



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE EQUIPOS MECÁNICOS
EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO QUE UTILIZAN
EQUIPOS CHILLERS ENTRE 60 Y 110 TONELADAS**

Juan Francisco Quezada Escobar

Asesorado por el Ing. Roberto Guzmán Ortiz

Guatemala, abril de 2006

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE EQUIPOS MECÁNICOS
EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO QUE UTILIZAN
EQUIPOS CHILLERS ENTRE 60 Y 110 TONELADAS**

TRABAJO DE GRADUACIÓN
PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

JUAN FRANCISCO QUEZADA ESCOBAR

ASESORADO POR EL ING. ROBERTO GUZMÁN ORTÍZ
AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, ABRIL DE 2006

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	
VOCAL II	Lic. Amahán Sánchez Álvarez
VOCAL III	Ing. Julio David Galicia Celada
VOCAL IV	Br. Kenneth Issur Estrada Ruiz
VOCAL V	Br. Elsa Yazminda Vides Leiva
SECRETARIA	Inga. Marcia Ivonne Véliz Vargas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Herbert René Miranda Barrios
EXAMINADOR	Ing. Osmar Omar Rodas Mazariegos
EXAMINADOR	Ing. Esdras Feliciano Miranda Orozco
EXAMINADOR	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
SECRETARIA	Inga. Gilda Marina Castellanos Baiza de Illescas

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

**CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE EQUIPOS MECÁNICOS
EN SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO QUE UTILIZAN
EQUIPOS CHILLERS ENTRE 60 Y 110 TONELADAS,**

tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 3 febrero 2003.

Juan Francisco Quezada Escobar

DEDICATORIA A:

Dios

Ser supremo y creador del universo

Mis padres

Francisco Quezada Mérida y Edna Escobar de Quezada.

Infinitas gracias.

Mi esposa

Odilia Janeth García de Quezada.

Por su amor y apoyo en todo momento.

Mis hijos

Verónica y Juan Francisco.

Su cariño me motiva a seguir adelante.

Mis hermanas

Patricia, Marilyn y Ruth.

Por su gran ayuda y cariño.

La Universidad de San Carlos de Guatemala

Centro de estudios de formación profesional. Gratos recuerdos de mi época estudiantil.

Instituto Técnico Vocacional Dr. Imrich Fischmann.

Especialmente en la carrera de Refrigeración y Aire Acondicionado, Centro de inicio de mi formación profesional.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	VII
LISTA DE SÍMBOLOS	XIII
GLOSARIO	XVII
RESUMEN	XXI
OBJETIVOS	XXIII
INTRODUCCIÓN	XXV
1 PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN Y COMPONENTES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR	1
1.1 Teoría de refrigeración	1
1.1.1 Unidades de capacidad	2
1.1.2 Efecto de refrigeración	2
1.1.3 Peso de refrigerante que debe estar circulando	4
1.1.4 Coeficiente de rendimiento	7
1.2 Ciclos de Refrigeración	8
1.2.1 Ciclo de compresión básica	8
1.2.2 Ciclo de saturación simple	9
1.2.3 Efecto de la presión de succión	12
1.2.4 Efecto de la presión de descarga	14
1.2.5 Ciclo con subenfriamiento simple	15
1.3 Componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor	16
1.3.1 Evaporadores	16

1.3.1.1	Método de alimentación de refrigerante	18
1.3.1.2	Enfriador de tubo y carcasa (acorazados)	19
1.3.1.3	Enfriador con evaporador inundado tipo tubo y carcasa	19
1.3.1.4	Evaporador tipo spray	20
1.3.1.5	Enfriador con evaporador tipo expansión seca	21
1.3.2	Condensadores	22
1.3.2.1	La carga de condensador	23
1.3.2.2	Condensadores enfriados con agua	23
	1.3.2.2.1 Transferencia de calor	24
1.3.2.3	Condensadores de tubo y carcasa	25
1.3.2.4	Condensadores de doble tubo	26
1.3.2.5	Condensadores enfriados con aire	26
	1.3.2.5.1 Tipo paquete	26
	1.3.2.5.2 Tipo remoto	27
	1.3.2.5.3 Velocidad y cantidad de aire	28
1.3.3	Compresores	28
1.3.3.1	Compresores alternativos	30
1.3.3.2	Compresor abierto	31
1.3.3.3	Compresor hermético	32
1.3.3.4	Comportamiento de compresor reciprocante	32
1.3.3.5	Control de capacidad	35
1.3.3.6	Selección de la unidad de compresión reciprocante	37

1.3.4	Controles de flujo de refrigerante	39
1.3.4.1	Válvula de expansión manual	40
1.3.4.2	Válvula de expansión automática	40
1.3.4.3	Válvula de expansión termostática (TEV)	40
1.3.4.4	Otras consideraciones sobre las TEV	42
2.	EL CHILLIER PARA AIRE ACONDICIONADO	45
2.1	Aire acondicionado central	45
2.2	Diferencia entre un sistema de enfriamiento directo y uno indirecto	47
2.2.1	Sistema directo	47
2.2.2	Sistema indirecto	48
2.3	Tipos de chiller para aire acondicionado	48
2.4	Chiller por compresión de vapor	49
2.5	Chiller con compresor recíprocante	50
2.6	Secuencia de operación de los descargadores de cilindros	51
2.7	Secuencia general de operación automática del chiller	52
2.8	Descripción del control de capacidad del chiller	57
2.9	Descripción de otros elementos de control en los equipos chillier	59
2.9.1	Control de temperatura del agua	59
2.9.2	Control de presión de alta	59
2.9.3	Control de presión de baja	60
2.9.4	Termostato de seguridad	60
2.9.5	Interruptor de flujo de agua “flow-switch”	60
2.9.6	Control de presión de aceite	61

2.9.7	Control de presión para ventiladores del condensador	61
2.10	Flujo de agua a través del chiller	62
2.11	Algunos conceptos que se deben tomar en cuenta para seleccionar el chillier	64
3.	MANEJADORAS DE AIRE	69
3.1	Serpentines de enfriamiento	70
3.1.1	Algunos factores para seleccionar un serpentín de agua fría	73
3.1.2	La carga del serpentín	73
3.1.3	Línea del proceso del serpentín	75
3.1.4	Factores de contacto, factor de derivación y temperatura superficial	76
3.1.5	Selección del serpentín	78
3.2	Ventiladores de las manejadoras de aire	81
3.2.1	Presiones de un ventilador	82
3.2.2	Presión estática	82
3.2.3	Presión dinámica	83
3.2.4	Potencia del ventilador	84
3.2.5	Eficiencia del ventilador	85
4.	CIRCUITOS HIDRÁULICOS EMPLEADOS EN LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO	87
4.1	Materiales típicos para las tuberías	87
4.2	Diseño del circuito de tuberías	87
4.2.1	Sistema con retorno directo	88
4.2.2	Sistema con retorno inverso	89
4.3	Determinación del caudal de agua en todo el sistema	91

4.4	Determinación de la carga de la bomba	91
4.5	Pérdida de presión por fricción (Hf)	92
4.6	Algunos criterios para seleccionar los diámetros de tubería	95
4.7	Potencia de la bomba	96
4.8	Ejemplo de un diseño hidráulico para un sistema de aire acondicionado central con chiller	97
	CONCLUSIONES	115
	RECOMENDACIONES	119
	BIBLIOGRAFÍA	121

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Gráfica Ph para un circuito de refrigeración	6
2.	Esquema componentes mecánicos de ciclo de refrigeración	8
3.	Gráfica Ph del ciclo saturado simple	9
4.	Curvas de rendimiento para el refrigerante 12 en el ciclo saturado simple	11
5.	Gráfica Ph ciclo con sub-enfriamiento	15
6.	Esquema de un enriador acorazado o tubos y carcaza tipo inundado	20
7.	Esquema de un evaporador de tubo y carcaza de expansión seca	22
8.	Gráfica de transferencia de color en un condensador con R-22	24
9.	Unidad condensadora tipo paquete	27
10.	Curvas de capacidad, típico y de potencia para un compresor hermético alternativo	34

11. Vista de un compresor semihermético	36
12. Vista del solenoide de un descargador de cilindros de un compresor hermético	36
13 Esquema del sobrecalentamiento con una TEV	43
14 Esquema del circuito de refrigeración en forma directa	46
15 Esquema de un <i>chiller</i> con un sistema de enfriamiento en forma indirecta	47
16 Vista de dos <i>chillers</i> recíprocos marca Carrier de 80 toneladas cada uno	51
17 Esquema del circuito de refrigeración con accesorios más comunes	54
18 Diagrama eléctrico del sistema <i>pump down</i>	56
19 vista de un <i>step controller</i>	58
20 Esquema de conexiones hidráulicas del <i>chiller</i> , las manejadoras y las válvulas de tres vías	63
21 Curvas típicas de balance para equipos <i>chillers</i>	66

22	Esquema en planta de una manejadora de varias salidas de aire	69
23	Diagrama de transferencia de calor en intercambiadores de calor	72
24	Vista de un serpentín de agua fría para una manejadora	73
25	Gráfica de la línea de proceso del serpentín	76
26	Perfil de un rodete con aletas curvadas hacia delante	81
27	Diagrama de conexiones hidráulicas con sistema de retorno directo	89
28	Diagrama de conexiones hidráulicas con sistema de retorno inverso	90
29	Ejemplo de circuito hidráulico	92
30	Gráfica para calcular pérdida de presión por fricción en tubería de acero al carbón cédula 40	94
31	Plano de la sección transversal del edificio para ejemplo hidráulico	107
32	Plano de la planta de la terraza del edificio para ejemplo hidráulico	108

33	Plano de la planta del tercer nivel del edificio para ejemplo hidráulico	109
34	Plano de la planta del segundo nivel del edificio para ejemplo hidráulico	110
35	Plano de la planta del primer nivel del edificio para ejemplo hidráulico	111
36	Esquema de distribución de caudales de agua para cada manejadora	112

TABLAS

I	Tabla resumida de propiedades de refrigerante 12	3
II	Operación de cilindros de un <i>chiller</i> de 80 toneladas marca Carrier	53
III	Factores de contacto típicos para serpentines de enfriamiento	77
IV	Datos técnicos de manejadoras marca Dunham-Bush	80
V	Características de los ventiladores de algunos modelos de manejadoras marca Dunham-Bush	86

VI	Longitudes equivalentes por accesorios hidráulicos	95
VII	Longitud del circuito hidráulico de manejadora 3A	98
VIII	Longitud del circuito hidráulico de manejadora 3B	98
IX	Longitud del circuito hidráulico de manejadora 2A	99
X	Longitud del circuito hidráulico de manejadora 2B	99
XI	Longitud del circuito hidráulico de manejadora 1A	99
XII	Longitud del circuito hidráulico de manejadora 1B	99
XIII	Resumen del cálculo de pérdida por fricción del ejemplo	113

LISTA DE SÍMBOLOS

η	Eficiencia mecánica
q	Flujo de calor
\dot{m}	Flujo de masa
ER	Efecto de refrigeración
COP	Coficiente de rendimiento del ciclo de refrigeración
h	Entalpía
V_c	Flujo volumétrico
W_c	Trabajo de compresión
BTU	Unidad térmica británica
V	Volumen específico de refrigerante
HP	Potencia en caballos de fuerza
min	minuto
CFM	Flujo volumétrico de aire en pies ³ / minuto

ton	Tonelada de refrigeración
psi	Presión en Lb / pulgada ²
psia	Presión absoluta en Lb / pulg ²
psig	Presión manométrica en Lb / pulg ²
R	Refrigerante
\dot{V}	Flujo de agua en galones por minuto por tonelada de refrigeración
Q	Calor
t	Temperatura
AMCA	Air moving and conditioning association
P_T	Presión total de aire
P_E	Presión estática de aire
P_D	Presión dinámica de aire
D	Densidad de aire
g	Aceleración de la gravedad
Hf	Pérdida de presión por fricción dentro de tuberías

hf	Pérdida de presión por fricción dentro de
WHP	Potencia de agua en caballos de fuerza
BHP	Potencia al freno en caballos de fuerza

°GLOSARIO

<i>Chiller</i>	Equipo electromecánico usado en sistemas de aire acondicionado central. Éste equipo consiste en un sistema de refrigeración con todos sus componentes integrados: compresores, condensadores, evaporadores, paneles eléctricos de potencia y control.
<i>Damper</i>	Es una compuerta generalmente motorizada, en sistemas de ductos de aire se usa para habilitar o cerrar el paso de aire por determinado camino.
<i>Fan coil</i>	Equipo usado en sistemas de aire acondicionado que funciona por medio de agua fría, el fan coil consiste en un serpentín de agua fría y uno o dos ventiladores centrífugos que hacen circular el aire por el serpentín.
<i>Flash gas</i>	Éste término se aplica cuando el refrigerante líquido está próximo de llegar a la válvula de expansión, una parte del refrigerante se evapora antes de llegar a ésta, también se le llama fenómeno de evaporación súbita.
<i>Flow switch</i>	Dispositivo de control de seguridad del chiller que evita que el equipo permanezca trabajando cuando el flujo de agua a través de éste se detuvo por cualquier motivo.

Pump down

De esta manera se le llama al procedimiento de apagado de un equipo de refrigeración cuando éste empieza a acumular el refrigerante en el condensador y sacarlo del evaporador, luego se detiene el compresor.

Pirómetro

Dispositivo electrónico que mide temperatura con la ayuda de un termopar o un resistor.

Resistor

Elemento que mide la temperatura, trabaja conforme al principio del cambio proporcional de la resistencia de un metal con el cambio de la temperatura del medio donde se encuentra.

