto sería muy difícil encontrar ubicación para las unidades condensadoras en las condiciones apropiadas para su buen funcionamiento, según vimos anteriormente.

6) Podrá regularse el termostato por zonas y no por plantas.

En consecuencia, una vez escogido el tipo de sistema y habiéndose obtenido también las capacidades de enfriamiento necesarias, en el siguiente capítulo se definirá las áreas donde se instalará y a cuales climatizará el sistema de reforzamiento a instalarse, así como también se hará la selección de los equipos y demás componentes del sistema.

CAPITULO IV

DISEÑO DEL SISTEMA DE REFORZAMIENTO POR PAQUETES ENFRIADOS POR AGUA

4.1.- SELECCION DE EQUIPOS

UNIDADES PAQUETE ENFRIADAS POR AGUA.- Se instalarán en los lugares indicados en los planos, nueve unidades de aire acondicionado tipo paquete enfriados por agua, de las capacidades indicadas anteriormente.

Serán del tipo vertical y tendrán las siguientes características y componentes:

- Características eléctricas: 460/60/3
- Cubierta de acero galvanizado y pintada con doble capa de esmalte. Deberán tener una bandeja de condensado aislada. Todos los paneles de cubierta deberán ser removibles e internamente aislados con una capa de lana de vidrio de por lo menos una pulgada de espesor.
- Ventilador de álabes curvados hacia adelante, doble entrada. El motor deberá tener la suficiente potencia para vencer la resistencia del serpentín y filtro, y

además los ductos y rejillas indicados en los planos.

- Circuito de refrigeración precargado en fábrica, compuesto por uno o más compresores herméticos con capacitor interno; estarán suspendidos sobre soportes aisladores de vibración. Serpentín de evaporación de refrigerante, válvula de expansión eléctrica, un condensador de tubos refrigerante - agua, controles de alta y baja presión, así como también control de alarma. Deberá además tener un transformador de 220/24 volt. para el control del termostato, y un dispositivo por el cual - automáticamente se detiene el compresor ante ausencia de agua en el condensador o excesiva acumulación de agua de condensado.
- Las unidades deberán poseer filtros de aire de fibra de vidrio de una pulgada de espesor, de fácil remoción y reemplazo.
- Las conexiones de tubería y electricidad deberán estar separadas de tal forma que no se tenga que remover los filtros para tener acceso a ellas.
- Las unidades irán provistas de termostatos de pared de una o dos etapas.

En el capítulo segundo se definió con claridad las capacidades de enfriamiento que es necesario instalar en

cada uno de los pisos. Una vez que se ha definido las características de los paquetes enfriados por agua que se está recomendando instalar, debemos proceder a definir las áreas donde es más conveniente técnicamente instalar esta nueva capacidad de enfriamiento en cada piso.

Los criterios aplicados para tomar esta decisión fueron, en primer lugar los datos obtenidos de nuestra práctica periódica de medición de las temperaturas de los ambientes lo cual nos permitió tener una idea muy clara de cuáles son eran las áreas más problemáticas, y, en segundo término, la priorización que la importancia jerárquica nos imponía. Además se analizó las mejores conveniencias desde el punto de vista de la instalación del sistema de ductos correspondiente. Por último, no debe olvidarse que éste es un sistema de reforzamiento, que funcionará paralelamente al antiguo, por lo que un factor muy importante a la hora de escoger a qué áreas climatizar con el sistema de reforzamiento fue la factibilidad de separar esas áreas de la acción del sistema antiguo, sin dejar espacios aislados de toda climatización.

Un último detalle que también jugó su papel fue la ubicación de los cuartos de máquina para las unidades. Su ubicación esta indicada en los planos y serán construidos de mampostería; deberán ser herméticos para

provocar la necesaria diferencia de presión para el retorno y además aislar el ruido producido especialmente por los compresores.

Los condensadores evaporativos y las bombas de circulación de agua de enfriamiento se ubicarán en la terraza del nivel cuatro.

La distribución de las unidades de acondicionamiento de aire y sus respectivas capacidades es la siguiente:

MEZZANINE

- Una máquina de 12 TR que climatizará al Departamento de Acuerdos y Pagos y al pasillo que da al hall principal. Esta área da a la esquina de Pichincha y P. Icaza.

- Una máquina de 18 TR que climatizará a la Subgerencia de Cambios Internacionales incluyendo todas sus dependencias, y al Departamento de Créditos confirmados, ubicado sobre el lado de la calle Pichincha.

PRIMER PISO

- Una máquina de 18 TR que climatizará la Gerencia de Crédito y Valores ubicada en la esq. de P. Carbo y Nueve de Octubre, con dependencias ubicadas a lo largo de esas

dos fachadas. Además climatizará la Subgerencia de Evaluación y Seguimiento de Crédito y algunas de sus dependencias ubicadas sobre el lado de P. Carbo.

- Un paquete enfriado por agua de 10 TR que climatizará al Departamento de Correspondentes del Exterior ubicado en la esquina de Nueve de Octubre y Pichincha, y su área de archivo ubicada sobre el lado de Pichincha. Además climatizará algunas oficinas del Departamento de Valores ubicadas por el lado de Pichincha.

- Una máquina de 15 TR que climatizará a la Subgerencia de Exportaciones con todas sus dependencias situadas en un sector que abarca la esq. de Pichincha y P. Icaza.

- Una máquina de 15 TR que climatizará la subgerencia de Liquidación de Divisas con todas sus dependencias ubicadas en un sector sobre el lado de P. Icaza, y además climatizará parte del área de Giros del Exterior.

SEGUNDO PISO

- Una máquina de 15 TR que climatizará el área de sesiones de Junta Monetaria con sus espacios anexos, ubicados sobre el lado de Nueve de Octubre.

- Una máquina de 15 TR que climatizará la Subgerencia R-2 con todas sus dependencias ubicadas en la esq de Nueve

de Octubre y P. Carbo.

- Una máquina de 15 TR que climatizará al Departamento de Radio y Telecomunicaciones ubicado sobre la esq. de P. Icaza y Pichincha y al Departamento de Swif y Claves ubicado sobre el lado de Pichincha, así como también al área de Asesoría Legal ubicada sobre el lado de Pichincha.

Cabe indicar que el área de la Gerencia R-2 que debía ser climatizado por un paquete enfriado por agua de 10 TR, ante lo crítico de la situación, lo fue con un equipo tipo split de dicha capacidad, el cual fue instalado antes de la aprobación del financiamiento del proyecto de paquetes enfriados por agua.

ENFRIADOR EVAPORATIVO DE CIRCUITO CERRADO.- Los enfriadores evaporativos serán capaces de enfriar 315 GPM de agua de 102.5 F hasta 92.5 F cuando la temperatura de bulbo húmedo del aire es de 80 F. Estos enfriadores irán conectados en paralelo y tendrán un sensor de temperatura para que entre a trabajar el segundo condensador cuando sea necesario.

Los enfriadores evaporativos tendrán las siguientes características y componentes:

- Carcaza para operación a la intemperie con componentes

de acero galvanizado.

- Los ventiladores soplarán el aire en contraflujo con el agua; podrán ser centrífugos o axiales y deberán ser estática y dinámicamente balanceados en fábrica. Operarán a 460/60/3. El motor del ventilador deberá ser seleccionado apropiadamente para vencer la resistencia del enfriador y proporcionar un adecuado flujo a través del banco de tubos.
- El banco de tubos deberá ser probado a 350 psig de presión de aire, será galvanizado después de su construcción, y deberá ser diseñado de tal forma que ocasione una baja caída de presión. Los tubos deberán tener la inclinación necesaria para provocar un libre drenaje a través de los mismos.
- El agua de enfriamiento deberá ser distribuida uniformemente sobre el banco de tubos a un flujo no menor de 4.5 GPM.
- Las toberas deberán ser removibles para poder ser limpiadas; estarán equipados con una bomba de recirculación tipo centrifuga mono bloque.
- Serán seleccionados con un 38% de sobredimensionamiento de la carga total. Cada uno podrá absorber el 69 % del total.

BOMBAS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.- Se instalarán en el sitio indicado en los planos dos bombas de tipo centrífugo, capaces de mover 630 GPM a 120 pies de cabezal. Serán de hierro fundido, rodete de bronce, eje de acero, rodamientos de bolas con graseras y conexiones conbridas. Tendrán sello mecánico con anillo de acero al carbono y asientos de cerámica u otro material aprobado por las normas.

- Las bombas serán del tipo motor y bomba sobre una base con el rodete montado directamente en el eje del motor, el mismo que será de 1750 RPM, y de características eléctricas 460/60/3.

- Los motores de las bombas serán del tipo a prueba de goteo, con devanado de cobre, ventilación interna y rodamientos de bola.

FILTRO SEPARADOR DE AIRE.- Se instalará en el lugar indicado por los planos, un filtro separador de aire de capacidad igual al caudal que esta manejando la bomba es decir 630 GPM.

- Será construido para trabajar a una presión de 125 psig de acuerdo a los códigos ASA & ASME.

- Las entradas y salidas de agua serán bridadas y tendrá una entrada para la reposición de agua y una salida para

purgas.

4.2.- SELECCION DE ACCESORIOS

VALVULAS DE AGUA.- Se instalarán las siguientes válvulas de agua:

- Una válvula de globo y una de compuerta a la entrada de cada unidad paquete.
- Una válvula de compuerta en cada ramal que entra a los pisos mezzanine, primero y segundo.
- Una válvula de compuerta a la entrada y salida de cada bomba.
- Una válvula cheque a la salida de cada bomba.
- Una válvula de globo en la tubería principal de suministro.
- Una válvula de compuerta o mariposa a la entrada y salida de cada torre.

Las válvulas de compuerta serán de cuerpo de hierro fundido. Se usarán conexiones con bridas para las válvulas mayores a las 2 1/2 pulgadas de diámetro; serán para una presión de trabajo no menor a 150 psig. Tendrán

cabeza empernada, tornillo exterior y yugo con cuña sólida.

Las válvulas de globo serán apropiadas para regulación de flujo, con cuerpo de hierro fundido y conexiones con bridas para las mayores a 2 1/2 pulgadas de diámetro, para una presión de trabajo no menor a 150 psig. Tendrán cabeza empernada, asiento y émbolo de bronce cambiante y vástago ascendente.

Las válvulas cheque, que permiten el flujo en una sola dirección, tendrán cuerpo de hierro fundido y conexiones con bridas. Serán para una presión de trabajo no menor a 150 psig.

TANQUE DE EXPANSION.- Se instalará en el lugar indicado en los planos un tanque de expansión de cien galones, de asbesto cemento, similar a los que fabrica Eternit, con sus respectivos accesorios.

TERMOSTATOS.- Se instalará en los lugares indicados en los planos los siguientes termostatos de pared:

- Nueve termostatos para las unidades de aire acondicionado(doble etapa)

- sesenta y nueve termostatos para las cajas de volumen variable (una etapa).

CAJAS DE VOLUMEN VARIABLE.- Se instalará en los lugares indicados por los planos, 69 cajas de volumen variable de las capacidades indicadas en los planos. Las cajas estarán compuestas de:

- Gabinete: construido de planchas de acero y zinc, de calibre no menor al 22. Serán fabricadas para prevenir pérdidas de aire no mayores al 2% de la cantidad de aire a $1/2''$ H₂O de presión estática. Las superficies internas serán aisladas acústica y térmicamente con 1" de fibra de vidrio, y las superficies tratadas para prevenir la corrosión. El ensamble de la compuerta de control de aire será hecho de las dimensiones exactas y de aluminio anodizado y probado para prevenir pérdidas de aire a 1" H₂O de presión estática.
- Control: el operador automático de la compuerta será dimensionado adecuadamente de acuerdo al damper y será eléctrico, de control proporcional. Estará montado al costado de la caja.
- Bocas de salida: El arreglo de cada caja será de acuerdo a lo que indican las planillas y serán de una a cuatro bocas para ductos flexibles de las dimensiones que indican los planos.

4.3.- DISEÑO DE DUCTOS

Para lograr una distribución apropiada del aire acondicionado se requiere de un sistema de ductos debidamente seleccionados.

Comúnmente se emplean tres métodos para el diseño de ductos:

- 1) Velocidad
- 2) Fricción constante
- 3) Recuperación estática

La elección del método más apropiado para cada situación depende principalmente del tamaño del sistema. Para sistemas pequeños como los instalados en casas, talleres pequeños o unos cuantos cuartos de oficinas, se utiliza muy comúnmente el método de velocidad. Para los grandes sistemas de alta presión es mucho más apropiada la utilización del método de recuperación estática. Para los arreglos de ductos situados entre estos dos extremos es el más usual el de fricción constante.

En los ductos de aire, como en cualquier conducto por el que circula aire, existe una continua pérdida de presión. Esta pérdida de presión es también conocida como pérdida de carga por rozamiento y depende de:

- 1) La velocidad del aire
- 2) El tamaño de los ductos
- 3) La rugosidad de la superficie interior
- 4) La longitud de los ductos.

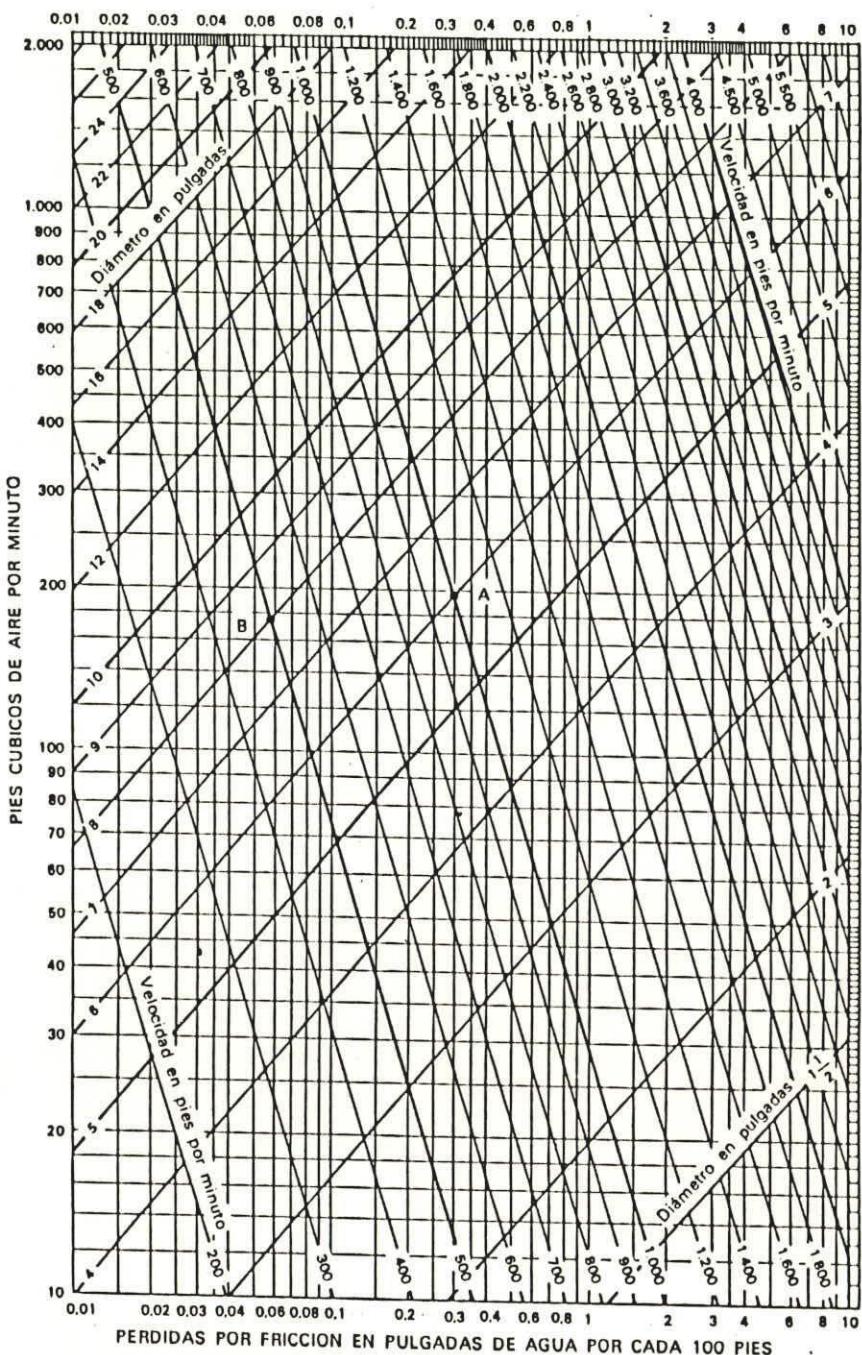
Toda variación de cualquiera de los cuatro factores anteriores produce también un cambio en la pérdida de carga del ducto. Estos factores están inter relacionados a través de cierta relación matemática que permite construir el gráfico que se incluye, y que se utiliza para ductos que transportan aire a temperaturas entre 32 y 120 F y para altitudes de hasta 600 m. Nótese que el caudal del aire ha sido calculado anteriormente y es un dato conocido a la salida de cada máquina.