Set point

Punto o parámetro de referencia en un dispositivo de control, de acuerdo al valor que se le determine al dispositivo de control, *set point*, éste reaccionará a los cambios de la variable que se está midiendo a manera de mantenerla siempre dentro de un rango lo más cercano al determinado.

Superheat

Dentro del sistema de refrigeración, específicamente en el evaporador, la válvula de expansión regula el flujo de refrigerante líquido a éste y trata que a la salida del evaporador el refrigerante ya no se encuentre en forma de líquido saturado sino en forma de gas recalentado. La temperatura de un gas recalentado es superior a la mezcla gas-líquido saturado a la misma presión.

Muchas válvulas de expansión trabajan a diez grados de sobrecalentamiento (*superheat*).

Termopar

Elemento que mide la temperatura, trabaja conforme al principio del cambio proporcional de voltaje en un circuito formado por dos metales de propiedades diferentes, con el cambio de temperatura del ambiente donde se encuentran.

TEV

Válvula de expansión termostática.

RESUMEN

El trabajo “criterios para la selección de equipos mecánicos en sistemas de aire acondicionado que utilizan equipos *chillers* entre 60 y 110 toneladas” proporcionará criterios técnicos necesarios para la selección de equipos que conforman un sistema central de aire acondicionado comúnmente instalados en hospitales, hoteles, teatros, edificios de oficina, etc.

Dentro de los equipos que forman parte de un sistema central se encuentran el *chiller* que es un equipo de enfriamiento de agua, las manejadoras de aire donde se encuentran serpentines o intercambiadores de calor en donde el agua fría absorbe calor del aire que pasa por éste, otra parte de este sistema es la red hidráulica que básicamente la conforman las bombas de agua, tuberías de conducción y accesorios, en esta parte se proporcionará información sobre las formas de construir una red de tuberías de conducción de agua de suministro hacia las manejadoras y de retorno al *chiller*, analizando las caídas de presión por fricción, y el caudal de agua total que manejarán las bombas.

Referente a los equipos *chillers* se dará información sobre las partes que lo componen: compresores, condensadores, evaporadores, válvulas de expansión, etc. Los *chillers* comprendidos entre 60 y 110 toneladas generalmente se denominan *chillers* reciprocantes debido al tipo de compresores que usa, de pistones; se dará información sobre capacidades, criterios para seleccionarlos, funcionamientos generales de operación y accesorios auxiliares.

Las manejadoras de aire son intercambiadores de calor, conformados con serpentines de agua fría y ventiladores centrífugos, el aire atraviesa el serpentín por encima de los tubos entregando el calor al agua que circula por el interior de éstos.

OBJETIVOS

General

Calcular y seleccionar los equipos mecánicos involucrados en sistemas de aire acondicionado que utilizan *chillers* de 60 a 110 toneladas de refrigeración, para obtener un funcionamiento óptimo.

Específicos

1. Conocer los fundamentos de la teoría de la refrigeración mecánica por medio de la compresión de vapor, los componentes del ciclo de refrigeración y el funcionamiento básico para poder tener un buen criterio técnico en la selección de una máquina de enfriamiento de agua para un sistema de aire acondicionado central.
2. Conocer las características principales de un equipo *chiller* para entonces poder hacer una selección óptima en cuanto a la potencia requerida y tipo de funcionamiento.
3. Conocer el funcionamiento general de una manejadora de aire, las relaciones entre capacidad de enfriamiento del serpentín de agua y las presiones del ventilador para poder hacer una apropiada selección en un proyecto de aire acondicionado.

4. Proporcionar características de los circuitos hidráulicos en los sistemas de aire acondicionado, los caudales nos servirán para seleccionar apropiadamente las bombas con respecto a la potencia del motor eléctrico y el caudal necesario para el proyecto, tomando en cuenta las pérdidas de carga que existan en el circuito.

INTRODUCCIÓN

Es importante la realización de este trabajo de graduación debido a que en nuestro medio, es frecuente encontrar instalados sistemas centrales de aire acondicionado, no se tiene información específica sobre la forma de funcionamiento de estos sistemas, como interactúan los diferentes componentes mecánicos y los criterios necesarios para la selección en un determinado proyecto, modificación o ampliación de uno ya instalado.

Con la realización de este trabajo de graduación, se desea aportar conocimientos y experiencia útil a los ingenieros de mantenimiento que tendrán dentro de los equipos y sistemas bajo su responsabilidad un sistema de aire acondicionado central en un hospital, hotel, edificio de oficinas, etc.

Es necesario conocer la forma en que se diseñó la red hidráulica entre el equipo *chiller*, las bombas de agua y las manejadoras del sistema, reconocer un sistema de retorno directo y uno inverso y las ventajas de uno sobre otro.

Tener claros los parámetros que intervinieron en la selección de las bombas de agua y poderlos calcular y determinar, en un momento dado, si fuera conveniente reemplazarla por otra de mayor capacidad.

También es necesario conocer la forma de trabajo del *chiller*, que es un sistema de refrigeración integrado, conocer los parámetros de las presiones de trabajo de los compresores para tener un sistema operando con buena eficiencia.

Conocer algunos parámetros para seleccionar una manejadora de aire con tablas de los fabricantes o calcular algunos factores necesarios para poder solicitar un equipo adecuado para las necesidades que se deban suplir en una ampliación o modificación de un sistema ya instalado.

1. PRINCIPIOS DE REFRIGERACIÓN Y COMPONENTES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

1. Teoría de refrigeración

La ciencia de la refrigeración está basada en el hecho de que un líquido puede ser vaporizado a cualquier temperatura deseada, cambiando la presión a la que se encuentre éste.

El agua bajo la presión atmosférica ordinaria de 14.7 psia, se evaporará al incrementar su temperatura a 212 °F. La misma agua contenida en un tanque bajo una presión de 67.013 psia no se evaporará hasta que alcance los 300 °F.

Si tenemos agua en un tanque cerrado a una temperatura de 100 °F, ésta empezará a evaporarse si la presión se reduce a 0.9492 psia usando una bomba de vacío. De hecho, el agua puede evaporarse a temperaturas menores de 100 °F si la presión es lo suficientemente baja, por ejemplo a 40 °F, si la presión se reduce a 0.1217 psia.

Los líquidos que hierven a bajas temperaturas son los más deseables como medio para transportar calor. Relativamente grandes cantidades de calor se absorben cuando los líquidos se evaporan. Muchos de los líquidos usados como refrigerantes se evaporan a temperaturas menores de 0 °F bajo presiones atmosféricas normales. El cloruro de metilo se evapora a -10.8 °F, el amoníaco -28 °F, el refrigerante 22 a -41.4 °F.

1.1.1 Unidades de capacidad

Antes de la era de la refrigeración mecánica, el hielo fue usado para la preservación de los alimentos, una tonelada de hielo se funde a 32 °F en 24 horas absorbiendo calor a una razón de 12000 BTU/hora

$$\begin{aligned} 1 \text{ tonelada de refrigeración} &= (144 \text{ BTU/Lb} * 2000 \text{ Lb}) / 24 \text{ horas} \\ &= 12000 \text{ BTU/hr} \end{aligned}$$

Este concepto se mantiene dentro del campo de la refrigeración mecánica, donde un sistema de refrigeración que tiene la capacidad de extraer calor a una razón de 12000 BTU/hr, se dice que tiene una capacidad de 1 tonelada. Note que en este caso 1 tonelada es una razón de flujo de calor.

Por ejemplo: un equipo de aire acondicionado de 5 toneladas significa que es capaz de absorber calor a una razón de 60000 BTU por hora en el evaporador.

1.1.2 Efecto de refrigeración

La cantidad de calor que cada libra de refrigerante absorbe mientras fluye por el evaporador se denomina **efecto de refrigeración**. Cada libra de refrigerante que circula por el evaporador es capaz de absorber solamente el calor necesario para evaporarse, si es que el sobrecalentamiento no toma lugar (el efecto de sobrecalentamiento se discutirá más adelante) si cuando el refrigerante líquido se aproxima a la válvula de expansión se encontrara exactamente a la temperatura en que se evaporaría dentro del serpentín del evaporador, éste entonces podría absorber la misma cantidad de calor que el calor de evaporación por libra a la presión que se encuentre.

En otras palabras el efecto de refrigeración sería el mismo que el calor de vaporización.

La temperatura del refrigerante líquido que está próximo a la válvula, por lo general, es siempre mayor que la temperatura de evaporación del refrigerante dentro del serpentín del evaporador, por consiguiente, el efecto de refrigeración es siempre menor que el calor de vaporización.

En un ciclo teórico de refrigeración, el refrigerante absorbe calor solamente cuando fluye por el evaporador, sin embargo cuando el refrigerante líquido fluye por las tuberías entre la válvula de expansión y el evaporador podrá ganar o perder calor dependiendo de si la temperatura del aire alrededor de éstas tuberías es mayor o menor que la temperatura del refrigerante en este punto. Ahora, el refrigerante que fluye precisamente por la válvula de expansión no perderá ni ganará calor, como lo mencionamos anteriormente, en el proceso de estrangulamiento el refrigerante no cambia de entalpía.

Supongamos un sistema que usa refrigerante R-12 que esta trabajando a una presión de 37 psig dentro del evaporador, la mayor temperatura a la cual es posible tener el refrigerante líquido a esa presión es de 40 °F, ver tabla I

Tabla I. Tabla resumida de propiedades del refrigerante 12.

Temp. F	PRESIÓN		Densidad Lb/ pie ³		Entalpía BTU/Lb		
	psia	psig	líquido	vapor	líquido	Latente	vapor
			1/vf	1/vg	hf	Hfg	hg
36	48,12	33,42	86,75	1,2	16,38	64,64	81,03
38	49,87	35,17	86,52	1,25	16,83	64,4	81,23
40	51,66	36,97	86,29	1,29	17,27	64,16	81,43
42	53,51	38,51	86,06	1,33	17,71	63,92	81,63
44	55,4	40,71	85,83	1,38	18,16	63,67	81,83

Fuente: *Trane air conditioning manual*

Supongamos que el líquido llega a la válvula de expansión a 80 °F. Cuando el refrigerante pasa por la válvula de expansión, éste debe bajar de 80 a 40 °F y hasta aquí termina el proceso de calor sensible ya que una pequeña parte de líquido se evaporará. El calor sensible que perdió el líquido cuando bajó de 80 a 40 °F se convirtió en calor latente y una pequeña parte del líquido en *flash gas*. (Evaporación instantánea).

Aproximadamente 14 % del líquido se convierte en vapor *flash* mientras fluye por la válvula de expansión, por lo tanto, por cada libra de refrigerante fluyendo por la válvula de expansión, solamente 0.86 libras del líquido es capaz de absorber calor en el evaporador. Por esta razón, el efecto de refrigeración de un refrigerante es siempre menor que el calor latente de éste. Entonces decimos que el efecto de refrigeración será aproximadamente 86 % del calor latente por libra del refrigerante.

1.1.3 Peso de refrigerante que debe estar circulando

La cantidad de calor absorbido por el refrigerante dentro del evaporador puede expresarse con la siguiente ecuación

$$q = \dot{m} * ER$$

donde

\dot{m} = flujo de masa en Lb / min.

ER = efecto de refrigeración en BTU / Lb de refrigerante

q = calor absorbido en el evaporador en BTU / min.

La anterior ecuación es útil para determinar la cantidad de refrigerante necesario en un sistema cuando la capacidad y condiciones de operación son conocidas.

Para ejemplificar lo anterior supongamos las siguientes condiciones de operación:

Efecto de refrigeración: 50 BTU / Lb

Capacidad del evaporador: 1000 BTU / min

Necesitamos calcular la cantidad de refrigerante que debe circular por minuto.

$$\begin{aligned}\dot{m} &= q / ER \\ &= 1000 / 50 \\ &= 20 \text{ Lb} / \text{min.}\end{aligned}$$

Veamos ahora el siguiente ejemplo:

Tenemos un equipo chiller de agua que usa refrigerante 22 el cuál tiene una capacidad nominal de 60 ton cuando la temperatura del evaporador es de 40 °F y la temperatura del condensador es de 100 °F.

Asumamos las siguientes condiciones para simplificar:

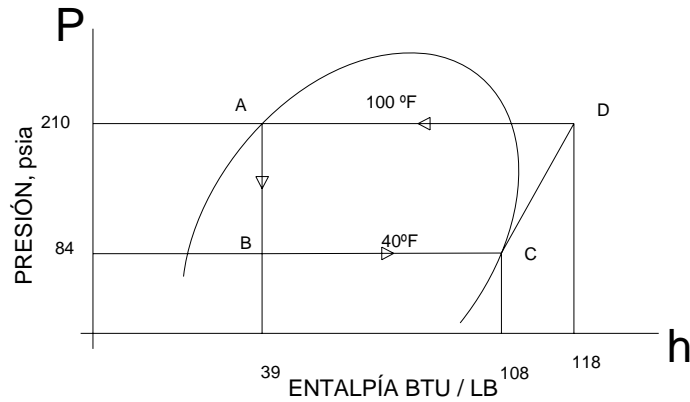
- 1.- No existe caída de presión en el condensador ni en el evaporador
- 2.- No tenemos perdidas debido al proceso de compresión
- 3.- Es vapor saturado el que sale del evaporador y entra al compresor
- 4.- Es líquido saturado el que sale del condensador.

Con estos datos de un ciclo calculemos lo siguiente:

- a.- el flujo de refrigerante
- b.- el cambio de entalpía en el proceso de compresión
- c.- el calor que debe disiparse en el condensador

Para lo anterior podemos ayudarnos con el siguiente diagrama P – h

Figura 1. Gráfica Ph para un circuito de refrigeración.