Se incluyen gráficas y cuadros que se utilizaron para obtener las velocidades recomendadas y las pérdidas de carga en codos, acoplamientos, etc. Ver las figuras 13, 14, y las tablas 2, 3, y 4.

El método usado para el dimensionamiento de los ductos es el de fricción constante. Las dimensiones están consignadas en los planos.

Los ductos de mando fueron diseñados para una velocidad máxima de 1600 Ft/min.; los de retorno para una velocidad máxima de 1400 Ft/min.

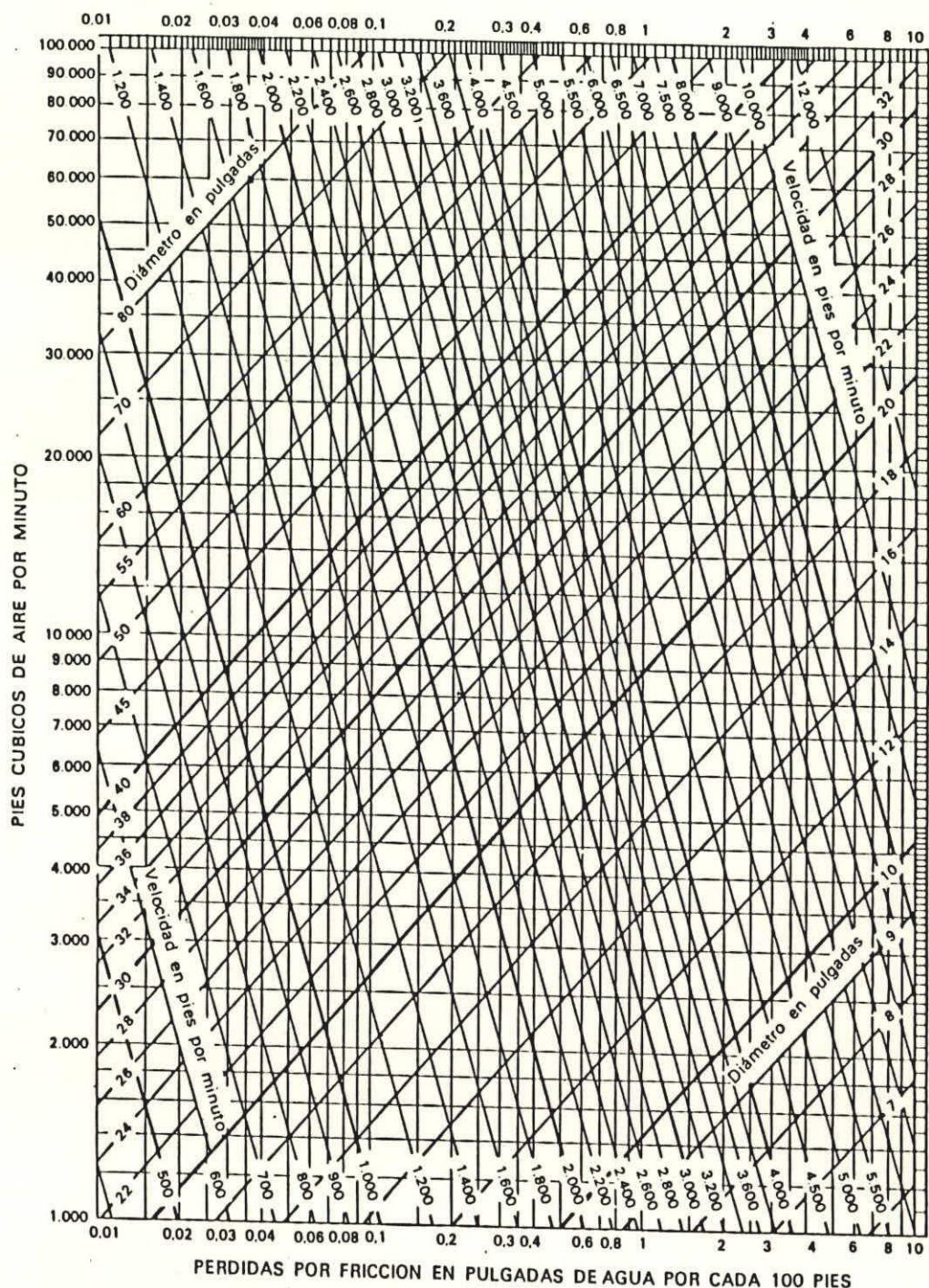
FIG. # 13



(Basado en aire en condiciones estándar, densidad de 0.075 lb por pie³, fluviendo a través de ductos en lámina galvanizada, redondos y limpios, con 40 uniones aproximadamente por cada 100 pies. Precaución: No extrapolé por debajo de la carta.)

Pérdidas por fricción en ductos rectos para volúmenes desde 10 hasta 2,000 pies³/min. (Impreso con permiso de ASHRAE Guide and Data Book.)

FIG. # 14



(Basado en aire en condiciones estándar, densidad de 0.075 lb por pie³ fluyendo a través de ductos en lámina galvanizada, redondos y limpios, con 40 uniones aproximadamente por cada 100 pies).

Pérdidas por fricción en ductos rectos para volúmenes desde 1,000 hasta 100,000 pies³/min. (Impreso con permiso de ASHRAE Guide and Data Book.)

TABLA # 2

VELOCIDADES MÁXIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS DE BAJA VELOCIDAD (m/s)

APLICACIÓN	FACTOR DE CONTROL DEL NIVEL DE RUIDO (conductos principales)	FACTOR DE CONTROL - ROZAMIENTO EN CONDUCTO		
		Conductos principales	Conductos derivados	
Suministro	Retorno	Suministro	Retorno	
Residencias	3	6	4	3
Apartamentos	5	7,5	6,5	5
Dormitorios de hotel	6	10	7,5	8
Dormitorios de hospital	6	6,5	6	5
Oficinas particulares	6	6,5	6	5
Despachos de directores	6	6,5	6	5
Bibliotecas	6	6,5	6	5
Salas de cine y teatro	4	7,5	8	6
Auditorios	4	7,5	8	6
Oficinas públicas	7,5	10	7,5	8
Restaurantes de primera categoría	7,5	10	7,5	8
Comercios de primera categoría	9	10	7,5	8
Bancos	9	10	7,5	8
Comercios de categoría media	12,5	15	9	11
Cafeterías	12,5	15	9	11
Locales Industriales	12,5	15	9	11
				7,5

TABLA # 3

PRESIONES DINAMICAS

PRESIÓN DINAMICA (mm c. s.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINAMICA (mm c. s.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINAMICA (mm c. s.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINAMICA (mm c. s.)	VELOCIDAD (m/s)	PRESIÓN DINAMICA (mm c. s.)	VELOCIDAD (m/s)
0.25	2	8.75	11.83	17.25	16.60	28	21.16		
0.50	2.82	9	12	17.50	16.73	29	21.64		
0.75	3.46	9.25	12.16	17.75	16.85	30	21.90		
1	4	9.50	12.32	18	16.97	31	22.27		
1.25	4.47	9.75	12.49	18.26	17.08	32	22.62		
1.50	4.89	10	12.84	18.50	17.20	33	22.97		
1.75	5.29	10.25	12.80	18.75	17.32	34	23.32		
2	5.65	10.50	12.96	19	17.43	35	23.66		
2.25	6	10.75	13.11	19.25	17.65	36	24		
2.50	6.32	11	13.26	19.50	17.88	37	24.33		
2.75	6.63	11.25	13.41	19.76	17.77	38	24.65		
3	6.92	11.50	13.56	20	17.88	39	24.98		
3.25	7.21	11.75	13.71	20.25	18	40	25.29		
3.50	7.48	12	13.86	20.50	18.11	41	25.61		
3.75	7.74	12.25	14	20.76	18.22	42	25.92		
4	8	12.50	14.14	21	18.33	43	26.22		
4.25	8.24	12.75	14.28	21.25	18.43	44	26.53		
4.50	8.48	13	14.42	21.50	18.54	45	26.83		
4.75	8.71	13.25	14.56	21.75	18.65	46	27.12		
5	8.94	13.50	14.69	22	18.76	47	27.42		
5.25	9.16	13.75	14.83	22.25	18.88	48	27.71		
5.50	9.38	14	14.96	22.50	18.97	49	28		
5.75	9.59	14.25	15.09	22.75	19.07	50	28.28		
6	9.79	14.50	15.23	23	19.18	51	28.56		
6.25	10	14.75	15.38	23.25	19.28	52	28.84		
6.50	10.19	15	15.49	23.50	19.39	53	29.12		
6.75	10.39	15.25	15.62	23.75	19.49	54	29.39		
7	10.58	15.50	15.74	24	18.69	55	29.66		
7.25	10.77	15.75	15.87	24.25	19.89	56	29.93		
7.50	10.96	16	16	24.50	19.79	57	30.19		
7.75	11.13	16.25	16.12	24.75	19.89	58	30.46		
8	11.31	16.50	16.24	25	20	59	30.72		
8.25	11.48	16.75	16.37	26	20.39	60			
8.50	11.66	17	16.49	27	20.78				
									30.98

NOTAS: 1. Condiciones aire normal (760 mm Hg y 21°C).

2. Valores deducidos de la siguiente ecuación: $h_v = \left(\frac{V}{4}\right)^a$ donde: V = velocidad en m/s, h_v = diferencia de presión dinámica.

TABLA # 4

Dimensiones de ductos, áreas de sección, diámetro equivalente circular y clase de ductos. (Cortesía: ASHRAE).

LADO	6		8		10		12		14		16		18		20		22		
	Área pies ²	Diámetro pulg.																	
10	0.39	8.4	0.82	9.8	0.86	10.9													
12	0.48	9.1	0.82	10.7	0.77	11.9	0.84	13.1											
14	0.62	9.8	0.72	11.5	0.91	12.9	1.03	14.2	1.28	16.3									
16	0.89	10.4	0.81	12.2	1.02	13.7	1.21	15.1	1.48	16.3	1.67	17.8							
18	1.00	11.0	0.91	12.9	1.18	14.5	1.40	16.0	1.83	17.3	1.87	18.5	2.12	19.7					
20	0.72	11.5	0.99	13.5	1.26	16.2	1.84	16.8	1.81	18.2	2.07	19.8	2.34	20.7	2.81	21.9			
22	0.78	12.0	1.08	14.1	1.38	15.9	1.69	17.8	1.99	19.1	2.27	20.4	2.67	21.7	2.86	22.9	3.17	24.1	
24	0.84	12.4	1.18	14.6	1.80	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	0.89	12.8	1.26	15.2	1.81	17.2	1.97	19.0	2.31	20.8	2.68	22.1	3.01	23.5	3.38	24.8	3.71	26.1	
28	0.98	13.2	1.33	15.6	1.71	17.7	2.09	19.6	2.47	21.3	2.88	22.9	3.25	24.4	3.80	25.7	4.00	27.1	
30	1.01	13.6	1.41	16.1	1.82	18.3	2.22	20.2	2.64	22.0	3.06	23.7	3.46	26.2	3.89	26.7	4.27	28.0	
32	1.07	14.0	1.48	16.5	1.93	18.8	2.38	20.8	2.81	22.7	3.28	24.4	3.88	26.0	4.12	27.8	4.55	28.9	
34	1.13	14.4	1.58	17.0	2.03	19.3	2.48	21.4	2.98	23.3	3.43	26.1	3.89	28.7	4.37	29.3	4.81	29.7	
36	1.18	14.7	1.66	17.4	2.14	19.8	2.81	21.9	3.11	23.9	3.83	25.8	4.08	27.4	4.58	29.0	5.07	30.8	
38	1.23	15.0	1.73	17.8	2.26	20.3	2.78	22.5	3.27	24.5	3.90	26.4	4.30	28.1	4.84	29.8	5.37	31.4	
40	1.28	15.3	1.81	18.2	2.33	20.7	2.88	23.0	3.43	25.1	3.97	27.0	4.82	28.8	5.07	30.5	5.82	32.1	
42	1.33	15.6	1.88	18.5	2.43	21.1	2.88	23.4	3.87	25.6	4.18	27.8	4.71	29.4	5.31	31.2	5.88	32.8	
44	1.38	15.9	1.96	18.9	2.62	21.8	3.11	23.9	3.71	26.1	4.33	28.2	4.90	30.0	5.88	31.9	6.12	33.5	
46	1.43	16.2	2.01	19.2	2.81	21.9	3.22	24.3	3.88	26.7	4.49	28.7	5.10	30.6	5.76	32.5	6.37	34.2	
48	1.48	16.5	2.09	19.6	2.71	22.3	3.36	24.8	4.03	27.2	4.65	29.2	5.30	31.2	5.97	33.1	6.64	34.9	
50			2.16	19.9	2.81	22.7	3.48	25.2	4.18	27.6	4.84	29.8	5.51	31.8	6.19	33.7	6.87	35.5	
52			2.22	20.2	2.91	23.1	3.67	25.6	4.30	28.1	5.00	30.3	5.72	32.4	6.41	34.3	7.14	36.0	
54			2.29	20.5	2.98	23.4	3.71	26.1	4.43	28.5	5.17	30.8	5.90	32.9	6.64	34.9	7.38	36.8	
56			2.38	20.9	3.08	23.8	3.83	26.5	4.58	28.9	5.31	31.2	6.08	33.4	6.87	35.8	7.62	37.4	
58			2.43	21.1	3.19	24.2	3.94	26.9	4.68	29.3	5.48	31.7	6.28	33.9	7.06	36.0	7.87	38.0	
60			2.50	21.4	3.27	24.5	4.06	27.3	4.84	29.8	5.65	32.2	6.50	34.5	7.28	36.9	8.12	38.8	
64			2.64	22.0	3.48	25.2	4.24	27.9	5.10	30.6	5.81	33.1	6.87	35.5	7.71	37.8	8.59	39.7	
68					3.63	25.8	4.49	28.7	6.37	31.4	6.28	33.9	7.18	36.3	8.12	38.8	9.03	40.7	
72					3.63	26.5	4.71	29.4	6.69	32.3	6.60	34.8	7.64	37.2	8.60	39.5	9.52	41.9	
76					4.09	27.4	4.91	30.0	6.86	32.8	6.83	35.4	7.98	38.2	9.00	40.4	9.98	42.8	
80					4.18	27.8	5.17	30.8	6.18	33.6	7.22	36.4	8.28	39.0	9.21	41.7	10.4	43.8	
84						5.41	31.8	6.41	34.8		7.64	37.2	8.58	39.6	9.78	42.3	10.8	44.6	
88						5.68	32.0	6.64	34.9		7.87	38.0	8.94	40.6	10.1	43.7	11.2	45.4	
92						6.79	32.6	6.91	35.6		8.12	38.6	9.38	41.8	10.4	43.8	11.7	46.3	
96						6.90	33.0	7.14	36.2		8.40	39.2	9.70	42.1	10.8	44.5	12.1	47.2	
100							7.40	36.9	8.60	39.5		9.90	42.5	11.3	45.8	12.3	47.6		
104								7.80	37.4	8.90	40.5	10.3	43.8	11.8	46.2	13.0	48.0		
108								7.90	38.0	9.20	41.2	10.8	44.0	12.0	47.0	13.4	49.6		
112								8.10	38.6	9.50	41.8	10.9	44.7	12.3	47.8	13.8	50.3		
116										9.80	42.4	11.3	46.5	12.6	48.1	14.3	51.3		
120										10.0	42.8	11.8	46.0	13.1	49.1	14.4	51.8		
124										10.3	43.5	11.9	46.7	13.4	49.8	15.0	52.4		
128											10.6	44.1	12.1	47.1	13.8	50.4	15.5	53.3	
132												12.8	47.9	14.1	50.9	15.8	53.9		
136												12.8	48.5	14.6	51.6	16.2	54.8		
140												13.0	48.8	14.7	52.0	15.8	55.0		
144												13.3	49.4	15.2	52.9	16.8	55.6		

Serán soportados desde la losa de cubierta con flejes galvanizados. Tanto los ductos de mando como los de retorno se aislarán térmicamente con poliestireno expandido, en planchas de densidad de 20 Kg/m³. Todas las juntas se sellarán con pegamento adecuado para este tipo de material El espesor del aislamiento será de 20 mm en el caso de los ductos de mando y de 15 mm en el caso de los ductos de retorno.

La conexión de los ductos a las unidades se hará mediante la utilización de lona para evitar la transmisión de la vibración de la máquina a través del ducto.

Deberán realizarse quiebres diagonales en las caras de todos los ductos mayores de 12" de ancho incluyendo los codos y transformaciones. Las piezas de transformación serán de transición gradual en ángulos no mayores a los 14 grados.

Los ductos serán construidos en planchas galvanizadas de los espesores que dicten las normas para ductos de baja presión.

DUCTOS FLEXIBLES.- Se usarán para las conexiones de las cajas de volumen variable al ducto principal y de las cajas a los difusores; las dimensiones se especifican en los planos. Deben tener una camisa interior, una capa de aislamiento y una barrera de vapor exterior.

La camisa interior está formada por alambre helicoidal con una capa de vinil. El aislamiento debe ser de fibra de vidrio. La barrera de vapor exterior debe ser de neopreno metallizado.

Los ductos flexibles serán probados en fábrica para una velocidad de trabajo de 6000 Ft/min y clasificados por el Underweiter Laboratories bajo el código 90A de la NFPA.

El acople de los ductos flexibles a las cajas y de los difusores a los ductos flexibles se hará con abrazaderas metálicas de 1/4" atornillables.

DIFUSORES Y REJILLAS.- Las dimensiones de los difusores y rejillas se consignan en los planos. Fueron dimensionadas siguiendo las recomendaciones de la ASHRAE.

Se instalarán en los sitios indicados en los planos 120 difusores de aire cuadrados, de aluminio anodizado.

Se instalarán en los sitios indicados en los planos 61 rejillas de retorno de aluminio anodizado. Serán del tipo reticulado con separación de 1/2 ".

4.4.- CALCULO DE TUBERIAS

TUBERIAS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

Al momento de proceder al cálculo de las tuberías que conducirán el agua de enfriamiento, es fundamental recordar que hay una pérdida debida a la fricción en todo tubo por el cual fluya agua. Esta pérdida se considera de manera universal debida a estos factores:

- 1) Velocidad del agua
- 2) Diámetro del tubo
- 3) Rugosidad de la superficie interior
- 4) Longitud del tubo

La presión del sistema no tiene efecto sobre la pérdida de carga del equipo en el sistema.

A efectos de diseñar de manera adecuada el sistema de tuberías de agua, debe evaluarse no sólo las pérdidas por fricción del tubo, sino también las pérdidas a través de válvulas, conexiones y otros accesorios.

Las pérdidas por fricción en un sistema de tuberías de agua es la suma de:

- 1) Las longitudes rectas totales del tubo
- 2) Las longitudes equivalentes de tubo debidas a conexiones, válvulas y demás accesorios del sistema de tuberías.

Ya indique los factores que inciden en las pérdidas de presión en el sistema de tuberías debido al rozamiento. Cuando cualquiera de dichos factores varía, varían también las pérdidas por rozamiento.

Para evaluar estas pérdidas se han utilizado los gráficos que más adelante se incluyen. Estos gráficos indican la velocidad del agua, el diámetro de la tubería y el caudal, además de la pérdida de carga por cada unidad de longitud equivalente de tubería. Al conocerse dos de estos factores se puede determinar fácilmente los otros dos mediante el gráfico. Ver figuras 15 y 16.

En nuestro caso conocemos el caudal de agua necesario, el cual depende de la carga de acondicionamiento de aire, la cual fue calculada en el capítulo dos (126 TR o lo que es lo mismo 1'512.000 Btu/Hr), y que puede calcularse por la fórmula:

$$GPM = \frac{\text{Carga total} + \text{Ganancia de calor} + \text{Calor de bomba}}{\text{(Btu/Hr) por tubería}}$$
$$GPM = \frac{500}{\text{X Diferencial de Temp., F}}$$

Este valor es en el diseño realizado de 630 GPM. La velocidad del agua en las tuberías puede también estimarse en base a datos prácticos que recomiendan la velocidad apropiada en función de dos factores:

FIG. # 15

GRÁFICO 3. PÉRDIDAS POR ROZAMIENTO EN LOS SISTEMAS CERRADOS DE TUBERÍAS
Tubo de acero

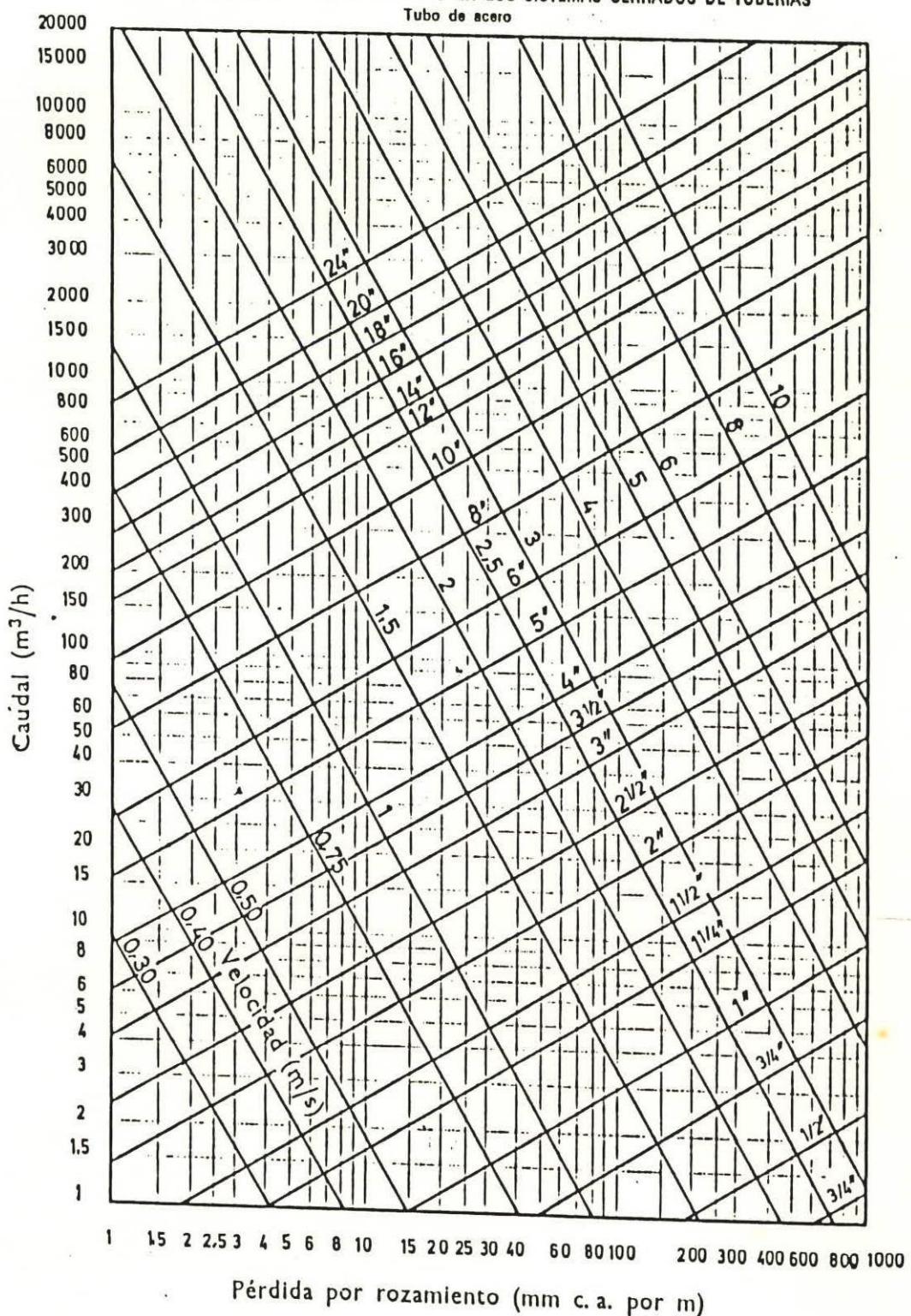
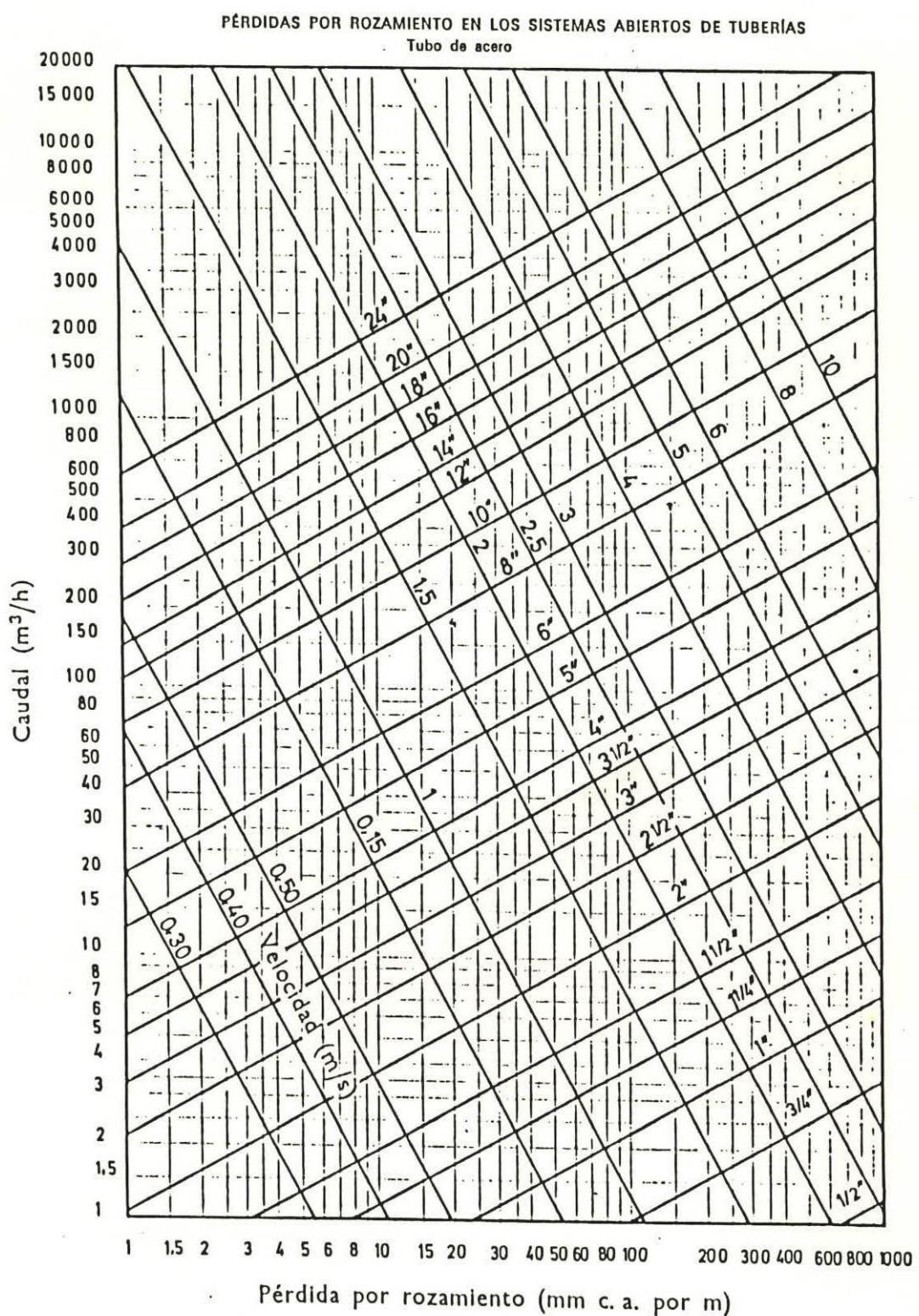


FIG. # 16



- 1) El servicio para el que se va a utilizar la tubería
- 2) Los efectos de la erosión

Se incluyen una tablas que nos permiten seleccionar la velocidad del agua. En este caso el valor escogido fue de 8 FPM. Ver tablas 5 y 6.

Para determinar la pérdida por rozamiento se consideró los tramos rectos de tuberías que debían tenderse para llevar el agua de enfriamiento a las máquinas, a lo cual se añadió las longitudes equivalentes adicionales debidas a los acoplamientos, válvulas y demás accesorios. Se incluyen tablas que nos proporcionaron dichos datos.

Las tuberías de agua de enfriamiento serán de las dimensiones indicadas en los planos. Serán de tubos de hierro negro, cédula 40, sin costura (especificación ASTM 120-A).

Para las tuberías de hasta 2 1/2 " se emplearán accesorios roscados reforzados de hierro negro para 125 Lbs., con dimensión según ASA B16-3-1951 y material según ASTM-1-47 grado 32150. Se instalarán juntas universales con asiento de bronce ASTM-1-47 grado 32150 para facilitar el desmontaje de las tuberías cuando sea necesario.

TABLA # 5

Velocidad máxima del agua para minimizar la erosión

Operación normal, h	Velocidad del agua	
	pie/s	m/s
1 500	12	0.060
2 000	11.5	0.058
3 000	11	0.055
4 000	10	0.050
6 000	9	0.045
8 000	8	0.040

FUENTE: *Carrier Design Manual*, 1970.