- a) El efecto de refrigeración deberá ser la diferencia entre la entalpía del vapor refrigerante que sale del evaporador (h_c) menos la entalpía del refrigerante líquido que esta entrando a la válvula de expansión (h_a). Estos valores solamente tenemos que leerlos de la gráfica P – h.

$$\begin{aligned} ER &= 108 - 39 \\ &= 69 \text{ BTU / Lb} \end{aligned}$$

El flujo de refrigerante por tonelada es:

$$\dot{m} = (200 \text{ BTU/min.}) / 69 \text{ BTU / Lb} = 2.90 \text{ Lb por minuto por tonelada}$$

La razón de flujo de refrigerante para el sistema de 60 Ton:

$$\begin{aligned} &= 2.90 * 60 \\ &= 174 \text{ Lb / min.} \end{aligned}$$

- b) El cambio de entalpía durante el proceso de compresión es la diferencia de entalpía del vapor que entra y sale del compresor ($h_d - h_c$)

$$= 118 - 108 = 10 \text{ BTU / Lb}$$

- c) Teóricamente, el calor disipado en el condensador es el total del calor absorbido en el evaporador y el calor en el proceso de compresión ($h_c - h_b$) + ($h_d - h_c$):

$$= (108 - 39) + (118 - 108)$$

$$= 69 + 10$$

$$= 79 \text{ BTU / Lb.}$$

$$q = 79 * 174$$

$$= 13746 \text{ BTU / minuto.}$$

1.1.4 Coeficiente de rendimiento

El coeficiente de rendimiento, abreviado COP, es la razón del efecto de refrigeración y el trabajo suministrado ambos expresados en las mismas unidades.

$\text{COP} = \text{ER} / \text{trabajo efectuado por el compresor.}$

Para el ejemplo anterior el $\text{COP} = 69 / 10 = 6.9$

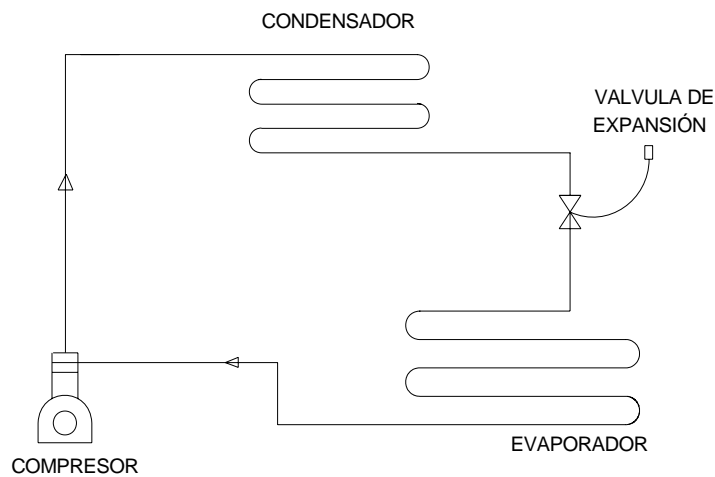
Entonces diríamos que 6.9 BTU pueden ser removidos del evaporador a expensas de 1 BTU de potencia.

1.2 Ciclos de refrigeración

1.2.1. Ciclo de compresión básico

Todos los sistemas de refrigeración, independientemente del tipo de compresor que se utilice, opera debido a una diferencia de presión la cuál permite la recolección de calor por medio del refrigerante a una baja temperatura de saturación.

Figura 2. Esquema de componentes mecánicos del ciclo de refrigeración



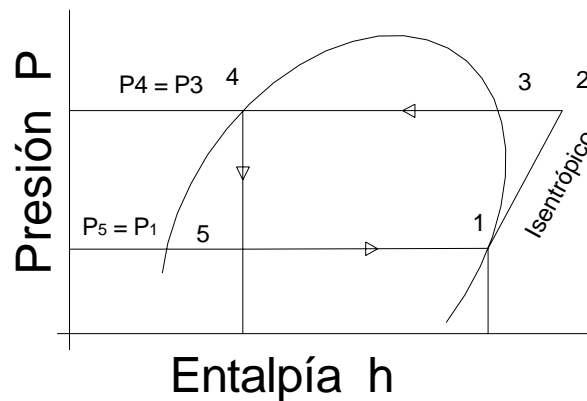
La presión de vapor en la succión debe ser lo necesariamente baja de manera que la correspondiente temperatura de saturación sea menor que la temperatura en los alrededores del evaporador, y esto entonces, nos de la correcta dirección de flujo de calor en el evaporador.

La presión de descarga deberá ser lo suficientemente alta de manera que, la correspondiente temperatura de saturación en el condensador sea mayor que el medio que rodea a éste y también obtengamos la necesaria dirección de flujo de calor, del condensador hacia el ambiente. El compresor proveerá la necesaria diferencia entre los lados de baja y alta presión.

1.2.2. Ciclo de saturación simple

En este ciclo es útil el siguiente diagrama P – h.

Figura 3. Gráfica P-h del ciclo saturado simple.



El refrigerante líquido alimenta a la válvula de expansión a la temperatura correspondiente a la presión de saturación del condensador, y por otro lado el compresor es alimentado con el vapor saturado del evaporador. En la válvula de expansión el refrigerante se expande irreversiblemente sin producir ningún tipo de trabajo ($h_5 = h_4$).

Con las siguientes ecuaciones podemos calcular el flujo de refrigerante, trabajo de compresión, calor que sale del condensador, COP expresado HP por tonelada de refrigeración.

Razón de flujo de refrigerante

$$\dot{m} = (200 \text{ BTU / min}) / (h_1 - h_4)$$

Cantidad de vapor refrigerante en la toma del compresor

$$V_c = 200 v_1 / (h_1 - h_4)$$

Trabajo isentrópico de compresión

$$W_c = (200/42.42) (h_2 - h_1 / h_1 - h_4)$$

Dónde:

1/42.42 = factor para convertir de BTU/min a HP

w = razón de flujo de refrigerante, lb. / min. * ton de refrigeración

h = entalpía BTU / lb.

V_c = cantidad de vapor refrigerante en la toma del compresor, CFM / ton de refrigeración

v₁ = volumen específico del vapor en el punto 1, pies cúbicos / lb.

W_c = trabajo teórico isentrópico de compresión, HP / ton de refrigeración

Asumamos un sistema que trabaja con refrigerante 12 con capacidad de 1 ton de refrigeración las temperaturas de succión y descarga son -10 °F y 105 °F respectivamente. Con la gráfica de rendimiento del ciclo saturado simple para el refrigerante 12. Figura 4

- a) En la figura # 4 vemos el punto A sobre la curva de saturación a -10°F y leemos $v_c = 8.98$ cfm por ton de refrigeración.
- b) el volumen específico de vapor saturado $v_1 = 2.003$ pies³ / lb. Este dato corresponde a la línea de -10°F , 19.2 psia que intercepta con el punto A.

con los datos anteriores podemos calcular un flujo másico:

$$\dot{m} = 8.98 / 2.003 = 4.48 \text{ Lb} / \text{min.}$$

- c) En la figura # 4 vemos el punto A', sobre la curva de temperatura saturada en la descarga = 105°F , podemos leer de la escala en la izquierda su correspondiente valor de HP teórico por CFM (W_c)

$$W_c = 0.187 \text{ HP} / \text{CFM de vapor}$$

Para obtener HP / por tonelada de refrigeración multiplicamos por V_c

$$\begin{aligned} W_c &= 0.187 \text{ HP} / \text{CFM} * 8.98 \text{ CFM} / \text{ton} \\ &= 1.68 \text{ HP} / \text{tonelada de refrigeración.} \end{aligned}$$

1.2.3. Efecto de la presión de succión

Una reducción, más de lo necesario, en la presión de succión resulta en una drástica reducción del efecto de refrigeración y un incremento en los HP teóricos por tonelada de refrigeración.

Para ejemplificar éste concepto, sigamos con el ejemplo anterior pero ahora con una temperatura de saturación de succión de -20°F .

Encontremos:

- a) la capacidad de refrigeración,

b) hp teóricos,

c) los hp por ton de refrigeración.

a) Vemos el punto B en la figura 4; $v_c = 11.4$ CFM por ton de refrigeración.
el compresor que tenemos maneja 8.98 cfm
entonces $8.98 / 11.4 = 0.788$ ton de refrigeración.

b) W_c lo leemos directamente de la gráfica en el punto B = 0.169 HP / CFM
Los HP teóricos los calculamos así:
 $HP = 8.98 \text{ CFM} * 0.169 \text{ HP/CFM} = 1.52 \text{ HP}$

c) Ahora los HP teóricos por tonelada de refrigeración
 $= 1.52 / 0.788 = 1.928 \text{ HP / ton de refrigeración}$

Entonces, de los cálculos anteriores se puede sacar las siguientes conclusiones:

- 1) En el mismo sistema, al tener una caída de 3.92 psi en la presión de succión y una caída de 10 °F en la temperatura de succión obtenemos una reducción en la capacidad del equipo, de 1 tonelada baja a 0.788, en términos de porcentaje tenemos una reducción del 21.2 % en capacidad.
- 2) También observamos un incremento en los hp teóricos por tonelada de refrigeración de 1.68 se incrementa a 1.928, o un 12.8 %.
- 3) En un sistema de refrigeración debemos mantener la presión de succión que nos proporcione las temperaturas necesarias en el evaporador lo más alto posible ya que eso nos aumentará la capacidad del equipo con menor consumo de energía en el compresor.

1.2.4 Efecto de la presión de descarga

Si en un sistema de refrigeración tenemos un incremento en la presión de descarga obtendremos una reducción de la capacidad de enfriamiento del equipo, un incremento en los HP por tonelada de refrigeración. Aunque este efecto es menos severo que la caída de presión en la succión del compresor.

También, ahora, analizaremos lo anterior numéricamente, Siguiendo con el mismo ejemplo, pero la temperatura del refrigerante en la descarga la incrementamos de 105 a 115 °F pero mantenemos la misma temperatura del gas saturado en la succión de -10 °F.

a) encontremos la capacidad de refrigeración:

$V_c = 9.5$ CFM por ton de refrigeración, este dato lo leemos en la figura 4 Punto D, también sabemos que el compresor maneja 8.98 cfm de vapor.

$$8.98 / 9.5 = 0.945 \text{ toneladas de refrigeración}$$

b) HP / ton de refrigeración:

del punto D' leemos $W_c = 0.202$ HP / cfm
y los HP = $0.202 * 8.98 = 1.82$.

De lo anterior sacamos las siguientes conclusiones:

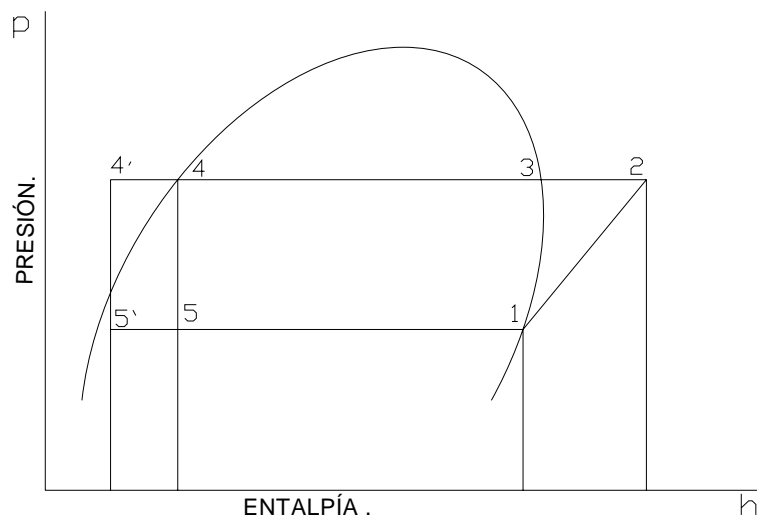
- 1) Un incremento de 20 psi en la presión del condensador disminuye la capacidad del sistema de 1 tonelada a 0.945 o sea un 5.5 %
- 2) Tenemos un incremento en las toneladas de refrigeración necesarias para el mismo efecto de 1.68 a 1.82.

- 3) En un sistema de refrigeración debemos mantener la presión de descarga en el condensador, que nos permita la debida condensación del refrigerante, lo más bajo posible, ya que el sistema nos dará más capacidad con menor consumo de energía en el compresor.

1.2.5. Ciclo con subenfriamiento simple

Es posible lograr una disminución de la temperatura del refrigerante líquido antes de entrar a la válvula de expansión, este efecto se puede lograr controlando la temperatura del agua de enfriamiento del condensador, si es un condensador de ese tipo, o colocando un intercambiador de calor entre la línea de líquido que llega hasta la válvula de expansión y la línea de gas que sale del evaporador y llega hasta el compresor, esto ayuda a reducir el porcentaje de evaporación en la válvula de expansión ("flash gas") del que hablamos anteriormente y al mismo tiempo aumenta el efecto de refrigeración.

Figura 5. Gráfica ph ciclo con subenfriamiento



Observemos en la anterior gráfica que el calor extra removido del condensador es la diferencia entre $h_4 - h_4'$. Además es fácil ver que el efecto de refrigeración aumenta, ya que ahora el calor que extraemos del evaporador por unidad de masa de refrigerante es $h_1 - h_5'$.

1.3. Componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de compresión de vapor es el método más común de transferencia de energía calorífica (refrigeración). Hay cuatro elementos principales en el ciclo de compresión: evaporador, compresor, condensador y dispositivo de control de flujo de refrigerante.

1.3.1 Evaporadores

El evaporador o serpentín de enfriamiento es la parte del sistema de refrigeración donde se retira el calor del producto que puede ser aire, agua o cualquier otra cosa que quiera refrigerarse.

Cuando el refrigerante líquido empieza a entrar al evaporador comienza el proceso de absorción de calor, en el mismo momento el refrigerante empieza a hervir y se vaporiza.

El evaporador es la parte del sistema de refrigeración en el cual el refrigerante se vaporiza para producir refrigeración.

En general un evaporador es una superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto refrigerado.

Debido a muchas y diversas aplicaciones de la refrigeración mecánica, los evaporadores se fabrican en una gran variedad de tipos, formas, tamaños y diseños, se pueden clasificar de diferentes maneras, tales como tipo de construcción, método de alimentación de refrigerante, condiciones de operación, método de circulación de aire o líquido, tipo de control del refrigerante y por sus aplicaciones.

Hay ciertos criterios para el diseño o selección de un determinado tipo de evaporador para alguna aplicación específica, dentro de los que podemos mencionar:

- 1) la razón de transferencia de calor a través de la superficie del evaporador
- 2) la forma en que atraviesa el agua
- 3) seguridad
- 4) porcentaje de pérdida de refrigerante por posibles fugas
- 5) capacidad para que pueda retornar el aceite arrastrado por el refrigerante hacia el compresor
- 6) grado en que se ensucia la superficie del evaporador
- 7) corrosión
- 8) características de espacio y peso
- 9) posibilidad de congelamiento del medio que se esta enfriando
- 10) pérdida de presión del agua o salmuera al atravesar el evaporador
- 11) costo.

1.3.1.1 Métodos de alimentación de refrigerante

Los evaporadores pueden ser clasificados por el método de alimentación de refrigerante líquido como: expansión seca, inundados o líquido sobre alimentado.

Con el método de expansión seca la cantidad de líquido refrigerante alimentado al evaporador está limitada a la cantidad que pueda ser completamente vaporizado durante el tiempo de llegada hasta la salida del evaporador, de tal manera que solo llegue vapor a la entrada del compresor, generalmente se utiliza una válvula de expansión termostática para controlar el flujo de refrigerante.

Los evaporadores completamente inundados trabajan con refrigerante líquido con lo cual se llenan por completo a fin de tener humedecida toda la superficie interior de los tubos y en consecuencia la mayor transferencia de calor posible.

El evaporador inundado está equipado con un acumulador o colector de vapor que sirve como receptor de líquido, desde el cual el refrigerante líquido circula por gravedad a través de los circuitos del evaporador. El nivel de líquido se mantiene más bajo o más alto mediante un control de flotador y, el vapor generado por la acción de ebullición del refrigerante en los tubos se separa del líquido en la parte superior del acumulador de donde es sacado directamente a través de la línea de succión con el gas que se forma como consecuencia de la reducción de presión del refrigerante desde la presión del condensador hasta la presión del evaporador.

1.3.1.2 Enfriadores de tubo y carcasa (acorazados)

Los enfriadores acorazados tienen una eficiencia relativamente alta, requieren un mínimo espacio en el piso y poca altura del lugar donde estén alojados, su mantenimiento es sencillo y fácilmente se adapta a casi todos los casos de enfriamiento de líquidos.

Estos enfriadores se adaptan a usar evaporadores de expansión seca o inundados. Estos enfriadores consisten en un tanque cilíndrico de acero en el cual se tienen determinados números de tubos. Cuando el enfriador trabaja a expansión seca, el refrigerante pasa por el interior de los tubos y el agua o líquido a enfriar fluye por el exterior de los tubos y en forma contraria cuando el evaporador es tipo inundado.

El rango de diámetros usados en los cascos o tanques de los enfriadores tipo acorazados es de 6 a 60 pulgadas y el número de tubos varía desde unos 50 a varios miles dependiendo de la capacidad.

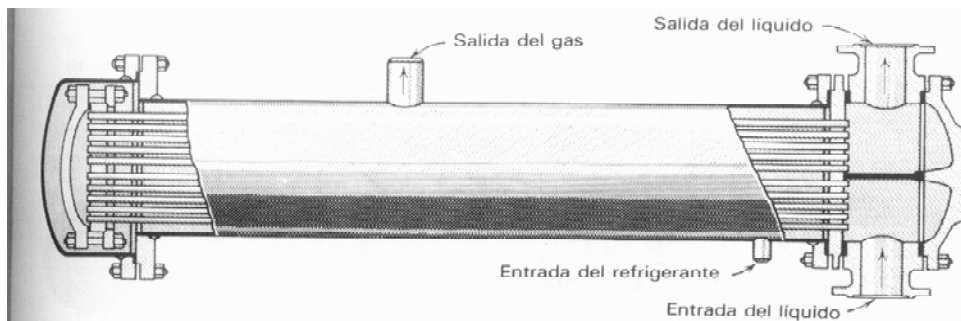
1.3.1.3 Enfriador con evaporador inundado tipo tubo y carcasa

El evaporador inundado es aquel en el cual el refrigerante líquido se vaporiza sobre el exterior de los tubos los cuales están encerrados en una carcasa metálica.

Los tubos de estos evaporadores pueden estar dispuestos en forma recta o curva.

El número y tamaño de los tubos por pasada determinan la velocidad del líquido que atraviesa este intercambiador, esta velocidad oscila generalmente entre 3 y 10 pies por segundo. La siguiente figura ilustra un evaporador típico de tubos inundados.

Figura 6. Enfriador acorazado con evaporador tipo inundado.



Fuente: Principios de refrigeración de Roy Dossat.

Los métodos para alimentación de refrigerante a un evaporador sumergido (inundado) deben controlar el nivel de refrigerante líquido dentro del evaporador, puede utilizarse una válvula de flote en la succión, una válvula de flote en el lado de alta presión del sistema, una válvula de expansión de presión constante, una combinación de un switch de flote con un válvula solenoide, o algún medio que restrinja el paso de refrigerante líquido.

1.3.1.4 Evaporador tipo spray

Un tipo spray es similar al inundado de tubo y carcasa excepto que el refrigerante líquido está circulando continuamente por las boquillas de unos spray localizadas en los tubos superiores. Ninguno de los tubos está sumergido dentro del líquido. La cantidad de refrigerante circulando es usualmente tres o cuatro veces la cantidad que se evapora de acuerdo con la totalidad del área de la superficie húmeda. El evaporador tipo spray es especialmente utilizado para temperaturas muy bajas.

Las principales ventajas de este tipo de enfriador son su alta eficiencia y carga de refrigerante relativamente pequeña. Las desventajas son su alto costo de instalación y la necesidad de una bomba para recircular el líquido.

1.3.1.5 Enfriador con evaporador tipo expansión seca

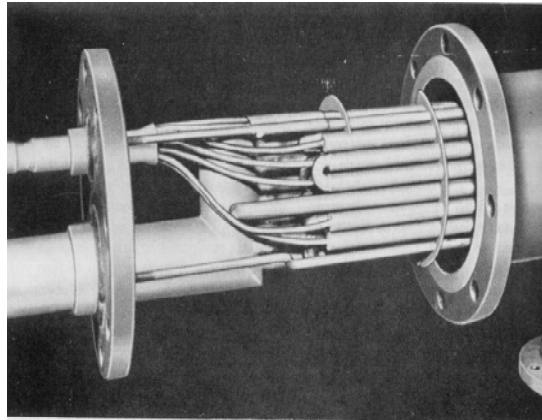
El enfriador con expansión seca el refrigerante se expande dentro de los tubos y se vaporiza completamente antes de regresar al compresor. El líquido (agua por ejemplo) fluye por encima de los tubos que es el lugar donde se da la transferencia de calor.

Se usa generalmente una válvula de expansión termostática para controlar el paso de refrigerante líquido al evaporador y controlar una condición de sobrecalentamiento al refrigerante al salir de éste.

La expansión seca se usa mucho en equipos de 150 toneladas o menos.

En la siguiente ilustración podemos observar un enfriador acorazado que utiliza un evaporador tipo expansión seca. El agua circula sobre los tubos por los que en el interior atraviesa el refrigerante líquido evaporándose.

Figura 7. Enfriador con evaporador tipo expansión seca



Fuente: Principios de refrigeración de Roy Dossat.

1.3.2 Condensadores

Igual que con los evaporadores, el condensador es una superficie de transferencia de calor. El calor del vapor refrigerante caliente pasa a través de las paredes del condensador para su condensación.

Como resultado de su pérdida de calor hacia el medio condensante, el vapor refrigerante es primero enfriado hasta saturación y después condensado hasta su fase de estado líquido.

Aun cuando la salmuera o algunos refrigerantes de expansión directa se les usa como medios condensantes en aplicaciones de baja temperatura, en general, para la mayoría de los casos, el medio condensante empleado es aire o agua o una combinación de ambos.

Los condensadores son de tres tipos generales: enfriados por agua, enfriados por aire y los evaporativos.

1.3.2.1. La carga del condensador

El calor total rechazado en el condensador incluye tanto el calor absorbido en el evaporador como la energía equivalente del trabajo de compresión. Cualquier sobrecalentamiento absorbido por el vapor de succión del aire de los alrededores, también forma parte de la carga del condensador.

Debido a que el trabajo de compresión por unidad de capacidad refrigerante depende de la relación de compresión, la cantidad de calor rechazado en el condensador por unidad de capacidad refrigerante varía con las condiciones de operación del sistema. El calor de compresión varía con el diseño del compresor y es mayor para un compresor hermético con enfriamiento en la succión que para un compresor tipo abierto, debido al calor adicional del motor absorbido por el gas refrigerante.

1.3.2.2. Condensadores enfriados con agua

Dentro de estos condensadores hay varios tipos como los de tubo y carcasa en forma vertical, los de tubos y carcasa en forma horizontal, de doble tubo y los atmosféricos.

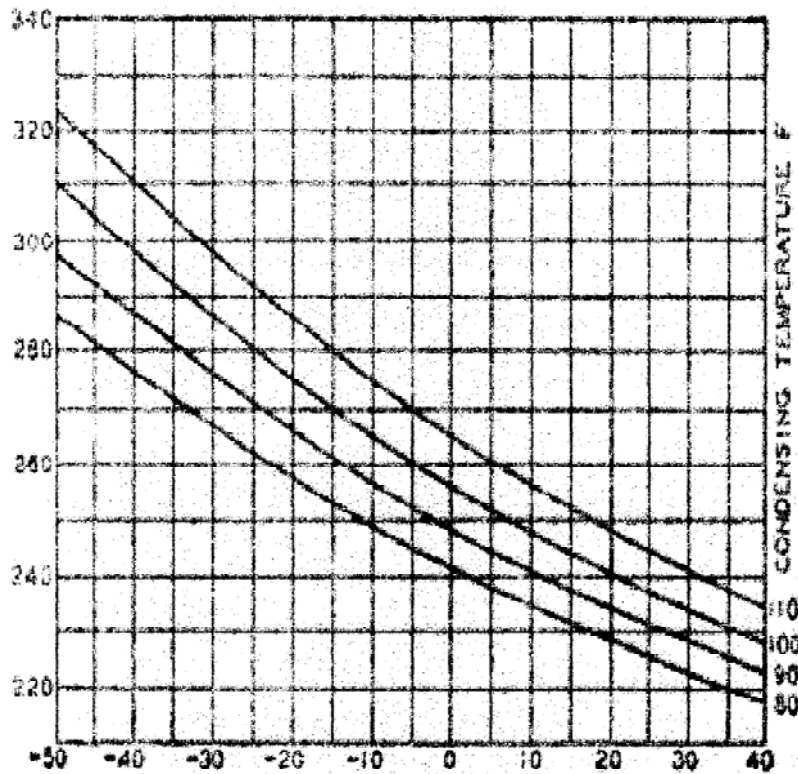
La selección de alguno de estos tipos dependerá de factores como los siguientes:

- 1) carga de enfriamiento
- 2) el refrigerante que se usará
- 3) la fuente de agua de enfriamiento
- 4) localización física del condensador
- 5) los requerimientos de presión de operación

1.3.2.2.1 Transferencia de calor

La transferencia de calor puede ser medida en BTU / minuto por cada tonelada de refrigeración (12000 BTU/hr) producidas en el evaporador. Existen curvas que sirven para calcular esto para un determinado refrigerante, para el refrigerante 22 podría servirnos las siguientes curvas:

Figura 8. Gráfica de transferencia de calor en el condensador con R-22.



- Sobre el eje horizontal (X): temperatura en la succión °F
- Sobre el eje vertical izquierdo: calor removido del condensador proveniente del evaporador en BTU / min / ton de refrigeración.

Fuente: *ASHRAE fundamentals and equipment.*

La cantidad de agua requerida por cada tonelada de refrigeración producida en el evaporador puede calcularse de la siguiente forma

$$\dot{V} = Q / 8.33 (t_1 - t_2)$$

Donde:

\dot{V} = flujo de agua en galones por minuto por tonelada de refrigeración

Q = calor transferido por el condensador en BTU por minuto por tonelada

t₁ = temperatura a la que entra el agua al condensador

t₂ = temperatura a la que sale el agua del condensador

1.3.2.3. Condensadores de tubos y carcasa

Estos condensadores son similares a los evaporadores de tubos y carcasa, dentro de un cilindro de acero esta dispuesta una tubería por donde circula el refrigerante y por fuera de ellos circula agua de enfriamiento que absorbe el calor del refrigerante.

Estos condensadores están disponibles desde 2 toneladas hasta varios cientos o más toneladas. El diámetro de los cilindros varía desde aproximadamente 4 a 60 pulg y de 3 a 20 pies de largo. El número y diámetro de los tubos dependen del tamaño del cilindro, siendo común diámetros de 5/8 hasta 2 pulgadas y el número de estos oscila entre unos 10 hasta mil o más.