TABLA # 6

Dimensiones y propiedades de los tubos

Tamaño nominal de tubo in	Espesor de pared, milímetros	Dimensiones			Pesos		Áreas			Propiedades				
		Tamaño tubo hierro No.	Diámetro exterior, in	Diámetro interior, in	Espesor pared, in	Tubo extremo liso	Aguja en tubo, lb/ft	Superficie		Sección transversal		Momen to de inercia in ⁴	Módulo de sec ción in ³	Radio de giro in
								Exterior	Interior	Flujo Metal	in ²			
4	Std	40	0.840	0.622	0.109	0.850	0.132	0.220	0.1637	0.3040	0.2503	0.0171	0.0407	0.2613
	XS	80	0.840	0.546	0.147	1.087	0.101	0.220	0.1433	0.2340	0.3200	0.0201	0.0478	0.2505
	XXS		0.840	0.252	0.294	1.714	0.022	0.220	0.0660	0.0499	0.5043	0.0242	0.0577	0.2192
5	Std	40	1.050	0.824	0.113	1.130	0.230	0.275	0.2168	0.5330	0.3326	0.0370	0.0705	0.3317
	XS	80	1.050	0.742	0.154	1.473	0.187	0.275	0.1948	0.4330	0.4335	0.0448	0.0853	0.3214
	XXS		1.050	0.434	0.308	2.440	0.063	0.275	0.1137	0.1479	0.7180	0.0579	0.1183	0.2840
6	Std	40	1.315	1.049	0.133	1.678	0.374	0.344	0.2740	0.8640	0.4939	0.0873	0.1328	0.4205
	XS	80	1.315	0.957	0.179	2.171	0.311	0.344	0.2520	0.7190	0.6388	0.1058	0.1606	0.4066
	XXS		1.315	0.599	0.358	3.659	0.122	0.344	0.1570	0.2818	1.0760	0.1405	0.2136	0.3613
1½	Std	40	1.900	1.610	0.145	2.717	0.882	0.497	0.4213	2.0361	0.8001	0.3099	0.3262	0.6226
	XS	80	1.900	1.500	0.200	3.631	0.765	0.497	0.3927	1.7672	1.0689	0.3912	0.4118	0.6052
	XXS		1.900	1.100	0.400	6.408	0.412	0.497	0.2903	0.9502	0.8859	0.5678	0.5977	0.5489
2	Std	40	2.375	2.067	0.154	3.65	1.45	0.622	0.540	3.355	1.075	0.666	0.561	0.787
	XS	80	2.375	1.939	0.218	5.02	1.28	0.622	0.507	2.953	1.477	0.868	0.731	0.766
	XXS		2.375	1.503	0.436	9.03	0.77	0.622	0.393	1.774	2.656	1.312	1.104	0.703
2½	Std	40	2.875	2.469	0.203	8.79	2.07	0.753	0.646	4.788	1.704	1.530	1.064	0.947
	XS	80	2.875	2.323	0.276	7.66	1.83	0.753	0.610	4.238	2.254	1.924	1.339	0.924
	XXS		2.875	1.771	0.552	13.70	1.07	0.753	0.463	2.464	4.028	2.871	1.997	0.844
3	Std	40	3.500	3.068	0.216	7.58	3.20	0.916	0.802	7.393	2.228	3.017	1.724	1.164
	XS	80	3.500	2.900	0.300	10.25	2.86	0.916	0.761	6.605	3.016	3.892	2.225	1.136
	XXS		3.500	2.300	0.600	18.58	1.80	0.916	0.601	4.155	5.466	6.993	3.424	1.047
4	Std	40	4.500	4.026	0.237	10.79	5.51	1.178	1.055	12.730	3.174	7.231	3.214	1.510
	XS	80	4.500	3.826	0.337	14.98	4.98	1.178	1.002	11.497	4.407	9.610	4.271	1.477
	XXS		4.500	3.152	0.674	27.54	3.38	1.178	0.826	7.803	8.101	16.284	6.793	1.374
6	Std	40	6.625	6.065	0.280	18.97	12.5	1.73	1.59	28.90	5.58	28.14	8.50	2.24
	XS	80	6.625	5.761	0.432	28.57	11.3	1.73	1.51	26.07	8.40	40.49	12.22	2.19
	XXS		6.625	4.897	0.864	53.18	8.1	1.73	1.28	18.83	15.64	66.33	20.02	2.06
8	Std	40	8.625	7.981	0.322	28.65	21.6	2.26	2.09	50.03	8.40	72.49	16.81	2.94
	XS	80	8.625	7.625	0.500	43.39	19.8	2.26	2.01	45.67	12.76	105.70	24.51	2.88
	XXS		8.625	6.875	0.875	72.42	16.1	2.26	1.80	37.13	21.30	161.98	37.86	2.76
10	Std	40	10.750	10.020	0.365	40.48	34.1	2.81	2.62	78.85	11.91	160.71	29.90	3.67
	XS	60,80	10.750	9.750	0.500	54.74	32.3	2.81	2.55	74.66	16.10	211.94	39.43	3.63
	XXS	140	10.750	8.750	1.000	104.13	26.1	2.81	2.29	60.13	30.63	367.81	68.43	3.46
12	Std	40	12.750	11.938	0.406	63.6	48.5	3.34	3.13	111.9	15.74	300.3	47.1	4.37
	XS	80	12.750	11.374	0.688	88.6	44.0	3.34	2.98	101.6	26.07	475.7	74.6	4.27
	XXS	120	12.750	10.760	1.000	125.5	39.3	3.34	2.81	90.8	36.91	641.7	100.7	4.17
14	Std	30	14.000	13.250	0.375	54.6	59.7	3.67	3.47	137.9	16.05	372.8	53.2	4.82
	XS		14.000	13.000	0.500	72.1	57.4	3.67	3.40	132.7	21.21	483.8	69.1	4.78
16	Std	30	16.000	15.250	0.375	63	79.1	4.19	4.00	182.6	18.41	562	70.3	5.53
	XS	40	16.000	16.000	0.500	83	76.5	4.19	3.93	176.7	24.35	732	91.5	5.48
18	Std		18.000	17.250	0.375	71	101.2	4.71	4.51	233.7	20.76	807	89.6	6.23
	XS		18.000	17.000	0.500	93	98.2	4.71	4.45	227.0	27.49	1053	117.0	6.19
20	Std	20	20.000	19.250	0.375	79	126.0	5.24	5.04	291.1	23.12	1113	111.3	6.94
	XS	30	20.000	19.000	0.500	104	122.8	5.24	4.97	283.5	30.63	1457	145.7	6.90
22	Std	20	22.000	21.250	0.375	87	153.7	5.76	5.56	354.7	25.48	1490	135.4	7.65
	XS	30	22.000	21.000	0.500	115	150.2	5.76	5.50	346.4	33.77	1953	177.5	7.61
24	Std	20	24.000	23.250	0.375	95	183.9	6.28	6.09	424.6	27.83	1942	161.9	8.35
	XS		24.000	23.000	0.500	125	180.0	6.28	6.02	416.0	36.90	2550	213.0	8.31

Para las tuberías de más de 2 1/2 ", se emplearán accesorios soldados con dimensiones AS B16.9. La soldadura a usarse será 6011 con una capa de penetración y una de acabado.

Todas las tuberías serán soportadas mediante soportes metálicos que permitan su expansión longitudinal.

Las tuberías serán tratadas en su superficie metálica exterior con una capa de fondo anticorrosivo, y una capa de esmalte anticorrosivo de acabado.

TUBERIAS DE DRENAJE DE CONDENSACION

Cada unidad de aire acondicionado será provista de una tubería para drenar el condensado del evaporador. La tubería será de PVC con accesorios inyectados del mismo material, de las dimensiones indicadas en los planos. El drenaje deberá tener su respectiva trampa para evitar que la succión del ventilador pueda traer gases de olor desagradable, o impedir el libre drenaje de condensado.

LISTA DE EQUIPOS Y MATERIALES

Descripción	Cant.
Equipos de aire acondicionado tipo paquetes enfriados por agua, que incluyan manguera de mando, retorno y condensado, aisladores de vibración, de las capacidades indicadas.	9
Termostatos de pared	9
Difusores de aire de aluminio anodizado y forrados de fibra de vidrio, de 24"X 24".	120
Rejillas de retorno de aluminio anodizado forradas de fibra de vidrio, de 20"X 20".	61
Cajas de volumen variable	69
Torres de enfriamiento de circuito cerrado, capaces de enfriar 315 GPM desde 102.5 F a 92.5 F para una temperatura de bulbo húmedo de 80 F.	2
Bombas de agua capaces de mover 630 GPM a 120 pies de cabezal.	2

Descripción	Cant.
-------------	-------

Filtro separador de aire de 630 GPM	1
-------------------------------------	---

Conexiones flexibles de 6"	4
----------------------------	---

Metros de ductos flexibles en los
siguientes tamaños:

1 m de 6"

60 m de 8"

300 m de 10"

TOTAL	361
-------	-----

Kilos de ductos construidos en planchas
de hierro galvanizado, perfectamente
aislados.

4690

Metros de tubería de hierro negro cédula
40, en los siguientes diámetros:

162 m de 6"

192 m de 5"

18 m de 4"

96 m de 3"

210 m de 2 1/2"

414 m de 2"

288 m de 1 1/2"	TOTAL	1380
-----------------	-------	------

Válvulas de globo de los siguientes
tamaños:

1 de 6"		
6 de 2"		
4 de 1 1/2"	TOTAL	11

Válvulas de compuerta de los siguientes tamaños:

4 de 6"		
4 de 5"		
2 de 4"		
2 de 3"		
2 de 2 1/2"		
6 de 2"		
4 de 1 1/2"	TOTAL	24

Válvulas cheque de 6" 2

Bridas deslizables de los siguientes tamaños:

14 de 6"		
8 de 5"		
4 de 4"		
4 de 3"	TOTAL	30

Codos de hierro negro, roscables hasta los de 2 1/2", para soldar los demás, de las siguientes dimensiones:

12 de 6"		
12 de 5"		

8 de 3"		
8 de 2 1/2"		
48 de 2"		
44 de 1 1/2"	TOTAL	132

Tees y reducciones concéntricas de
diversas dimensiones.

CALCULO DE COSTOS (Presupuesto aproximado)

EQUIPOS:

Cant. Descripción.

Nueve equipos de aire acondicionado tipo paquetes enfriados por agua de las capacidades citadas, con tuberías de mando, retorno y condensado, aisladores de vibración y termostato.	\$ 46.974
Un lote de difusores y rejillas	4.666
Dos torres de enfriamiento de circuito cerrado.	42.000
Dos bombas de agua	6.400
Un filtro separador de aire	1.800
69 cajas de volumen variable	12.420
Un lote de ductos flexibles	1.230
Total FOB	\$ 116.390
Apx. Flete	\$ 17.458
Total C&F	\$ 133.848

OBRAS LOCALES

Cant Descripción

4690	Kilos de ductos	2'814.000
9	Montaje de equipos paquete	500.000
2	Instalación de torres de enf.	240.000
2	Instalación de bombas	30.000
1	Provisión de tubería y accesorios	7'470.710
1	Instalación de 15.375 Kg. de tub.	3'382.150
	Dirección técnica	1'443.686
	TOTAL	15'880.546

NOTA: los valores del presupuesto corresponden al año 1987 en que se realizó el estudio.

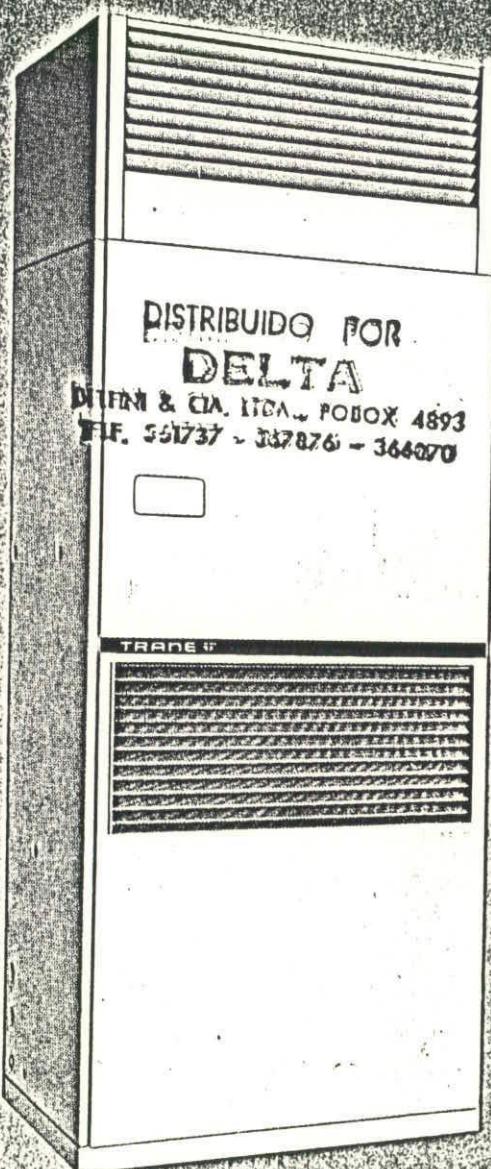
ANEXOS 1
PLANOS PARA LA INSTALACION

ANEXOS 2
CATALOGOS DE LOS EQUIPOS

TRANE[®]
AIR CONDITIONING

VERTICAL AIR CONDITIONERS

3 TO 15-TON AIR AND WATER-COOLED PACKAGED UNITS





Optional slide-in hydronic heat

Water-cooled deluxe self-contained units are provided with tube-in-tube condensers with water in the center tube and refrigerant in the outer tube. Integral fins on the outside of the internal tube create refrigerant turbulence for continuous high heat transfer efficiency. Ten and 15-ton units offer separate refrigerant circuits for two-step capacity control and standby operation.

Removable filters

Air-cooled deluxe self-contained units match with Trane Model CAUC air-cooled condensers.

Note how removal of front panel(s) provides complete access to all components.

Industrial-strength evaporator coil

Water-cooled condensers

Control box

SWUB and SRUB 10 and 15-ton units

Possible configurations

TRANE

For Energy Fitness.

MECHANICAL SPECIFICATIONS

CASINGS — Panels of 18-gauge steel, cleaned, phosphatized inside and out with grey-green baked enamel. Unit completely insulated with fireproof, permanent, odorless glass fiber material. Knockouts on sides of unit for electrical and piping connections. Removable panels for optional front or top discharge.

REFRIGERATION CIRCUIT — Refrigerant control provided by thermal expansion valve. Unit equipped with access valves, filter dryer and operating charge of R-22. Two independent refrigeration circuits in 10 and 15-ton units.

COMPRESSOR — Units have welded shell, hermetic 3,600 rpm motors which are refrigerant-cooled. Crankcase heaters are standard. Single compressor on 7.5 ton; dual compressors used in 10 and 15-ton models.

EVAPORATOR COIL — Multirow, direct expansion cooling coil. Primary surface $\frac{3}{8}$ -inch OD 0.016-inch seamless copper tubes mechanically bonded to secondary surface of configured aluminum fins spaced 144 per foot. Factory leak-tested at 300 psi and completely dehydrated under vacuum while heated to 175 F. Coil arranged for draw-through airflow and incline-mounted for condensate drainage. Drain and drain pan connections on left side of unit. Split cooling coil with individual expansion valves for each refrigerant circuit used in 10 and 15-ton units.