1.3.2.4 Condensadores de doble tubo

El de doble tubo consiste en dos tubos dispuestos de tal forma que uno queda dentro del otro, el agua pasa a través del tubo interno, mientras que el refrigerante fluye en dirección contraria. Siempre es deseable tener a los fluidos en contra-flujo, esto para cualquier cambiador de calor, ya que con esto se tiene diferencia de temperatura entre los fluidos.

1.3.2.5. Condensadores enfriados con aire

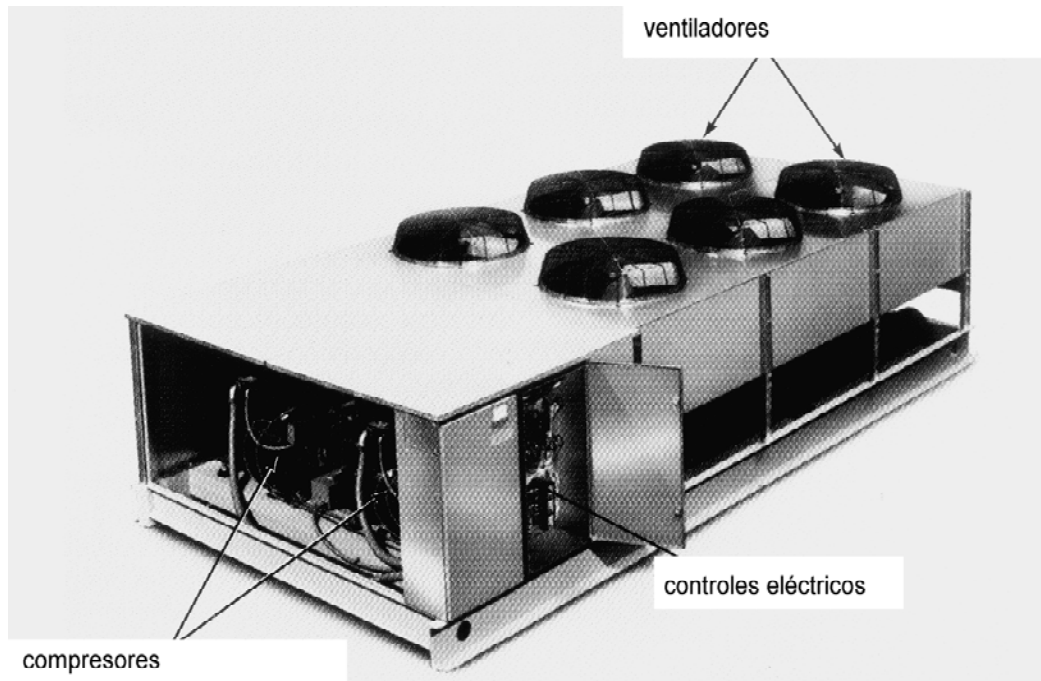
La circulación de aire sobre un condensador de este tipo puede ser por convección natural o forzada.

Los condensadores enfriados con aire forzado utilizan uno o varios ventiladores para forzar el aire a través de los tubos del condensador. De este tipo existen 2 categorías que son: el tipo paquete y el remoto.

1.3.2.5.1. Tipo paquete

Este condensador se encuentra instalado sobre la misma estructura del compresor y a este paquete suele llamarse la unidad condensadora.

Figura 9. Unidad condensadora, condensador enfriado con aire.



Fuente: *Modern refrigeration and air conditioning*, Althouse, Turnquist, Bracciano.

1.3.2.5.2. Tipo remoto

Este tipo de condensador está instalado por separado de la unidad compresora debido a su tamaño, pero generalmente no debe quedar muy retirado del compresor ya que esto ocasiona caídas de presión y un aumento de los HP requeridos por el equipo.

Estos condensadores están disponibles en gran variedad de diseños y capacidades que pueden variar desde 1 a 100 toneladas o más

1.3.2.5.3. Velocidad y cantidad de aire

Existe una relación definida entre el tamaño del condensador y la cantidad de aire que debe circular por él. Una buena norma es: la velocidad del aire debe ser la mínima que produzca flujo turbulento y un alto coeficiente de transferencia. Al aumentar la velocidad del aire a un valor más alto causará una caída de presión a través del condensador incrementando los requerimientos de potencia del ventilador

$$\text{Velocidad del aire (pies /min)} = \frac{\text{cantidad de aire (pies}^3 \text{ / min)}}{\text{área del frente (pies}^2\text{)}}$$

1.3.3 Compresores

Después de que el refrigerante ha perdido calor y se vaporiza en el evaporador, el refrigerante pasa a través de la línea de succión al siguiente componente mayor en el circuito de refrigeración, el compresor.

Esta unidad tiene dos funciones principales dentro del ciclo, se clasifica frecuentemente como el corazón del sistema, porque circula el refrigerante a través del circuito. Las funciones que realiza son:

- a- Recibir o remover el vapor refrigerante desde el evaporador, de tal manera que la presión y la temperatura deseada puedan mantenerse.
- b- Incrementar la presión del vapor refrigerante a través del proceso de compresión y simultáneamente incrementar la temperatura del vapor, de tal manera que pueda ceder su calor al medio refrigerante del condensador.

De acuerdo con el diseño de los compresores, pueden dividirse de la siguiente forma:

A- compresores de desplazamiento positivo

- alternativo
- rotativo
- helicoidal (tornillo)
- *scroll*

B- compresores cinéticos

- centrífugo

Los compresores de desplazamiento positivo se clasifican así a causa de que la capacidad máxima es una función de la velocidad y el volumen del desplazamiento del cilindro.

Puesto que la velocidad es normalmente fija (por ejemplo 1750 o 3500 rpm para compresores herméticos alternativos típicos), el volumen del gas refrigerante bombeado, viene a ser una relación mecánica de carreras por minuto multiplicado por el volumen del cilindro.

El compresor cinético algunas veces llamado turbo compresor es un miembro de una familia de turbo máquinas, donde la fuerza de bombeo está sujeta a la velocidad del impulsor y al momento angular entre el impulsor que rota y el fluido que se mueve. A causa de que sus flujos son continuos las turbo máquinas tienen mayor capacidad volumétrica y tamaño que las máquinas de desplazamiento positivo.

Sin embargo por su diseño y costo no los hacen apropiados para aplicaciones pequeñas (50 toneladas o menos). Las máquinas centrífugas corrientemente arrancan en el rango de 80 a 100 toneladas y se extienden hasta 8000 toneladas o más,

Entre los compresores de desplazamiento positivo, el compresor alternativo ha ganado la más amplia aceptación y aplicación en el rango desde fracciones de caballo hasta 100 a 150 toneladas. En este punto viene a ser el cruce con los compresores centrífugo.

El compresor tipo scroll (caracol o espiral) es comúnmente utilizado en aires acondicionados tipo residencial. Tiene la ventaja de tener pocas partes móviles, lo que genera poca fricción y por consiguiente menos generación de calor, produce bajos niveles de ruido y vibración

El compresor helicoidal (tornillo) es también un diseño de desplazamiento positivo y trabaja satisfactoriamente sobre un amplio rango de temperaturas de condensación.

Los tamaños corrientes de máquinas a tornillo en operación van de 100 hasta 700 toneladas, basados en las condiciones nominales ARI para sistemas de agua fría.

1.3.3.1 Compresores alternativos

Este tipo de compresor puede clasificarse por su construcción, de acuerdo a si es abierto o accesible para trabajos en el campo o completamente sellado, de tal manera que no sea posible darle servicio en el campo.

Los compresores alternativos varían de tamaño, desde los que tienen un solo cilindro y su correspondiente pistón hasta uno lo suficientemente grande para tener 16 cilindros y pistones.

El cuerpo del compresor puede construirse de una o dos partes de hierro fundido, acero fundido o en algunos casos aluminio. La disposición de los cilindros puede ser horizontal, radial o vertical y ellos pueden estar en línea recta o arreglados en V o W

1.3.3.2 Compresor abierto

Un compresor abierto requiere una propulsión externa con transmisión de acoplamiento directo o por faja para que funcione a una determinada velocidad, que depende de los requisitos de carga. El tipo de propulsión se debe elegir de modo que transmita al compresor la potencia adecuada. Con este compresor se puede utilizar cualquier tipo de motor eléctrico, motor de combustión interna o turbina de vapor.

Como acabamos de mencionar, los compresores alternativos de tipo abierto necesitan motores propulsores externamente, los cuales pueden conectarse directamente a través de algún tipo de acople. Esto causa que el compresor opere a la misma velocidad del motor propulsor. O un compresor puede tener una polea sobre el extremo del eje del cigüeñal, el cual gira por medio de una faja montada sobre el eje del motor. La velocidad a la cual el compresor girará depende de la relación de los diámetros de las poleas, la velocidad del compresor se calcula así:

$$\text{RPM del compresor} = \frac{\text{RPM del motor} * \text{diámetro polea del motor}}{\text{diámetro polea del compresor}}$$

La velocidad de un compresor abierto puede variarse de tal manera que un solo compresor puede a menudo ser usado para dos o tres diferentes potencias. Cambiando únicamente el tamaño de la polea de la polea del motor, en la mayoría de los casos, este mismo compresor puede usarse no solamente con diferentes tamaños de motores sino también para aplicaciones de alta, media o baja temperatura.

1.3.3.3 Compresor hermético

El propósito del compresor hermético es el mismo que el abierto, bombear y comprimir el vapor, difiere en construcción en que el motor está sellado en la misma carcasa del compresor.

Un compresor hermético no puede ser reparado en el campo, las reparaciones internas se realizarán en un taller previo haber desmontado el compresor de su lugar.

Otro tipo de compresor hermético es el denominado hermético atornillado o algunas veces también llamado semi-hermético, el cual puede ser reparado en su lugar de trabajo ya que puede desarmarse completamente, una característica favorable en máquinas de mayor tonelaje en donde desmontar todo del compresor para una reparación puede tener un costo muy alto e invertir más tiempo en dicha actividad.

1.3.3.4 Comportamiento del compresor reciprocante

El comportamiento del compresor es el resultado de compromisos de diseño que envuelven ciertas limitaciones físicas del refrigerante, el compresor y el motor, mientras tratan de suministrar:

- 1- mayor vida esperada libre de problemas

- 2- mayor efecto refrigerante con un mínimo consumo de potencia
- 3- un costo más bajo
- 4- un amplio rango de condiciones de operación
- 5- un apropiado nivel de vibración y sonido

Dos medidas útiles del comportamiento del compresor son la capacidad, la cual esta relacionada con el desplazamiento del compresor y el factor del comportamiento.

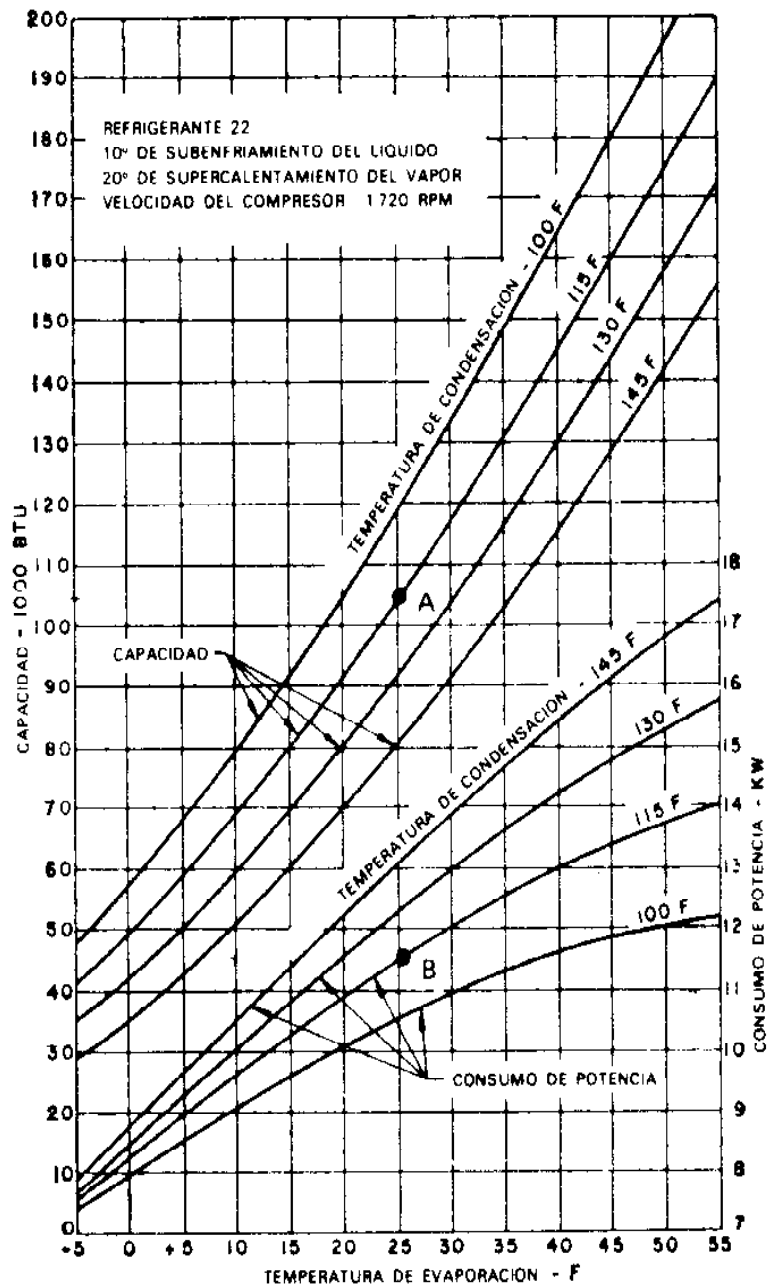
La capacidad del sistema es el efecto refrigerante que puede alcanzar el compresor. Es igual a la diferencia de entalpías entre el líquido refrigerante a una temperatura que corresponde a la presión del vapor que sale del compresor.

El factor de comportamiento para un compresor hermético implica la eficiencia de operación combinada del motor y el compresor:

$$F.C. = \frac{\text{capacidad, en BTU/h}}{\text{Consumo de potencia, en watts}}$$

En la siguiente gráfica observamos curvas de capacidad típicas y continuas de potencia para un compresor hermético alternativo que trabaja con refrigerante 22, 10 °F de subenfriamiento del líquido, 20 °F de recalentamiento de del vapor al salir del evaporador y 1750 RPM de velocidad del compresor

Figura 10. Curva de capacidad típica y potencia para un compresor hermético alternativo.



Fuente: Refrigeración y aire acondicionado, ARI.

1.3.3.5 Control de capacidad

Para suministrar un medio de cambiar la capacidad del compresor bajo condiciones de carga fluctuante, los compresores mayores, desde unos 20 HP, se equipan frecuentemente con descargadores que pueden bajar la capacidad de un compresor cuando los requerimientos de carga son menores y evitar que un compresor este arrancado y parando muy seguido, ya que esto puede ocasionar algunos problemas de recalentamiento, desgaste prematuro de contactos del arranque y mayor consumo de energía eléctrica.

Estos descargadores son de dos tipos generales para los compresores alternativos. En el primero, las válvulas de succión en uno o más cilindros se mantienen abiertas por medios mecánicos en respuesta del control de presión del equipo. Con estas válvulas de succión abiertas, el refrigerante es forzado a retornar a la cámara de succión durante la carrera de compresión y el cilindro no realiza una acción de bombeo.

Un segundo medio de descargar es desviar internamente una porción del gas de descarga a la cámara de de succión del compresor. Teniendo el cuidado de evitar una temperatura de descarga excesiva cuando esto se hace.

Una desviación de gas caliente de la descarga hacia la entrada del compresor también puede alcanzarse externamente al compresor con una válvula solenoide controlada por temperatura o presión dependiendo de la naturaleza de la aplicación.

En las figuras 11 y 12 se ve en perfil un compresor marca Carlyle de 20 HP con descargadores de cilindros.

Figura 11. Compresor semihermético de tres culatas y seis cilindros



Figura 12. Bobina del solenoide que acciona el descargador de cilindros.



Las figuras 11 y 12 son de un compresor semihermético de 3 culatas y seis cilindros, dos por cada culata, cada culata tiene un mecanismo de descargador de cilindros.

En la figura 12 se ve más cerca una de las culatas y sobre de ella vemos el solenoide de ése descargador de cilindros, cuando éste se encuentra energizado, el par de cilindros de ésa culata no realizan trabajo de bombeo de refrigerante, entonces el compresor no esta trabajando al 100% de su capacidad.

1.3.3.6 Selección de la unidad de compresión recíprocante.

La elección de una máquina alternativa de refrigeración está afectada por los aspectos económicos del sistema en conjunto, se debe procurar un equilibrio entre el costo inicial y el costo de funcionamiento.

Algunos factores que intervienen en la elección del equipo incluyen los siguientes:

- 1- **Capacidad**, la cantidad de calor que debe ser transferido o intercambiado por el sistema en el evaporador, lo que depende del flujo de refrigerante y de las entalpías de entrada y salida del 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 calor al medio de condensación

- 4- **Refrigerantes**, los refrigerantes que principalmente se emplean con compresores alternativos son R-22, R-134A, R-401, R-401B, amoníaco, hasta un tiempo atrás también los refrigerantes R-12 y R-502, etc.
- 5- **Subenfriamiento del refrigerante**, el subenfriamiento aumenta el efecto potencial de refrigeración reduciendo el porcentaje de líquido evaporado durante la expansión (“flash gas”)
- 6- **Sobrecalentamiento del gas de aspiración**. Esto se puede producir por captación de calor en la tubería fuera del espacio refrigerado, en un intercambiador de calor.

Aunque los ensayos empleando refrigerante 22 en un compresor indican un aumento despreciable de capacidad en virtud del mejor rendimiento volumétrico, no es recomendable el sobrecalentamiento a causa de la posibilidad de recalentamiento del compresor. Por lo anterior siempre hay que revisar las especificaciones del compresor para refrigerante 22 .

- 7- **Caídas de presión en las tuberías del refrigerante**, el funcionamiento del compresor alternativo en un sistema de refrigeración es análogo al de una bomba en un sistema de agua. Debe ser elegido para superar la resistencia del sistema y producir el flujo necesario de refrigerante.
- 8- **Límites de funcionamiento**, el fabricante especifica generalmente los límites de funcionamiento. Pueden haber limitaciones en la temperatura de succión, sobrecalentamiento, relación de compresión, temperatura de descarga, velocidad del compresor, potencia absorbida y refrigeración del motor.

- 9- **Disipación de calor.** Para elegir un condensador adaptado al compresor debe ser conocida la transferencia de calor sensible del compresor. Ésta se da usualmente en las características del fabricante. La disipación del calor depende de la potencia útil del compresor en las condiciones de funcionamiento, menos el calor transferido al aire, a la camisa de agua o al enfriador de aceite durante la compresión del vapor refrigerante.

1.3.4 Controles de flujo de refrigerante

El siguiente componente fundamental en el ciclo de refrigeración es el control de flujo de refrigerante.

Hay seis tipos básicos de válvulas o controles para control del flujo de refrigerante:

- 1- La válvula de expansión manual
- 2- La válvula de expansión automática
- 3- La válvula de expansión termostática
- 4- El tubo capilar
- 5- La válvula de flotador de presión baja
- 6- La válvula de flotador de presión alta

Independientemente del tipo, la función de cualquier control de flujo de refrigerante es doble:

- 1- Medir el refrigerante líquido en la tubería del líquido que va hacia el evaporador con una rapidez que sea proporcional a la cual está ocurriendo la vaporización en esta última unidad.

- 2- Mantener un diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión del sistema a fin de permitir vaporizar el refrigerante bajo condiciones de baja presión deseadas en el evaporador

1.3.4.1 Válvula de expansión manual

Estas son válvulas de aguja, operadas manualmente. La razón de flujo de líquido a través de la válvula depende del diferencial de presión a través del orificio de la válvula y el grado de abertura de la válvula, esta última ajustada manualmente. La principal desventaja de ésta es que no responde a los cambios de la carga del sistema y si de deben hacer ajustes, se hacen manualmente.

1.3.4.2 Válvula de expansión automática

También llamada de presión constante, mantiene una presión constante en el evaporador mientras el compresor está en operación. En esta válvula con diafragma, la presión en el evaporador efectúa el movimiento del diafragma, al cual está sujeto el conjunto de aguja.

La condición de estabilidad en el flujo de refrigerante y evaporación es necesaria para la correcta operación de la válvula, como con la anterior válvula que describimos su uso se limita a condiciones de carga más o menos constantes en el evaporador

1.3.4.3 Válvula de expansión termostática (TEV)

Debido a su alta eficiencia y a lo fácil de adaptarse a cualquier sistema de refrigeración, esta válvula es la que más ampliamente se utiliza en muchas aplicaciones de la refrigeración como lo son los equipos chillers para aire acondicionado.

Esta válvula se basa en mantener un grado constante de sobrecalentamiento de la succión en la salida del evaporador, circunstancia que permite mantener al evaporador completamente lleno de refrigerante bajo las condiciones de carga del sistema, sin peligro de derramar líquido dentro de la tubería de succión. Por lo anterior esta válvula es prácticamente adecuada para el control del refrigerante en sistemas que están sujetos a variaciones grandes y frecuentes de la carga.

La característica de operación de la válvula de expansión termostática resulta de la interacción de tres fuerzas independientes:

- 1- la presión del evaporador
- 2- la presión ejercida por el resorte
- 3- la presión ejercida por la mezcla de líquido vapor que se tiene en el bulbo remoto.

En la mayoría de los caso el líquido que utilizan los bulbos de las válvulas de expansión es el mismo refrigerante que se utiliza en el sistema. Razón por la cual, cuando se compra una válvula de expansión termostática hay que especificar para que refrigerante se requiere.

El bulbo está puesto firmemente al tubo de la salida del evaporador, donde responderá a los cambios de temperatura que el vapor refrigerante tenga en dicho punto, estos dos puntos se puede decir que se encuentran a la misma temperatura por lo que se puede asumir que la presión ejercida por el fluido en el bulbo siempre será igual a la presión de saturación de la mezcla líquido vapor en el bulbo correspondiente a la temperatura del vapor en el tubo de la succión en el punto de contacto con el bulbo.

1.3.4.4. Otras consideraciones sobre las TEV

Flash gas

El término flash gas indica la porción de refrigerante que se evapora instantáneamente (“flashes”) cuando atraviesa la válvula de expansión. La vaporización instantánea del refrigerante líquido es lo que provoca la baja temperatura del líquido que entra al evaporador.

La cantidad de flash gas depende de la temperatura del refrigerante en la línea de líquido y la presión dentro del evaporador. El flash gas reduce la capacidad de la válvula.

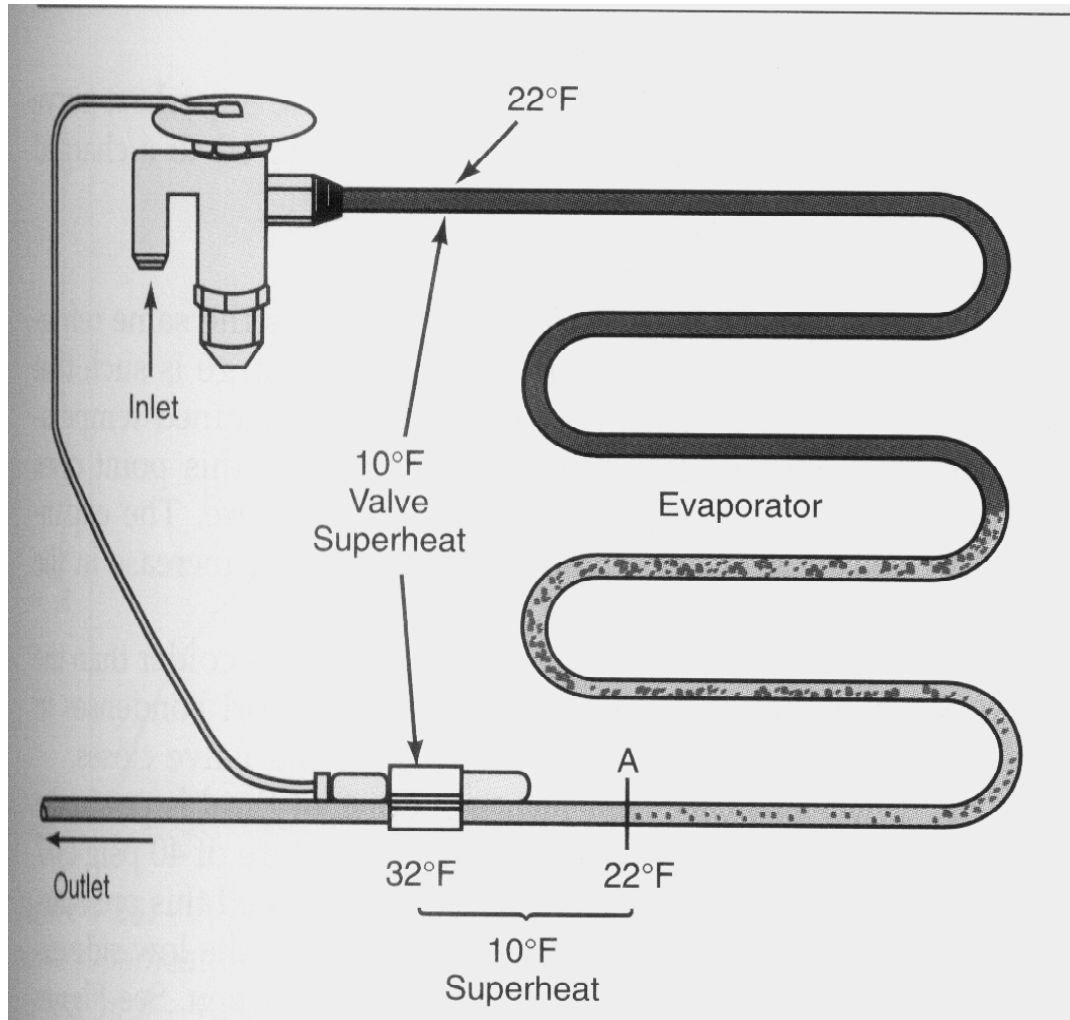
Un método para reducir el flash gas es disminuyendo la temperatura del refrigerante líquido que viene del condensador y aumentando la del vapor que sale del evaporador y entra al compresor. Esto puede lograrse usando un intercambiador de calor entre ambos o simplemente teniendo en contacto físico ambas tuberías.

Sobrecalentamiento (superheat)

El término sobrecalentamiento cuando se usa una válvula de expansión termostática se refiere a la diferencia de temperatura entre el vapor en el lado de baja presión y el fluido dentro del bulbo de la válvula.

Un sistema ajustado para operar a un sobrecalentamiento normal de 10° F se muestra a continuación, figura 13.

Figura 13. Esquema del sobrecalentamiento *superheat* con una TEV.



Fuente: *Modern refrigeration and air conditioning*, Althouse, Turnquist, Bracciano.

Entonces el vapor que sale del evaporador, lugar donde se fijó el bulbo de la válvula de expansión, se encuentra sobrecalentado 10 grados sobre la temperatura de saturación del refrigerante dentro del evaporador.

Con este *superheat* logramos mantener refrigerante líquido solamente dentro del evaporador y que no llegue al compresor.