FANS — Large, double-width, double-inlet, forward-curved, multiblade fans. Fans statically and dynamically balanced. Fan assemblies rotatable from front to top. Variable pitch drive standard on evaporator and condenser fans.

CONTROLS — Contactor plus overload protection for all motors, high pressure cutout, low pressure cutout and internal compressor winding thermostat, and crankcase heater. Time delay relay provided for step starting.

FILTERS — Vertically mounted for access from either side of unit. Filter all evaporator air. Permanent filters standard.

CONDENSER COIL — $\frac{3}{8}$ -inch OD seamless copper tubes mechanically bonded to configured aluminum fins. Factory leak-tested at 300 psi. Completely dehydrated under vacuum and provided with full charge R-22. Special subcooler circuit incorporated as integral part of condenser coil assembly. Each circuit has own accumulator and subcooler.

SELECTION

The selection of a Trane vertical air conditioner for year-round cooling and heating can be done in three steps. 1. Load. Determine both the cooling and heating loads (including outside air) by any standard method. Trane heating or cooling load estimate forms may be used for these calculations. 2. Type of Unit. Vertical air conditioners are available in either water-cooled or air-cooled models to match individual application requirements. Split air-cooled units may be used with Trane Model CAUC or CAUB condensers where space outside the building is available for the condenser. 3. Select the Unit. The conditions under which the unit must operate and the load will give the final selection.

(SWUB-SRUB)

Given:

80 F DB and 67 F WB inside design conditions
60,400 Btu/h cooling load
85 F condenser water temperature
2 psi steam
0.40 inch system pressure drop
2,000 cfm

Required:

1. Select the unit
2. Leaving DB temperature
3. Condenser water requirements and pressure drop
4. Heating capacity
5. Fan speed and bhp required

Solution:

1. Consider SWUB-B50

At 67 F entering WB temperature, the SWUB-B50 will produce 62,800 gross Btu/h of cooling at 105 F condensing temperature, Table 10-1. Calculate the NET capacity using the fan motor heat equation, page 8, to be 60,400 Btu/h. Therefore the unit is acceptable.

$$62,800 - 2,400 = 60,400 \text{ NET Btu/h}$$

2. From Table 10-1 at 80 F DB and 67 F WB the sensible capacity multiplier is 0.71

Leaving DB Temperature = T (entering air)

$$\frac{(\text{Load}) (\text{Sensible Capacity Multiplier})}{1.085 (\text{cfm})} = 80$$

$$80 - \frac{(60,400)(0.71)}{(1.085)(2,000)} = 60.2$$

3. Knowing the condensing temperature (105 F) and the tonnage, the condenser gpm is found from Table 10-1 to be 11.5 gpm. The resulting condenser pressure drop of 12.1 feet is found in Figure 15-1.

4. Heating capacity is found in Table 18-1 at 2 psi and 80 F entering air (winter room temperature), the capacity is 120,500 Btu/h.

5. External static pressure = System sp + pd of heating coil
 $0.40 + .234$ (from Table 18-3) = 0.634. From the fan table, 1 rpm = 948 and bhp = 0.94 which is the satisfactory operating area of the table. An oversize fan motor is required.

Exact Sensible Heat Percentage

Occasionally it may be necessary to determine the exact sensible heat percentage or leaving conditions. These can be found by use of Figures 7-1 and 7-2 and the Trane Psychrometric Chart. Use the conditions of Example 1, except use 1,800 cfm (10 percent less air). The cooling load is still 60,400 Btu/h.

1. Determine the leaving WB

$$\begin{aligned} \text{a. } \frac{\text{Cooling load in Btu/h}}{\text{cfm}} &= \frac{Q}{\text{cfm}} \\ &= \frac{60,400}{1,800} \\ &= 33.6 \end{aligned}$$

NOTE: The lower cfm will reduce the unit capacity per Table 8-3. In order to maintain 60,400 Btu/h at the lower cfm, the condensing temperature must be reduced to 105 F by increasing the condenser water gpm to 13.1.

- b. Enter Figure 7-1 at 33.6 $\frac{\text{Btu/h}}{\text{cfm}}$ and 67 F entering WB.

The leaving WB is found to be 56.4 F.

2. Determine the leaving DB temperature

a. Determine the entering dew point temperature by referring to the Trane Psychrometric Chart at the entering conditions of 80 F DB and 67 F WB. It is found that the entering dew point temperature is 60.2 F.

b. Refer to Figure 7-2 at 60.2 F DB and 56.4 F leaving WB. It is now found that the leaving DB is 57.8 F.

3. The sensible heat percentage is:

$$\begin{aligned} \text{SH\%} &= \frac{\text{Sensible Cooling}}{\text{Total Cooling}} \\ &= \frac{1.085 (\text{cfm}) (\text{TEDB} - \text{TLDB})}{\text{Total Cooling}} \\ &= \frac{(1.085)(1,800)(80-57.8)}{60,400} \\ &= 71.8\% \text{ Sensible Heat} \end{aligned}$$

Fan Motor Heat Equation

Use the following equations to compute fan motor heat and net capacity

Fan motor heat (MBh) = $3.2 \times \text{Fan Motor bhp}$

Net MBh capacity = gross MBh capacity - fan motor heat (MBh)

FIGURE 7-1 — Leaving Wet Bulb Temperature Determination

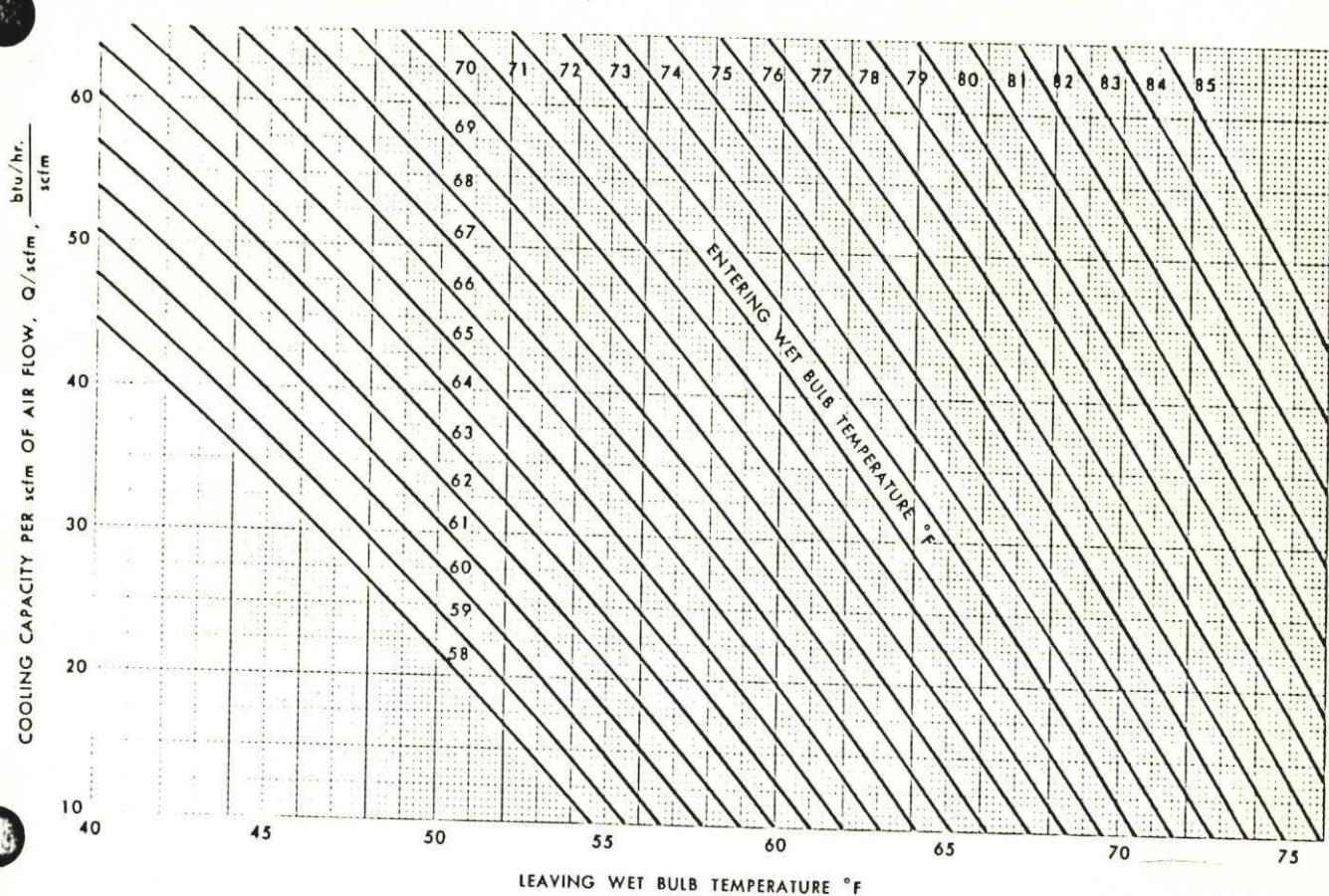
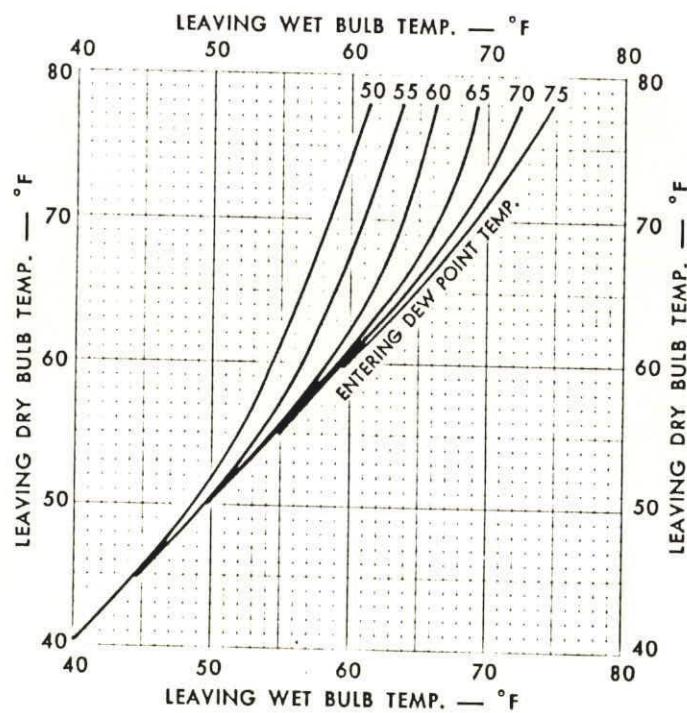


FIGURE 7-2 — Leaving Dry Bulb Temperature Determination



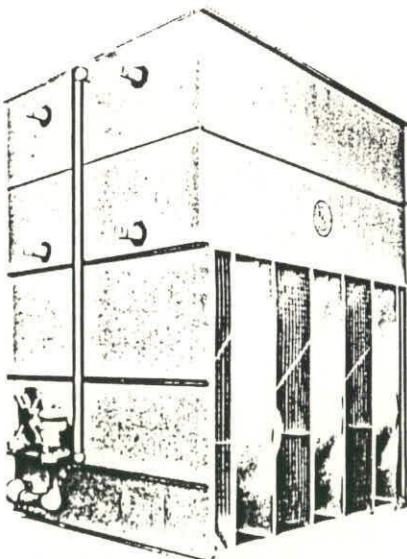


Baltimore Aircoil

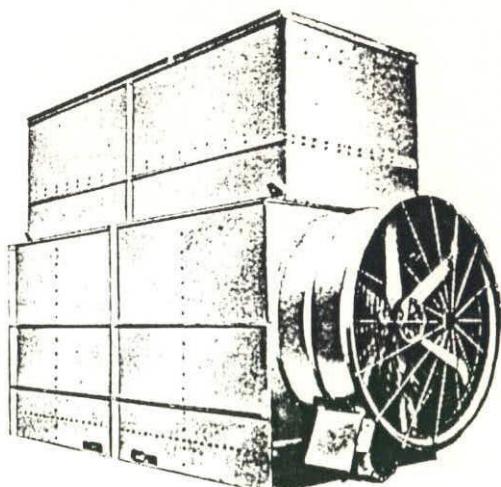
Series V Industrial Fluid Coolers

Available with ASME Code  Construction Coil
Extended Surface Coil

Model F1000
Centrifugal Fan



Model F2000
Multi-Stage Axial Fan



With the Exclusive

BALTBOND[®]

Corrosion Protection System



Series V

Dependability through engineering leadership and experience

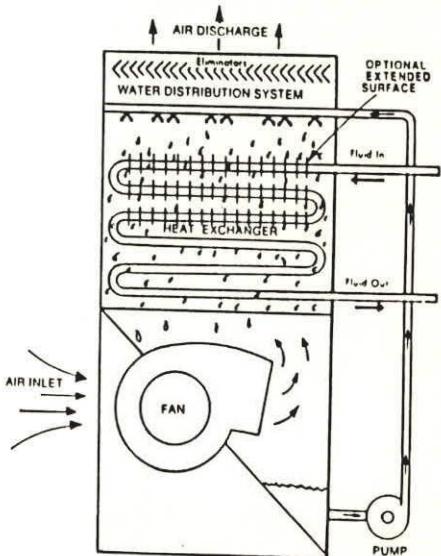
Since its founding in 1938, Baltimore Aircoil Company has specialized in the design and manufacture of evaporative cooling equipment, and has become a worldwide leader in this field. B.A.C.'s continuing program of engineering research has resulted in many Industrial Fluid Cooler design innovations, including the introduction of the V-Line Industrial Fluid Coolers in 1968 that have become the standard of the industry.



Industrial Fluid Cooler research and product development programs are conducted at B.A.C.'s 20,000 square foot test facility that was designed and built exclusively for the testing and development of evaporative cooling equipment. Here Research and Development engineers can simulate the broad range of environmental and system operating conditions that are encountered by Industrial Fluid Coolers in actual use.

The Series V Industrial Fluid Cooler design is the latest result of B.A.C.'s commitment to product innovation through engineering research. While maintaining the basic features of both the original V-line and the second generation VX-Line, improvements and advanced coil technology have been built into the Series V design to more exactly meet the needs of today's air-conditioning, equipment cooling and industrial process cooling systems.

PRINCIPLE OF OPERATION



The fluid to be cooled is circulated inside the tubes of the unit's heat exchanger. Heat flows from the process fluid through the coil tubes to the water outside which is cascading downward over the tubes. Air is forced upward through the coil, evaporating a small percentage of the water, absorbing the latent heat of vaporization and discharging the heat to the atmosphere.

The remaining water falls to the sump to be recirculated by the pump while water entrained in the airstream is reclaimed and returned to the sump by mist eliminators at the unit discharge. The only water consumed is the amount evaporated plus a small amount which is intentionally bled off to limit the concentration of impurities in the pan.

With the optional extended surface coil the recirculating water pump can be shut off and the unit operated dry during periods of below design ambient temperatures. Air is still forced upward through the coil, but the heat is now dissipated to the atmosphere by sensible cooling alone.

Patents: This equipment is manufactured under one or more of the following U.S. Patents: 3572657, 3575387, 3784171, 3844682, 3804389, 4196157, 4518544, 4540637, 4568022, 4,540,637. This equipment is also manufactured under numerous foreign patents and pending United States and foreign applications.

Selection Procedures

WATER PROCEDURE

1. Find Performance Factor on page 13.
 2. Select centrifugal fan unit from page 14 or low horsepower multi-stage axial fan unit from page 15.