2. EL CHILLER PARA AIRE ACONDICIONADO

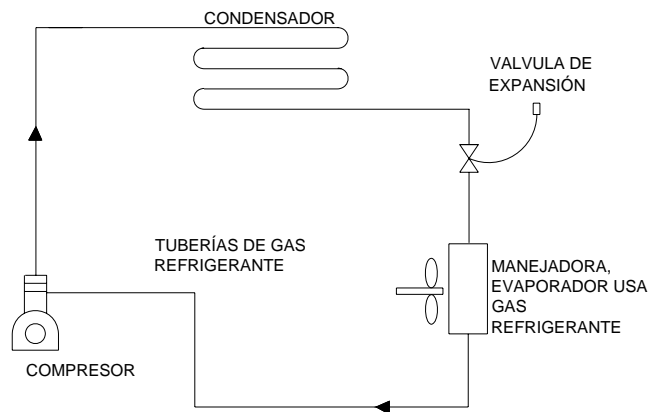
2.1 Aire acondicionado central

Denominamos a un sistema de aire acondicionado central cuando ya no tenemos equipos individuales para determinados ambientes exclusivamente, sino todo un sistema conformado por una o varias unidades manejadoras de aire, un equipo de enfriamiento, un sistema de ductos de aire, etc.

El sistema central, conformado principalmente con lo que mencionamos en el anterior párrafo, tiene como función acondicionar la mayor cantidad de ambientes localizados dentro de algún lugar como por ejemplo un edificio. En un hotel por ejemplo, tenemos habitaciones, pasillos, oficinas, salas de conferencia y muchos más.

Un sistema central de enfriamiento directo es cuando el sistema esta conformado por un equipo enfriador (unidad condensadora), una o varias manejadoras de aire, las que están compuestas por un evaporador (serpentín) donde se expande el gas refrigerante y por encima pasa el aire al cual se le absorbe calor, el aire viaja por ductos hasta los diferentes ambientes a acondicionar.

Figura 14. Esquema del circuito de refrigeración directo.

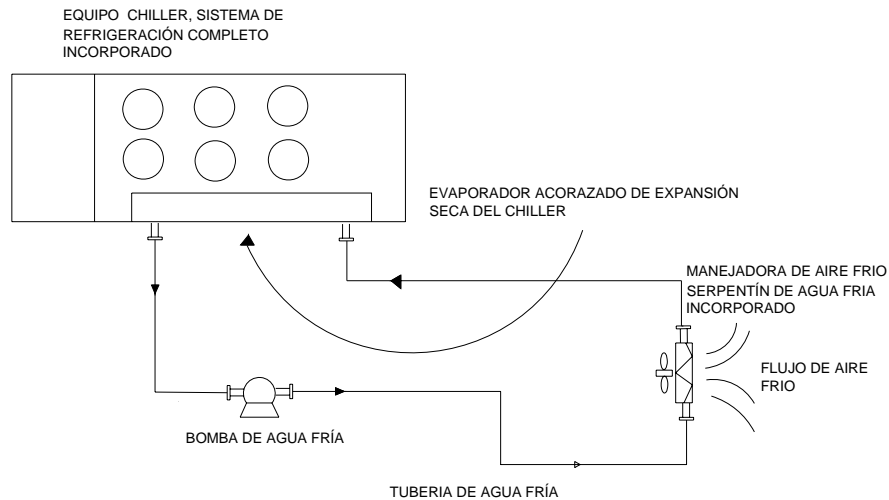


La figura 14 representa un circuito de refrigeración para un sistema de aire acondicionado en forma directa, la manejadora de aire tiene un evaporador de expansión seca, que en otras palabras es un intercambiador de calor entre el gas refrigerante dentro del evaporador y el aire que pasa sobre su serpentín.

Un sistema central de enfriamiento indirecto es cuando el sistema esta conformado por un equipo de enfriamiento en forma de paquete, dentro de este paquete tenemos uno o varios compresores, un condensador enfriado por agua o aire, un evaporador que generalmente es de tipo expansión seca de tubos y carcasa (acorazado), un control de flujo de refrigerante que usualmente es una válvula de expansión termostática y por supuesto algún refrigerante, en aire acondicionado se a usado mucho el refrigerante 22 cuando se emplean compresores reciprocantes, a este equipo paquete se le llama *chiller*.

En el sistema central con *chiller* se enfría agua, el agua es bombeada a una gran cantidad de manejadoras dispuestas por todo el edificio y en éstas se enfría el aire que llega hasta los diferentes ambientes.

Figura 15. Esquema del chiller en un sistema de enfriamiento indirecto.



En la figura 15 vemos un circuito de tuberías de agua fría, el *chiller* donde se enfría el agua, específicamente en el evaporador acorazado, la bomba de agua y una manejadora, como lo vemos en la gráfica, la manejadora tiene un serpentín que en este caso es de agua fría y no gas refrigerante como en el sistema directo (figura 14).

2.2 Diferencias entre un sistema de enfriamiento directo y uno indirecto

2.2.1. Sistema directo

- 1- El refrigerante circula hasta las manejadoras y el líquido se expande en el evaporador de éstas.
- 2- El compresor debe cargar con las cargas térmicas y las caídas de presión del refrigerante dentro de las tuberías.

- 3- Dado que las tuberías de refrigerante pueden estar dispuestas en cualquier lugar, aumenta la probabilidad de tener alguna fuga por algún accidente, fuga que costará encontrarla y cuando se repare puede haberse perdido gran cantidad de refrigerante.
- 4- Entre más alejadas estén las manejadoras de la unidad condensadora se necesitara más refrigerante
- 5- El refrigerante arrastra aceite en todo su recorrido, debemos asegurar que ése aceite retorne hasta el compresor

2.2.2. Sistema indirecto

- 1- Todo el sistema de refrigeración esta centralizado en el chiller
- 2- En este sistema utilizamos el agua como agente de transferencia de calor que viaja hasta las manejadoras. Usamos una bomba de agua para desplazar el agua hasta las manejadoras
- 3- Es más fácil controlar el retorno de aceite al compresor

El uso del sistema directo o indirecto dependerá del tamaño de la instalación ya que para pequeños sistemas de aire acondicionado central hasta unas 20 toneladas, será práctico utilizar un sistema de enfriamiento directo, el uso de chiller puede arrancar con instalaciones con capacidades de 20 toneladas aproximadamente.

2.3. Tipos de *chiller* para aire acondicionado

Por el tipo de funcionamiento hay básicamente dos tipos de *chillers*, el tipo absorción y el tipo compresión de vapor que utiliza un compresor para producir una diferencia de presión entre el lado de alta y baja presión.

Los *chillers* por compresión se clasifican por el tipo de compresor que utilizan, dentro de esta clasificación tenemos:

- A- *Chiller* tipo centrífugo
- B- *Chiller* tipo scroll
- C- *Chiller* tipo tornillo
- D- *Chiller* tipo reciprocante.

El *chiller* por absorción trabaja conforme al ciclo de refrigeración por absorción, y por la naturaleza de este ciclo estos sistemas de refrigeración no utilizan compresor.

2.4. *Chiller* por compresión de vapor

Estos *chillers* están equipados con los cuatro componentes del ciclo de refrigeración de los que hablamos en el primer capítulo,

- A- compresor
- B- evaporador
- C- condensador
- D- control de flujo de refrigerante líquido.

El rol del compresor en estos sistemas es el de “una bomba de vapor”. Esto disminuye la presión en el evaporador y la temperatura de ebullición del refrigerante, usualmente de unos 38°F (66 psig). El compresor incrementará la presión en el condensador con el fin de condensar el vapor y empezar el ciclo nuevamente. La temperatura de condensación será aproximadamente de unos 105°F (216 psig), las anteriores temperaturas mencionadas pueden servir de guías para saber si el *chiller* esta operando dentro de parámetros normales (datos para *chillers* en sistemas de aire acondicionado usando refrigerante 22).

La norma ARI 590 determina que el agua que esta saliendo del evaporador del *chiller* debe estar alrededor de 44°F teniendo a 105 °F la temperatura de condensación, teniendo también a 95°F la temperatura del agua saliendo del condensador (condensador enfriado con agua)

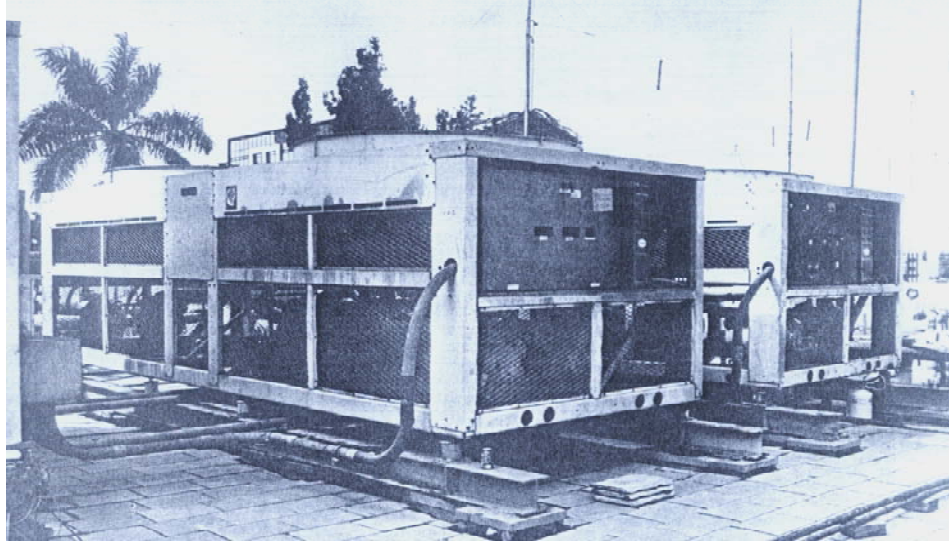
Los *chillers* con compresor tipo scroll son comunes en capacidades entre 10 y 15 toneladas, Los *chillers* con compresor de tornillo son utilizados en aplicaciones de gran capacidad, más de 100 toneladas, los *chillers* con compresor centrífugo se utilizan en capacidades muy grandes, por ejemplo 2000 toneladas.

2.5. Chillers con compresores reciprocantes

Se utilizan compresores reciprocantes en un rango de 10 a 120 toneladas aproximadamente. Aunque es bastante frecuente que los fabricantes no utilizan un solo compresor en el *chiller*, ya que estos equipos son susceptibles a variaciones grandes en cuanto a su demanda en determinados momentos. La capacidad del *chiller* se determina conforme a la carga térmica máxima calculada, pero ya en operación solo en determinados momentos se requerirá del *chiller* toda su potencia.

Por lo anterior el *chiller* puede estar compuesto por varios compresores pequeños conectados en paralelo y juntos darán la potencia máxima del equipo.

Figura 16. Chillers reciprocantes con condensadores enfriados por aire.



En la figura 16 vemos dos equipos *chiller* marca Carrier de 80 toneladas cada uno, usan condensadores enfriados por aire instalados horizontalmente en la parte superior del *chiller*, usan 4 compresores reciprocantes de 20 hp *c/chiller* dispuestos en la parte inferior.

2.6. Secuencia de operación de los descargadores de cilindros

En el capítulo 1(páginas 35,36 y 37) se trató el tema de descargadores de cilindros de compresores reciprocantes como funcionamiento de los tipos y mecanismos, ahora discutiremos sobre la secuencia de operación en los compresores.

El mecanismo de descargar los cilindros del compresor permite reducir la capacidad del compresor recíprocante, por ejemplo un compresor de 8 cilindros, los cilindros se descargan en parejas, cada pareja representa un 25% de la capacidad del compresor, siempre tomemos en cuenta que el compresor no puede descargarse hasta un 0% ya que en tal caso el motor propulsor estaría trabajando sin producir ningún trabajo de compresión y en tal caso sería lo mismo parar el compresor.

Los compresores descargan generalmente entre 25 y 50 %. Hay compresores de 6 cilindros que descargan en 33, 66 hasta el 100% secuencialmente.

Hay dos razones para utilizar descargadores en los compresores: 1- es evitar el arranque del compresor a plena carga, ya que eso nos implica un elevado consumo de corriente eléctrica en el arranque, el cual se puede evitar arrancando el compresor a un 25% de su capacidad e ir aumentando la carga progresivamente. 2- los descargadores nos ayudan a suministrar la potencia del *chiller* según las condiciones de carga que se le estén requiriendo a cada momento, recordemos que el *chiller* puede estar sometido a cargas variables.

El monitoreo del *chiller*, entonces, lo conseguimos con ayuda de los descargadores y el tener dividida la potencia total del *chiller* en varios compresores y no con uno solo.

2.7. Secuencia general de operación automática del *chiller*

El arranque de un *chiller* de varios compresores es secuencial, el orden de arranque de cada compresor y la forma de ir aumentando la potencia de cada compresor es controlado por un control de capacidad.

Un ejemplo de arranque secuencial es el que se muestra a continuación, un *chiller* Carrier de 80 toneladas con cuatro compresores, dos de 6 cilindros y dos de 4. (Figura 16)

Tabla II. Operación de cilindros del chiller de la figura 16.