WATER EXAMPLE

Given: Cool 550 gpm of water from 102°F to 90°F at 78° wet bulb with a centrifugal fan unit.

$$\text{Range} = 102^\circ - 90^\circ = 12^\circ$$

$$\text{Approach} = 90^\circ - 78^\circ = 12^\circ$$

1. Find Performance Factor on Page 13.
Enter at 78° wet bulb. Read down to 12° Approach Line. Read right horizontally to 12° Range Line. The factor is 6.8.
 2. Select Centrifugal Fan Unit from Page 14.
Locate 6.0 Performance Factor column and select the smallest unit with a gpm that equals or exceeds 550 gpm. Selection is a F1443-P. Interpolate between 6.0 and 7.0 Performance Factor columns to determine the capacity of this unit at 6.8 Performance Factor. Interpolation gives a capacity of 520 gpm. Since this is less than 550 gpm try a F1461-P. Interpolation gives a capacity of 550 GPM. Since this is greater than or equal to the 550 gpm specified, a F1461-P is the proper selection.

ETHYLENE GLYCOL PROCEDURE (See note 3.)

1. Find Performance Factor on page 13.
 2. Select trial centrifugal fan unit from page 14 or trial multi-stage axial fan unit from page 15.
 3. Obtain Glycol Correction Factor for selected unit from table below. If factor is 1.00, the unit selected in Step 2 is the recommended selection. If factor is greater than 1.00, proceed with Step 4.
 4. Adjust Performance Factor.
Adjusted Performance Factor = Performance Factor
(Step 1) × Glycol Correction Factor (Step 3).
 5. Re-select unit from page 14 or 15 using the Adjusted Performance Factor (Step 4).
 6. Compare Glycol Correction Factors.
Compare Glycol Correction Factor for unit obtained in Step 5 with Glycol Correction Factor from Step 3. If they are different, re-enter Step 4 with new Glycol Correction Factor for unit from Step 5.

ETHYLENE GLYCOL EXAMPLE

GIVEN: Cool 165 gpm of 40% by volume ethylene glycol from 132°F to 92°F at 72°F wet bulb with a centrifugal fan unit.

$$\text{Range} = 132^\circ - 92^\circ = 40^\circ$$

Approach = $92^\circ - 72^\circ = 20^\circ$

1. Find Performance Factor on page 13.
Enter at 72° wet bulb. Read down to 20° Approach Line. Read right horizontally at 40° Range Line. Select Performance Factor at 40° Range Line which is 10.0
 2. Select trial centrifugal fan unit from page 14.
Locate 10.0 Performance Factor column. Read down this Performance Factor column and select the smallest unit with a gpm that equals or exceeds 165 gpm. Selection is a F1342-M.
 3. Obtain Glycol Correction Factor for F1342-M from table below, which is 1.021 by interpolation.
 4. Adjust Performance Factor.
$$\text{Adjusted Performance Factor} = 10.0 \times 1.021 = 10.21$$
 5. Re-select unit from page 14.
Locate 10.0 Performance Factor column. Read down this column and select the smallest unit with a gpm that equals or exceeds 165 gpm. Selection is a F1342-M. Interpolation at a Performance Factor of 10.21 gives a capacity of 162 gpm. Since this is less than 165 gpm, proceed to the next larger unit, a F1343-N. Interpolation gives a capacity of 201 gpm. Since this is greater than 165 gpm, the proper selection is a F1343-N.
 6. Compare Glycol Correction Factors.
Since the Glycol Correction Factor from Step 3 (1.021) is the same as that for the unit selected in Step 5 (F1343-N), the proper selection is a F1343-N.

Notes:

1. Refer to page 16 for coil pressure drop.
 2. These selection procedures are valid for water and ethylene glycol only. For other fluids, or for temperatures and flow rates not shown, contact your local Baltimore Aircoil representative.
 3. If design water flow is known, the required glycol flow for the same temperatures and heat load can be determined by the equation:

required glycol flow = water flow ÷ glycol flow factor

Percentage Ethylene Glycol	20	30	40	50
Glycol Flow Factors	.95	.92	.89	.85

F1000, F2000—Glycol Correction Factors

GLYCOL FREEZE PT.	MODEL	FLOW (GPM)														
		30	50	70	90	110	130	150	200	250	300	350	400	450	500	600+
20% +14	17XX, 27XX	1.09	1.04	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	—	—	—
	184X, 284X	—	1.08	1.04	1.02	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	134X, 234X	—	—	1.08	1.05	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	144X, 146X, 244X, 246X	—	—	—	1.07	1.05	1.04	1.02	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	164X, 166X, 264X, 266X	—	—	—	—	1.10	1.08	1.06	1.04	1.02	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	148X, 140X, 248X, 240X	—	—	—	—	—	—	1.10	1.06	1.04	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	1.00
30% +3	168X, 160X, 268X, 260X	—	—	—	—	—	—	—	—	1.08	1.06	1.05	1.04	1.03	1.02	1.00
	17XX, 27XX	1.13	1.05	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	—	—	—
	184X, 284X	—	1.11	1.06	1.02	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	134X, 234X	—	—	1.11	1.07	1.04	1.02	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	144X, 146X, 244X, 246X	—	—	—	1.10	1.07	1.05	1.04	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	164X, 166X, 264X, 266X	—	—	—	—	1.14	1.11	1.09	1.05	1.03	1.01	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
40% -14	148X, 140X, 248X, 240X	—	—	—	—	—	—	1.13	1.09	1.06	1.04	1.02	1.01	1.00	1.00	1.00
	168X, 160X, 268X, 260X	—	—	—	—	—	—	—	—	1.11	1.09	1.07	1.05	1.04	1.03	1.00
	17XX, 27XX	1.18	1.09	1.04	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	—	—	—
	184X, 284X	—	1.15	1.09	1.05	1.03	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	134X, 234X	—	—	1.15	1.10	1.07	1.05	1.03	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	144X, 146X, 244X, 246X	—	—	—	1.14	1.11	1.08	1.06	1.02	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
50% -38	164X, 166X, 264X, 266X	—	—	—	—	1.19	1.15	1.12	1.08	1.05	1.02	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	148X, 140X, 248X, 240X	—	—	—	—	—	—	1.18	1.14	1.11	1.08	1.05	1.02	1.00	1.00	1.00
	168X, 160X, 268X, 260X	—	—	—	—	—	—	—	—	1.16	1.12	1.10	1.08	1.06	1.04	1.00
	17XX, 27XX	1.22	1.12	1.05	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	—	—	—
	184X, 284X	—	1.19	1.12	1.07	1.03	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	134X, 234X	—	—	1.19	1.14	1.10	1.06	1.04	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
-38	144X, 146X, 244X, 246X	—	—	—	—	1.18	1.14	1.11	1.08	1.03	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
	164X, 166X, 264X, 266X	—	—	—	—	—	1.23	1.19	1.14	1.11	1.06	1.03	1.00	1.00	1.00	1.00
	148X, 140X, 248X, 240X	—	—	—	—	—	—	—	—	1.23	1.16	1.11	1.08	1.05	1.02	1.00
	168X, 160X, 268X, 260X	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.20	1.16	1.13	1.11	1.08	1.05

Performance Data—F1000

To select unit, enter the Performance Factor column at or just below the selected Performance Factor. Read down the column to a flow rate equal to or greater than the design flow rate. Read the recommended unit size in the far left column.

If the selected Performance Factor is not an integer, interpolate the flow rate between Performance Factor columns to determine unit capacity at design conditions.

Notes:

1. Do not extrapolate gpm data beyond printed range.
2. The most economical unit selection will be in clear area. Alternative unit selections are provided in the shaded areas for special jobsite requirements such as space, pressure drop or height.
3. *Indicates this point should be used for interpolation only. Do not exceed maximum GPM.
4. When the coil pressure drop (page 16) is below 3.0 psi, special circuiting may be available to reduce unit size. Contact your Baltimore Aircorl Representative.

F1000

UNIT SIZE	MAX. GPM	PERFORMANCE FACTORS													
		2.0*	3.0*	4.0*	5.0*	6.0*	7.0*	8.0*	9.0*	10.0*	11.0*	12.0*	13.0*	14.0*	15.0*
F1711-F	330	135	83	56	41	30	23	17	—	—	—	—	—	—	—
F1712-F	330	155	96	66	48	36	28	21	17	—	—	—	—	—	—
F1713-G	330	185	116	80	60	47	37	29	23	18	—	—	—	—	—
F1720-H	405	300	178	118	84	63	49	38	31	24	20	—	—	—	—
F1721-H	405	350	212	142	103	78	61	48	40	32	28	21	18	—	—
F1722-H	405	395	243	165	121	92	73	58	48	39	34	29	24	19	17
F1723-J	405	405	300	206	152	118	95	76	63	52	45	39	33	27	24
F1731-J	405	530*	330	221	159	120	93	72	58	46	39	33	27	22	18
F1732-J	405	600*	375	257	187	140	111	88	72	58	49	40	33	27	24
F1733-K	405	—	405	310	230	175	139	110	91	74	63	53	44	37	34
F1742-K	405	—	510*	370	274	205	165	128	106	85	72	59	49	40	35
F1743-L	405	—	—	405	330	260	210	165	137	113	97	80	68	57	51
F1841-L	585	—	660*	470	346	260	202	155	125	100	83	68	56	46	39
F1842-L	585	—	740*	530	400	305	240	190	156	125	105	88	72	60	52
F1843-L	585	—	—	579	431	335	265	210	173	140	117	98	82	68	60
F1342-M	810	—	1000*	725	540	418	326	255	208	168	140	117	96	80	70
F1343-N	810	—	—	840*	640	495	390	312	252	208	174	146	121	103	90
F1441-M	1020	—	955	680	491	361	275	209	165	131	110	89	72	58*	—
F1442-N	1020	—	1142*	823	610	470	364	284	230	185	153	127	104	86	75*
F1443-O	1020	—	1265*	937	709	546	427	340	274	224	187	156	129	109	94
F1444-P	1020	—	—	1067*	812	627	494	394	318	262	219	184	152	130	113
F1461-P	1020	—	—	1162*	870	675	519	415	332	274	227	191	149	120	99
F1461-Q	1020	—	—	1281*	964	750	582	465	375	310	258	219	172	139	83
F1462-P	1020	—	—	1263*	946	768	612	493	401	331	273	231	196	158	97
F1463-P	1020	—	—	—	1051*	849	686	553	458	376	310	261	219	185	117
F1641-P	1560	2025*	1532	1162	849	635	488	380	302	242	195	163	133	110	105
F1642-P	1560	—	1794*	1307	999	755	595	472	378	302	248	203	168	144	126
F1643-P	1560	—	1885*	1401	1060	815	649	518	415	336	279	232	192	163	106
F1481-M	2040	2711*	1911	1359	981	721	548	416	330	262	212	175	140	117*	—
F1482-N	2040	—	2284*	1646	1220	940	728	568	460	370	306	254	208	172	128*
F1482-O	2040	—	2468*	1786	1329	1026	798	623	506	408	346	272	225	192	168
F1483-O	2040	—	2530*	1874	1418	1092	854	680	548	448	374	312	258	218	144
F1661-N	1560	—	—	1755*	1317	1010	778	618	496	409	328	281	219	181	147
F1662-O	1560	—	—	—	1565*	1195	989	805	653	534	444	374	317	267	118
F1663-O	1560	—	—	—	1713*	1338	1097	889	734	601	502	418	353	306	226
F1401-P	2040	—	—	2324*	1741	1350	1039	829	664	547	454	383	299	241	209
F1402-P	2040	—	—	2526*	1892	1536	1224	986	802	661	547	462	393	317	235
F1403-P	2040	—	—	—	2102*	1698	1372	1105	916	753	624	563	438	371	324
F1681-P	3120	4050*	3065	2324	1698	1270	976	760	604	484	390	326	266	220	105
F1682-P	3120	—	3588*	2614	1999	1511	1190	945	756	604	496	407	336	288	252
F1683-P	3120	—	3770*	2803	2120	1631	1298	1036	831	673	559	465	385	327	212
F1601-N	3120	—	—	3510*	2633	2019	1556	1235	992	818	656	561	437	361	293
F1601-O	3120	—	—	3810*	2868	2201	1701	1354	1092	901	725	624	485	403	328
F1602-O	3120	—	—	—	3130*	2390	1978	1609	1306	1068	887	748	633	524	451
F1603-O	3120	—	—	—	3426*	2675	2193	1778	1468	1201	1004	836	706	611	524

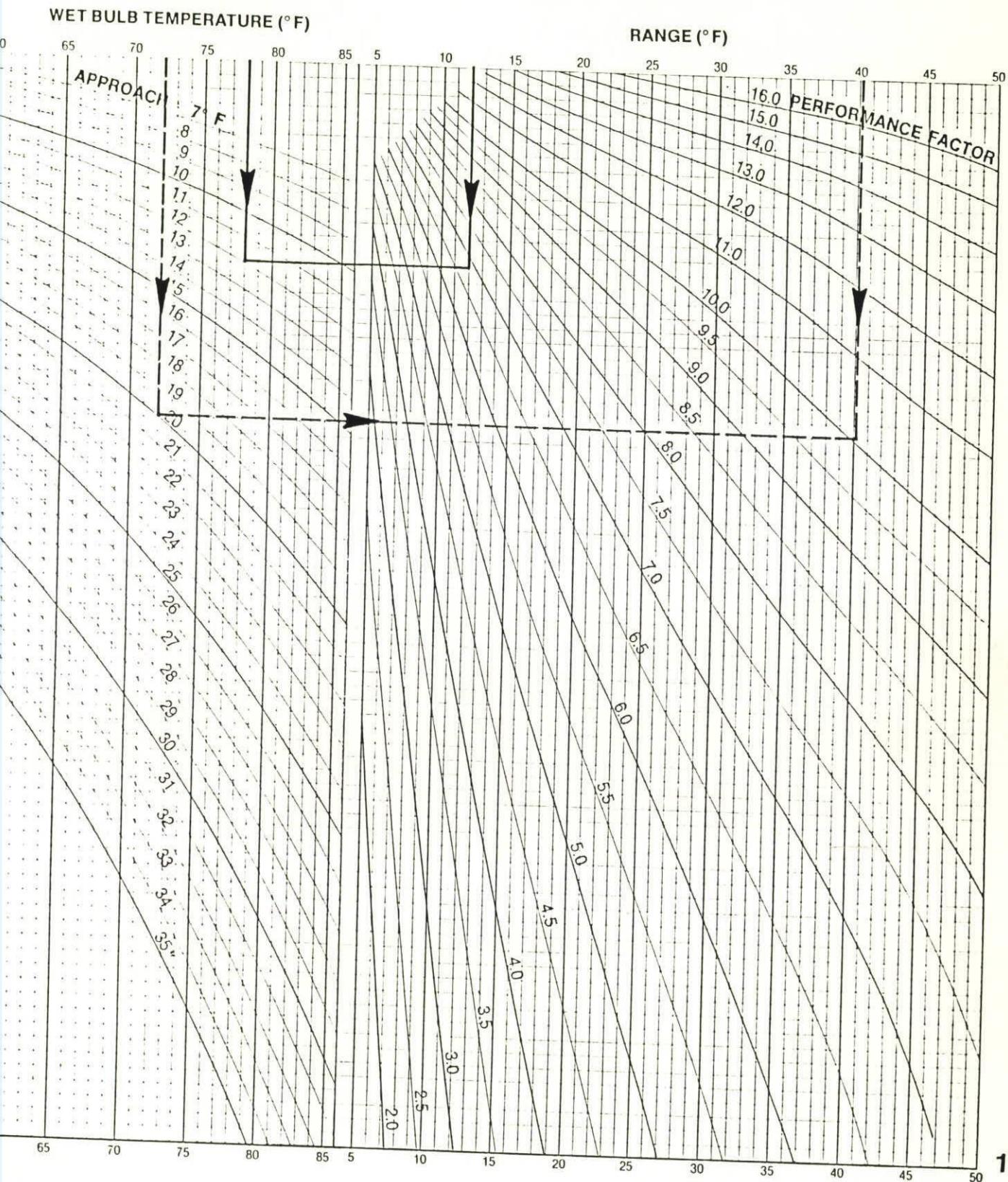
Performance Factors

Definitions

Range ($^{\circ}\text{F}$) = Entering Fluid Temperature – Leaving Fluid Temperature

Approach ($^{\circ}\text{F}$) = Leaving Fluid Temperature – Design Wet Bulb Temperature

To select Performance Factor, enter at Design Wet Bulb Temperature. Read down to Approach Line. Read right horizontally to Range Line. Select Performance Factor at Design Range Line.



FM Base Mounted Pumps

A — INSTALLATION

RECEIVING PUMP

1. Check pump for shortage and damage immediately after arrival. Prompt reporting to the carrier's agent, with notations made on the freight bill, will expedite satisfactory adjustment by the carrier.

2. Unload and handle the unit by lifting around the motor frame. Do not lift by pump casing or flanges.

3. Pumps are shipped from the factory ready to mount on a solid base. They are painted with one finish coat.

Required accessories are packaged in a separate container and shipped with the pump.

2-2. TEMPORARY STORAGE. If the pump is not to be installed and operated soon after arrival, store it in a clean dry place, away from moderate change in ambient temperature. Rotate the shaft weekly to coat the bearings with lubricant and to retard oxidation and corrosion. Follow motor storage recommendations.

A1 — LOCATION

Locate pump in an easily accessible place with sufficient space around it for maintenance and servicing. On larger pumps allow head room for the use of hoists or overhead cranes. Locate pump on a dry and clean place so that motor will be protected from moisture and dust.

On closed heating systems place expansion tank at the suction side of the pump. When pump head is less than 20 feet, it is permissible to connect expansion tank to discharge side of the pump.

On open systems, install pump close to liquid supply and make suction piping as short and as straight as possible.

A2 — FOUNDATION

The foundation serves to carry the pump weight and to absorb vibration. Normally, the foundation is made of concrete block, preferably tied in with the floor or ground. Make the foundation block about 4" longer and 4" wider than the base of the frame. Height of the block may vary from 2/3 to 1 times the width of the foundation. When foundation is poured, provide a hole near each of the four (4) corners. To simplify installation and maintenance use lead Anchors. Place the front Anchor about 2" from the edge of the foundation to clear overhanging casings (Fig. 1).

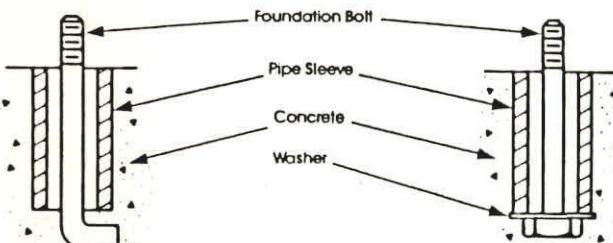


Fig. 1 — Anchor Bolts

A3 — PUMP SETTING

When pump is set on its foundation, make sure to have it properly levelled. Place baseplate over foundation bolts. Place shims at corners of baseplate when required and level with a spirit gauge. Check also level of suction and discharge flanges.

A4 — COUPLING ALIGNMENT

Proper alignment of pump and driver will assure trouble-free operation and long life of the pump. Misalignment will cause rapid wear of seals, couplings, and bearings. All pumps are carefully aligned before leaving the factory. However, experience indicates that alignment invariably changes in shipping and handling. Therefore, it is of utmost importance that alignment be checked at various steps of the installation process; i.e., after leveling, after piping, and after first few weeks of operation.

Check alignment by placing a slotted straight edge across the coupling halves at top, bottom, and at the sides. If any light is seen between the straight edge and one of the coupling flanges, it means the unit is out of alignment. (Fig. 2).

If light is seen at top and bottom position of the straight edge, alignment is out of height. Usually shims are placed under the motor feet. Loosen the four motor bolts, remove or add shims as required to correct proper height. Tighten the motor bolts and check to make sure alignment was corrected properly.

If alignment is out on the sides of the coupling, loosen the four motor bolts and lightly tap the motor in the direction required. Tighten the four motor bolts and check to make sure alignment was corrected properly.

As alignment in one direction may alter the alignment in another, be sure to check all alignments made.

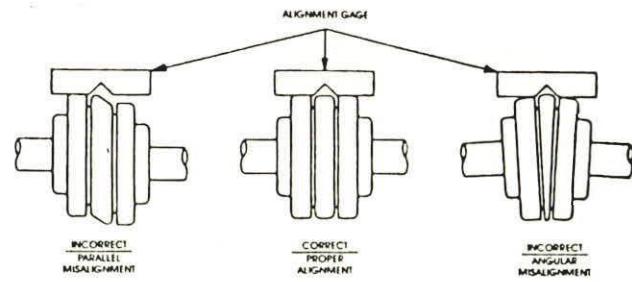


Fig. 2 — Coupling Alignment

COMPARE. YOU'LL TAKE TACO.

TACO, Inc., 4160 Cranston St., Cranston, RI 02920 (401) 942-8000 Telex 92-7627

TACO, (Canada) Ltd., 430 Aimco Blvd., Mississauga, Ontario L4W 1B2 (416) 625-2160 Telex 06-961179

Printed in U.S.A.
Copyright © 1986
TACO INC.

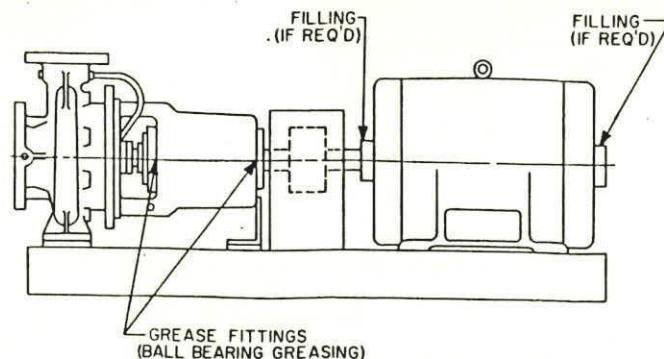


Fig. 5 — Lubrication Points

B2 — MOTOR WIRING & ROTATION

Check wiring of motor before starting to make sure that connections are wired properly for the voltage in use. Over-voltage can burn out motor windings. Check heater element in magnetic starter to see that it is rated the same as the motor.

Before attempting to check out rotation of pump, fill pump with water to provide lubrication of the seal. Do not operate pump dry for motor checkout.

Next throw the switch and see if direction of rotation corresponds with arrows on frame of pump. The direction of rotation is counterclockwise facing the suction end of pump. Direction of rotation of three phase motors can be easily reversed by interchanging two of the three wires at the terminal board of the motor. Reversing of single phase motors is done by interchanging some internal wires or clamps. Instructions for reversing are found either on the motor nameplate or inside the motor terminal cover.

B3 — PUMP START-UP

After you have checked lubrication and wiring you are ready to start the pump.

Open the isolation valve in the suction side and close the valve on the discharge side. Start motor, wait until unit has come to full speed and then open discharge valve slowly. Do not run pump for more than a few minutes with completely shut valves. If system conditions call for part-time operation against shut valves, install a bypass line from discharge to suction.

OPERATION BEFORE STARTING

The pump is ready for starting when:

- a) The unit base plate is grouted and bolted to the foundation.
- b) Motor is correctly wired to starter switch, ensuring correct rotation.
- c) Pump and driver are correctly aligned.
- d) Bearing lubrication is provided.
- e) Stuffing box has been packed or a mechanical seal has been fitted.
- f) All rotating parts are found to be free when turned by hand.
- g) Pump is primed. Never run the unit dry. The liquid in the pump serves as a lubricant for close running fits within the pump and the pump may be damaged if operated dry. The pump may be primed by using an ejector, exhauster or vacuum pump. If a foot valve is used in the suction line, the pump may be primed by venting and filling the casing with liquid.

B4 — MECHANICAL SEAL AND STUFFING BOX CARE

Mechanical Seal (See caution below)*

Mechanical seals are the most delicate component of the pump. Special care has to be given to them to assure trouble-free operation.

The sealing element of a mechanical seal consists of a carbon washer rotating against a stationary metallic or ceramic ring.

Surfaces of both are highly lapped to assure sealing.

Any dirt that penetrates between the two mating parts will cause a rapid wear of the seal faces and will ultimately result in seal leakage.

New heating systems are usually contaminated by various materials such as construction debris, welding slugs, pipe joint compound, mill scale, etc. It is of utmost importance that such systems be cleaned out thoroughly before putting pump into continuous operation.

Cleaning of a heating system is simple and easy. First flush out system with cold water at city pressure to remove all loose foreign matter that penetrated into the system. Afterwards boil out system with chemicals to remove dirt adhering to pipes.

Chemicals most commonly used for this procedure are sodium triphosphate, sodium carbonate, or caustic soda, but any nonfoaming detergents as used in dishwashers can be applied.

Fill system with clean water, add cleaning chemicals (1 lb. for every 40 to 50 gallons of water, (or Mfrs. Instruction) start pump and heat up system. Let system run for a few hours, then drain and refill with fresh water. Your pumps are now ready for continuous duty. (See caution below).

Stuffing boxes are less delicate in operation than mechanical seals. No chemical cleaning is necessary as on mechanical seal pumps, but flushing out with cold water is beneficial on this type of pump too.

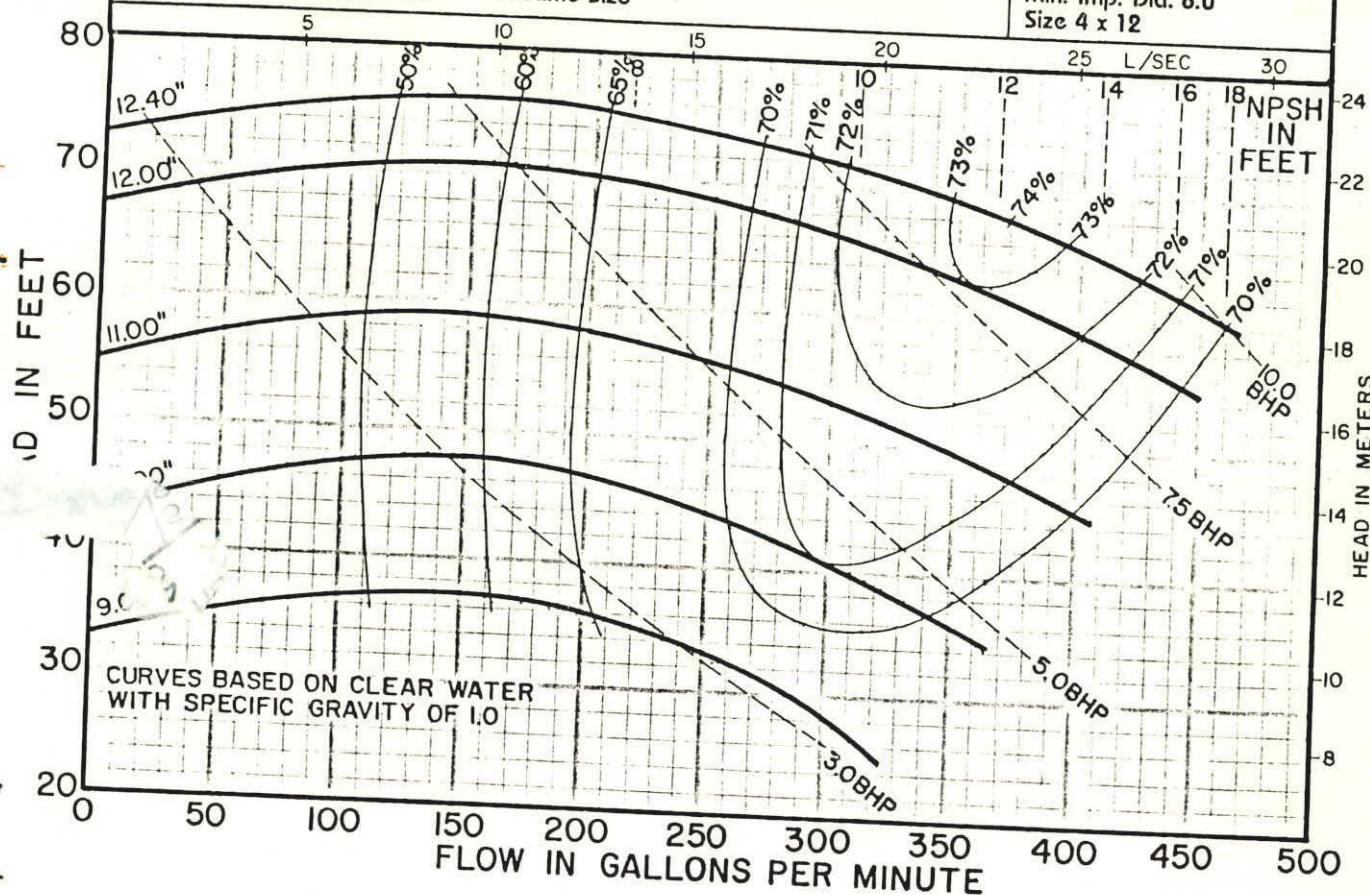
After pump is started up adjust gland of stuffing box evenly so that it drips from one to three drops of water per minute. This drip is absolutely essential to prevent damage to packing and shaft sleeve. It also prevents overloading of motor. Excessive dripping may cause air to enter pump under certain conditions.

Sump of pump should be piped to any convenient sewer or drain. A pipe tapping is provided for this purpose at the side of the sump. Never plug this drain tapping.

*CAUTION: The addition of certain chemical additives to systems utilizing TACO Equipment, voids the warranty.

TacoModel 4012
C Frame Size

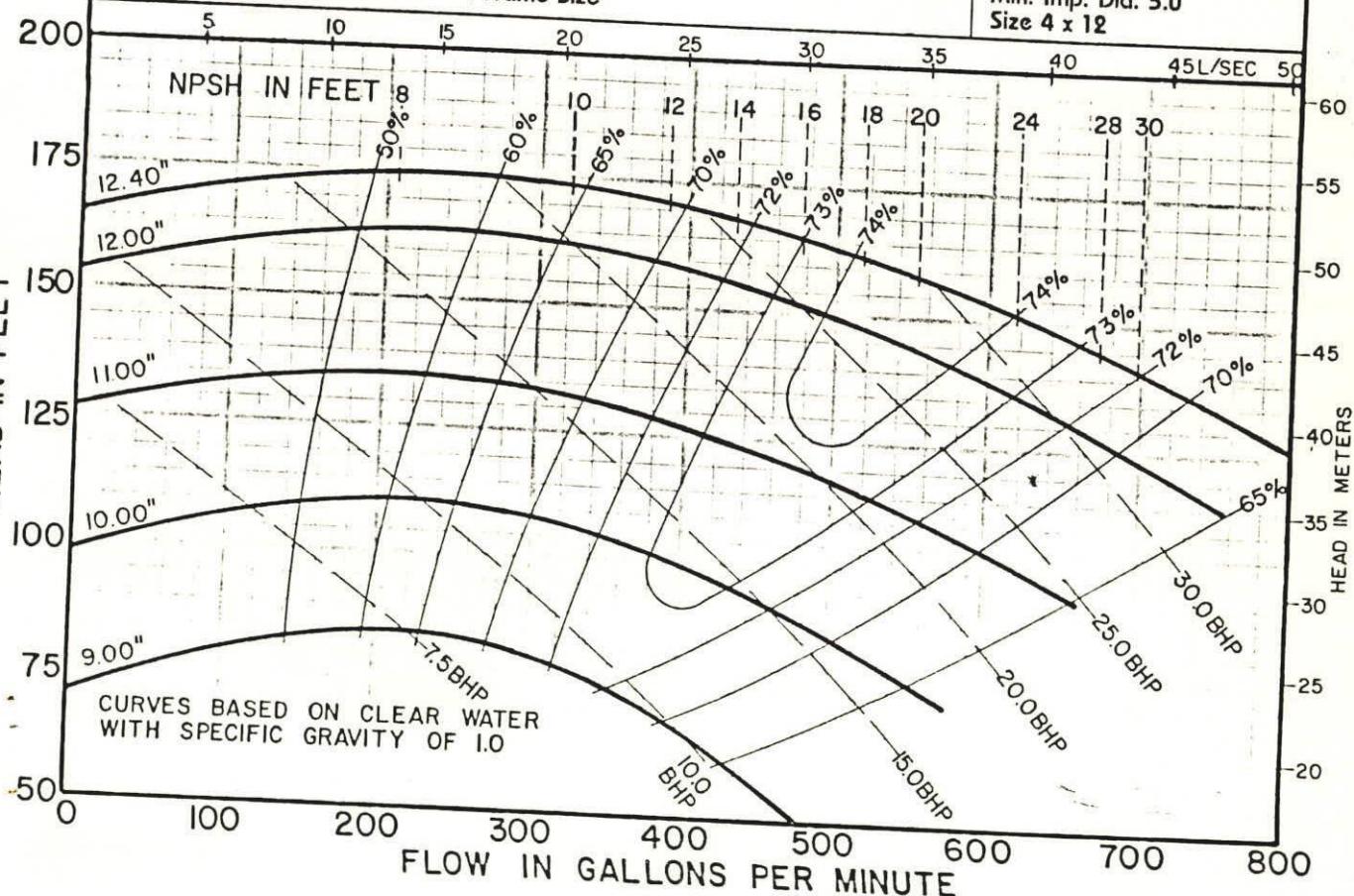
1150 RPM

Curve No. 438
Min. Imp. Dia. 6.0
Size 4 x 12**Taco**Model 4012
C Frame Size

1750 RPM

Curve No. 439
Min. Imp. Dia. 5.0
Size 4 x 12

HEAD IN FEET



CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Con la implementación del sistema diseñado se logrará cumplir con los standares recomendados por las normas para la climatización de oficinas bancarias, las cuales aconsejan una densidad de 700 Btu/Hr/m² y 2.2 CFM/Ft².

De esta manera se ha solucionado el problema grave de climatización presentado en el edificio, para la base del mismo. A futuro se piensa proceder a hacer lo propio con la torre, donde sin embargo los problemas son menores.

El procedimiento normal del Banco para la realización de éste tipo de obra consiste en la convocatoria a concurso privado de precios o licitación pública, de acuerdo a las leyes vigentes como al reglamento interno, tanto para la provisión de los equipos como para la posterior instalación del sistema.

De esta manera el presente estudio sirvió de soporte técnico para la convocatoria de una licitación pública, dado el monto de la inversión, para la provisión de equipos, accesorios, etc.

Es por esta razón que en el estudio no se proporcionan ni marcas ni modelos de los equipos, sino solamente sus características técnicas, ya que las marcas y modelos

serían ofertadas por los participantes en la licitación.

En el estudio que realicé no se incluyó los diseños eléctrico y civil, los cuales fueron efectuados por otras áreas de nuestro departamento, por supuesto que en coordinación con nuestra área.

En la sección de anexos se incluyen catálogos de los equipos que fueron los ofertados por la firma ganadora y adquiridos por el Banco.

Debo citar aquí que al momento de culminar la redacción de este informe, ya se está concluyendo la instalación del sistema con excelentes resultados. Ver las figuras 17, 18 y 19.

Se ha demostrado además la conveniencia desde el punto de vista técnico, y a la larga también económico, de la implementación de una solución global al problema, por sobre la actitud de irlo solucionando por partes en función de las necesidades prioritarias.

Como una conclusión importante puede citarse que ha quedado demostrada la capacidad de los técnicos y la mano de obra nacional para realizar este tipo de proyectos.

Como principales recomendaciones puede citarse:

FIG. # 17

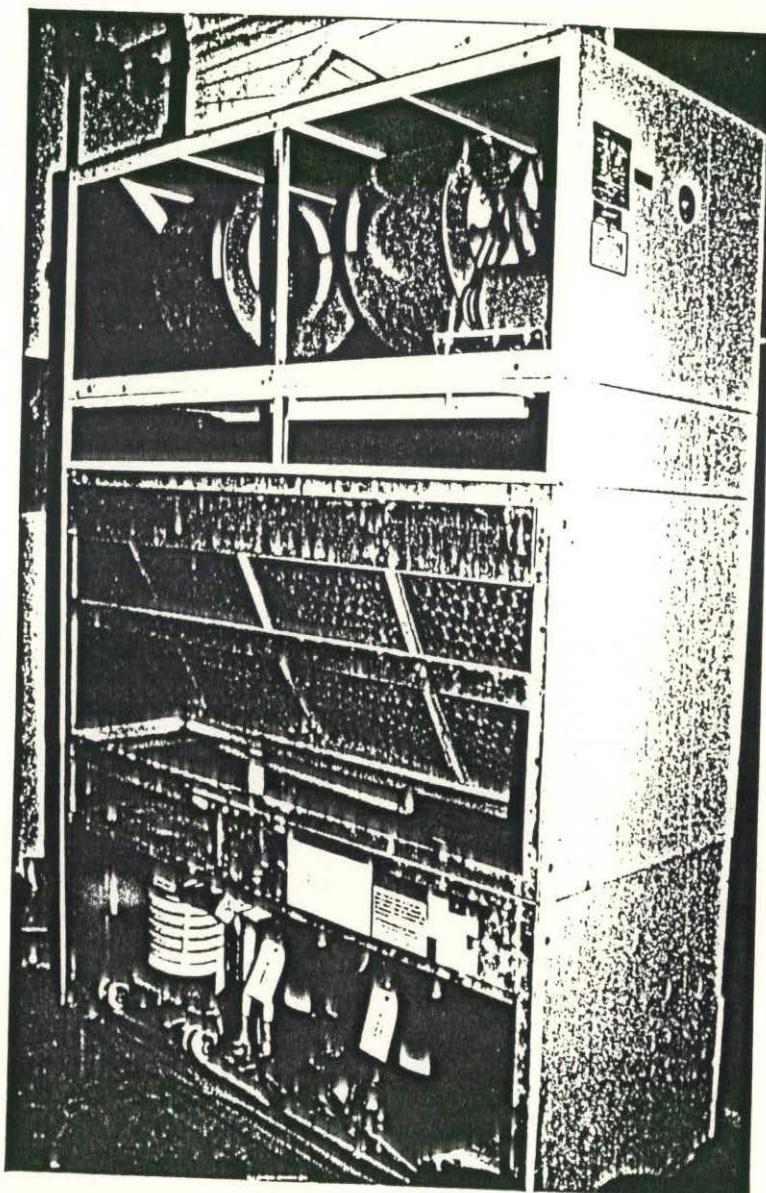


FIG. # 18

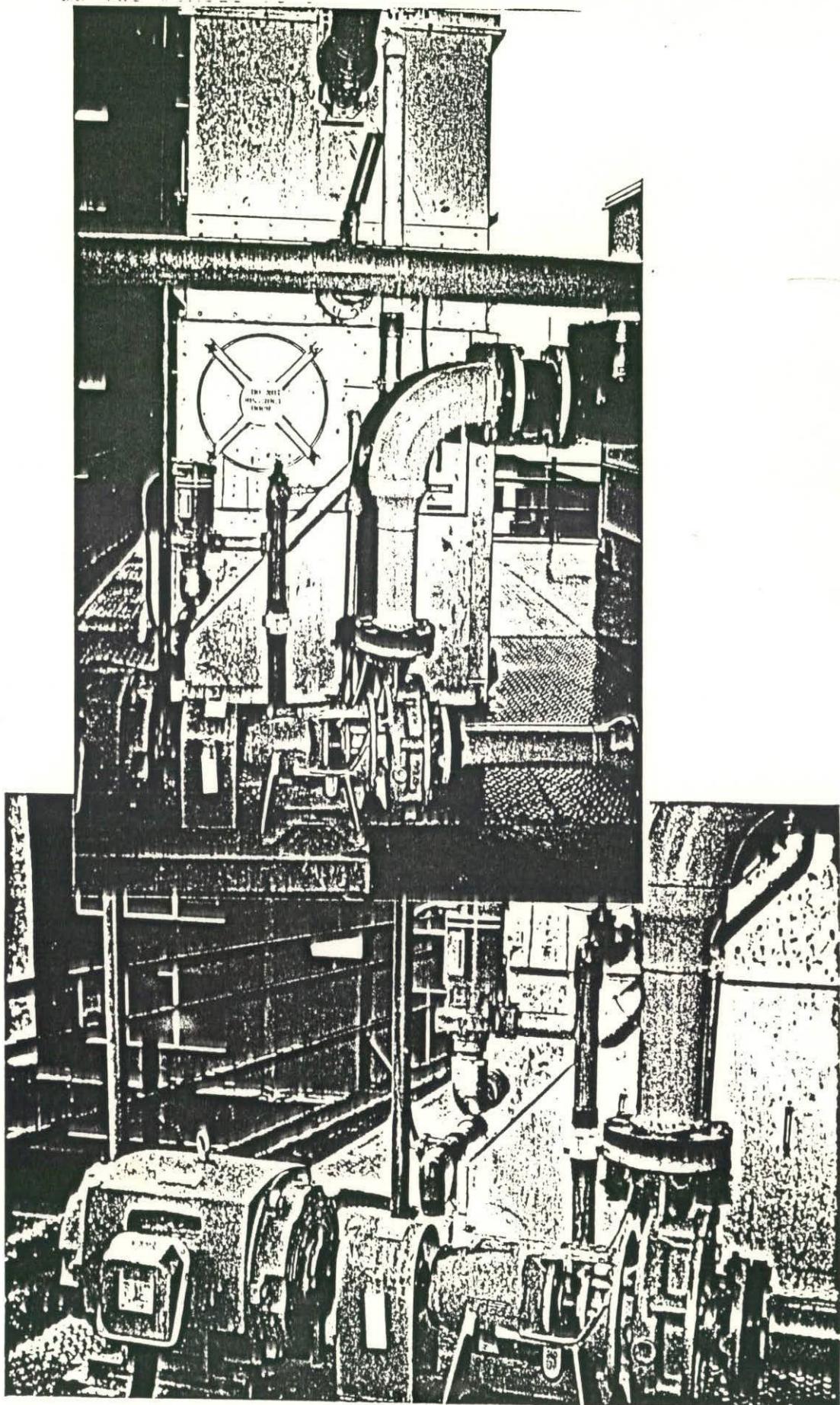
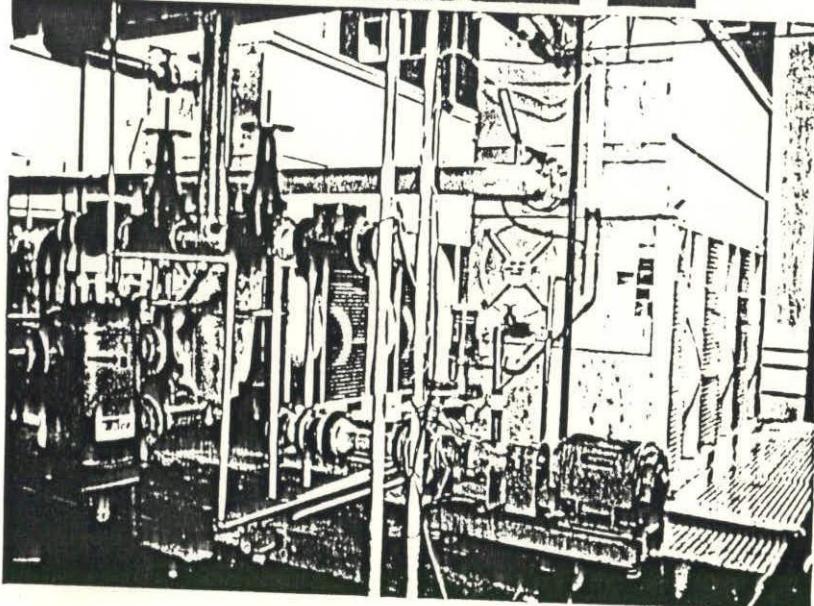
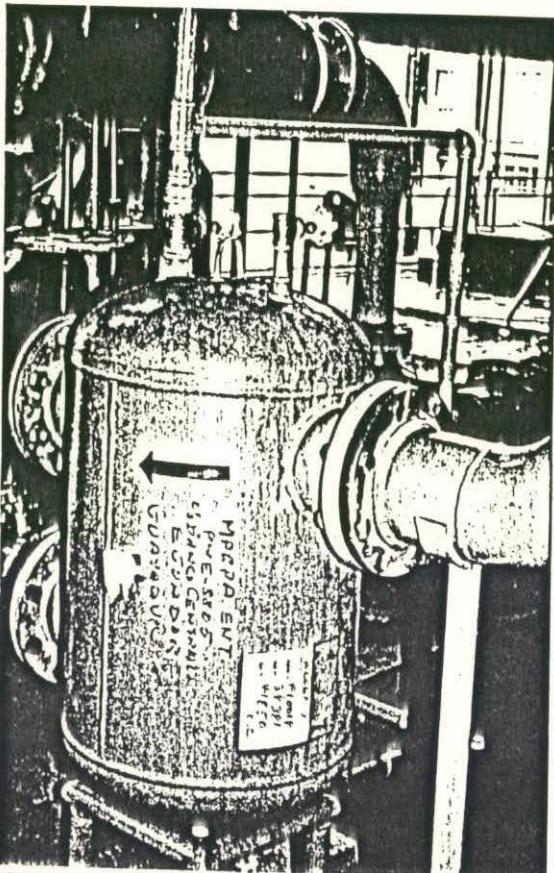


FIG. # 19



Debe darse al agua de recirculación de los enfriadores evaporativos el tratamiento químico recomendado por el fabricante para evitar problemas de incrustación, corrosión, o proliferación de algas.

Debe darse a los equipos el mantenimiento preventivo recomendado por los fabricantes en sus catálogos, a fin de obtener del sistema los mejores resultados y el mayor porcentaje de tiempo de su vida útil.

Es necesario que al finalizar las instalaciones se balancee totalmente el sistema de ductos, midiéndose la cantidad de aire en cada difusor, a fin de garantizar una perfecta climatización.

Por último, es necesario dividir el plenum formado por el tumbado y la losa en cada piso, a fin de impedir que se mezclen al retornar el aire de ambos sistemas (sist. antiguo, y sist. de reforzamiento).