CONTROL DE PASOS	%		OPERACIÓN DE CILINDROS				
	Capacidad		Total de Cilindros trabajando	Número de compresor			
	Hertz			1	2	3	4
	60	50	Par # 1		Par # 2		
1	20	16.7	4	4	-	-	-
2	30	25	6	6	-	-	-
3	50	41.7	10	4	-	6	-
4	60	50	12	6	-	6	-
5	70	66.7	14	4	4	6	-
6	80	75	16	6	4	6	-
7	90	91.7	18	4	4	6	4
8	100	100	20	6	4	6	4

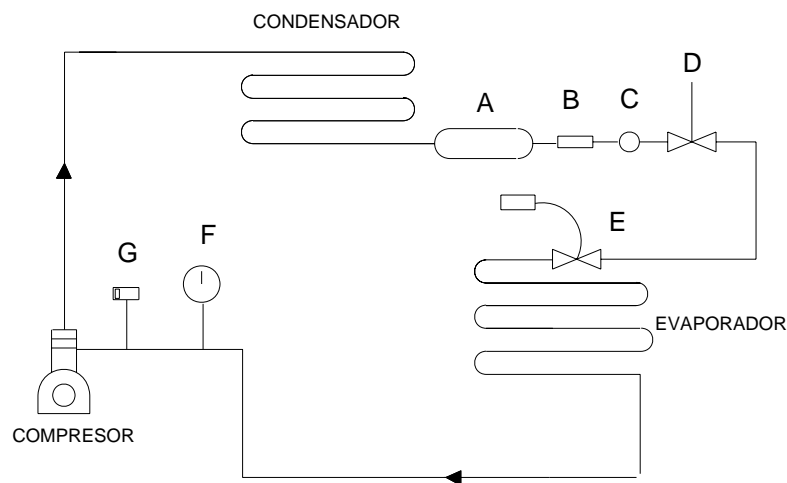
Fuente: Manual de instalación del chiller marca Carrier modelo 30GA085, 105

Paro: Cuando se para un compresor de refrigeración, en cualquier aplicación, debemos tener cuidado con el retorno de refrigerante líquido al carter del compresor, lo anterior debido a que el refrigerante líquido se mezcla muy fácilmente con el aceite y corremos el riesgo de bajar mucho el nivel de aceite dentro del compresor en el siguiente arranque.

Hay algunas formas de minimizar el anterior problema en los tiempos de paro del compresor, algunos métodos son usar trampas de aceite en la tubería de retorno o acumular el refrigerante del sistema en el condensador y depósito de refrigerante líquido (lado de alta presión) antes de que el compresor pare, a este método se le conoce como *pump down*.

El *pump down* se realiza colocando una válvula solenoide en la línea de líquido del circuito de refrigeración, la bobina de esta válvula se conecta en serie con el termóstato del chiller de manera que será el termóstato quien gobernará a la válvula solenoide.

Figura 17. Esquema del circuito de refrigeración con accesorios más Comunes.



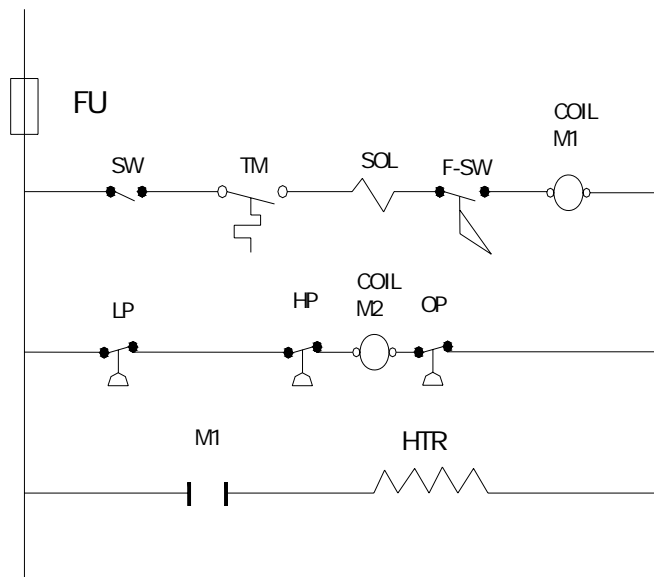
- A = depósito de líquido
- B = filtro
- C = visor de líquido
- D = válvula solenoide
- E = válvula de expansión
- F = manómetro de baja presión
- G = presostato para el lado de baja presión

En la figura 17 vemos un esquema del circuito de refrigeración con una válvula solenoide (D) para efectuar el apagado *pump down*.

El control de temperatura (termostato) manda a cerrar la válvula solenoide (D) en el lado de alta presión con el compresor trabajando aún, el refrigerante se empezará a acumular dentro del depósito de líquido y el condensador, al mismo tiempo que lo estará evacuando del lado de baja presión (evaporador). No es recomendable que el evaporador se quede vacío completamente o a presiones más bajas que la presión atmosférica (vacío). Hay un control de presión (G) conectado directamente a la tubería de succión que estará midiendo la presión en el evaporador, cuando usamos *pump down* el control de presión, en el lado de baja presión, se gradúa para que desconecte a presiones bajas, esas presiones oscilarán entre 1 y 5 psi aproximadamente, dependiendo del criterio del operador o *set point* de fábrica.

Entonces es el control de presión del lado de baja quién manda a desconectar el o los compresores que estén funcionando en el momento de paro, y con esto habremos evacuado una gran parte del refrigerante del evaporador y evitar que éste pueda retornar al *carter* del compresor durante el ciclo de paro.

Figura 18. Diagrama eléctrico del sistema *pump down*.



FU = fusible

SW = interruptor manual

TM = termostato

SOL = bobina de válvula solenoide

F- SW = interruptor de flujo de agua ("flow switch")

M 1 = bobina del relevador

LP = control de baja presión

HP = control de alta presión

M 2 = bobina contactor del compresor

OP = control de presión de aceite

HTR = resistencia del carter del compresor

En la figura 18 vemos un diagrama eléctrico típico de un paro *pump down*, también podemos ver que la resistencia de calentamiento de aceite del compresor conectará siempre que el compresor se encuentra en periodo de paro, el propósito es mantener caliente el aceite y evitar que alguna parte de refrigerante líquido se mezcle con éste. Este circuito es muy común encontrarlo para 120 voltios AC.

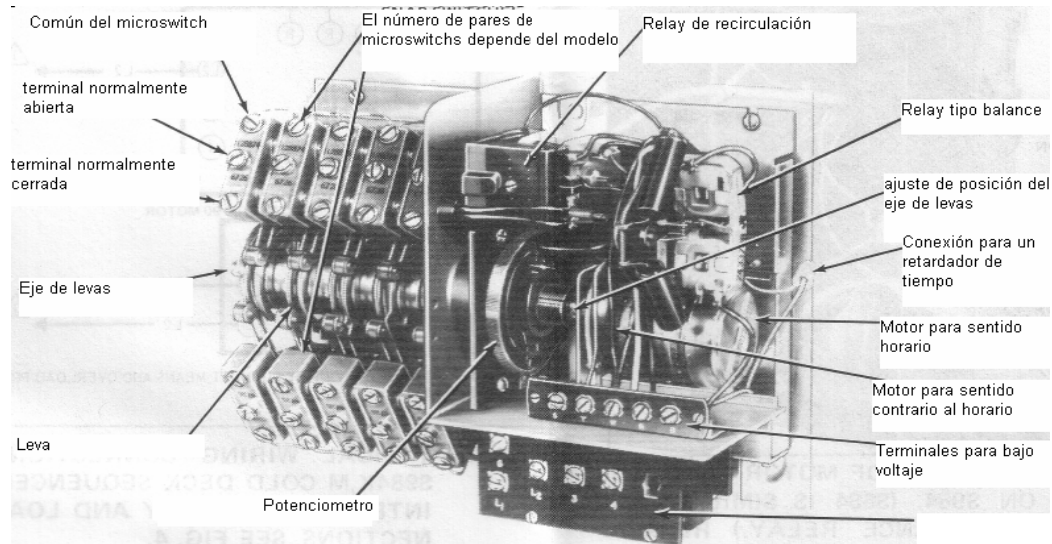
2.8. Descripción del control de capacidad del *chiller*

Este dispositivo es quien controla el suministro de potencia del chiller de acuerdo con las condiciones de carga que se requieran de éste en determinados momentos.

Generalmente este tipo de control responde a la señal del control de temperatura del equipo, que mide la temperatura del agua que entra y sale del evaporador del *chiller* y según como esté graduado requerirá más o menos potencia del chiller a manera de mantener la temperatura del agua dentro de los parámetros que se necesiten.

Algunos tipos de controles de capacidad para *chillers* son controles de pasos *step controller* que están conformados con un eje de levas, levas y micro-switchs, el eje de levas gira en uno u otro sentido según la temperatura que esté midiendo el termostato, las levas entonces accionan los micro-switchs para conectar o desconectar compresores o sus solenoides de los descargadores de cilindros y de esa forma se esta variando la potencia del chiller según las condiciones de carga en determinado momento.

Figura 19. Step Controller marca Honeywell modelo S684D.



Existen otros tipos de controles de capacidad para los chillers, con el paso del tiempo son más modernos y usan tecnologías más modernas como controles a base de relevadores de estado sólido en lugar de las levas y *microswitch*, los termostatos son electrónicos (pirómetros) y usan termopares o resistores para medir la temperatura del agua, etc. Pero en general su función es la misma que un *step controller*.

2.9. Descripción de otros elementos de control en los equipos *chillers*

2.9.1. Control de temperatura del agua

El propósito de este control es monitorear la temperatura de retorno del agua, que entra al evaporador del *chiller*.

De estos controles encontramos electromecánicos que utilizan un bulbo con gas, frecuentemente mercurio, como se mencionó arriba, es frecuente encontrar ahora pirómetros con termopares o resistores para medir la temperatura del agua.

2.9.2. Control de presión de alta

Este es un control de seguridad que mide la presión del lado de alta presión del sistema, controla que la presión no sobrepase los límites de diseño del equipo y que puedan causar daños como: dañar válvulas de los compresores, romper algún sello, etc.

Hay un control de presión de alta por cada compresor, y en estos aparatos no se puede cambiar los parámetros de disparo (*set point*) ya que vienen preestablecidos de fábrica.

2.9.3. Control de presión de baja

El control de presión de baja se conecta directamente a la tubería de succión del sistema, hay un control de presión por cada compresor cuando éstos forman circuitos separados, en ocasiones los compresores están dispuestos en paralelo en un mismo circuito, en tal caso el fabricante instala un control por cada par de compresores instalados de esta manera.

2.9.4. Termostato de seguridad

Este termostato es un dispositivo de seguridad, el bulbo está colocado en la parte superior del enfriador de carcasa y evita que el agua alcance temperaturas de congelamiento. Si el agua llega a congelarse dentro del enfriador puede causar grandes daños al equipo, el agua congelada se expande y puede romper los tubos del enfriador y luego el agua inundará todo el sistema de refrigeración, evaporador, compresor, condensador.

La temperatura de este termostato puede ser graduada manualmente, algunos fabricantes aconsejan graduarlo para que dispare a 36°F

2.9.5. Interruptor de flujo de agua *flow switch*

El propósito de este interruptor es el mismo que el termostato de seguridad, evitar el congelamiento del agua dentro del enfriador. Recordemos que el agua congelada aumenta de volumen y puede romper los tubos del evaporador acorazado.

$$V_{ac} = V_{al} + 9\%.$$

V_{ac} = volumen de agua congelada

V_{al} = volumen de agua líquida.

El elemento de este control es una lámina que esta colocada dentro de la tubería de salida del enfriador y el flujo de agua la pandea activando un *microswitch*, cuando el flujo de agua disminuye por cualquier razón y desciende del límite de calibración el *flow switch* apagará el chiller.

Algunos fabricantes cablean el *flow switch* en serie con el control de temperatura del *chiller*, de este modo el *flow switch* apagará el *chiller* mediante el método de *pump down*.

2.9.6. Control de presión de aceite

Este control es definido como control de seguridad, su propósito es monitorear la presión neta de aceite dentro del compresor.

Este control es instalado en todos los compresores equipados con una bomba de aceite, este control determina la diferencia entre la presión de descarga de la bomba y la presión dentro del compresor, esa diferencia es denominada presión neta de la bomba de aceite.

Sí la presión neta es menor a 9 psig por un periodo de 120 segundos éste desconectará el compresor. Se necesita resetear manualmente este control.

2.9.7. Control de presión para ventiladores del condensador

Cuando el *chiller* tiene más de un ventilador en el condensador, generalmente la mitad arrancan junto con el arranque de los compresores, la otra mitad de ventiladores arrancarán dependiendo de la presión dentro del condensador.

Cuando el *chiller* utiliza refrigerante 22 es deseable mantener la temperatura del refrigerante en el condensador a 105°F (210 psig). Este control de presión puede graduarse para que conecte cuando la presión en el condensador sobrepase los 210 psig.

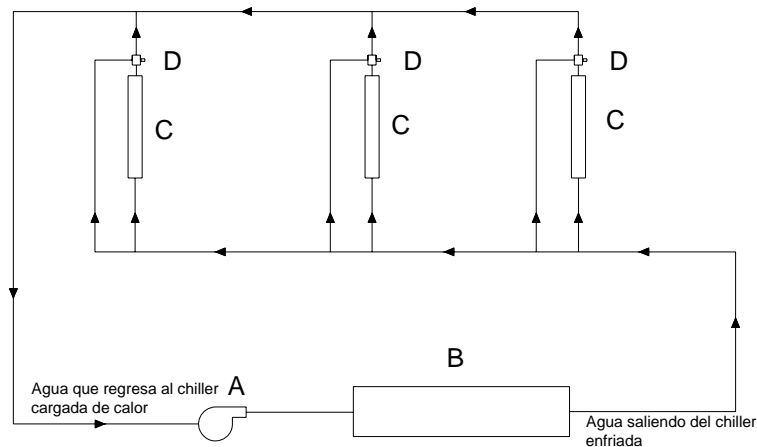
Este control también nos ayudará a mantener una adecuada presión en el condensador a manera de lograr la condensación del refrigerante, ya que dependiendo de la temperatura ambiente esta presión puede caer mas allá de los parámetros de diseño.

Este control se conecta directamente a la tubería de descarga de refrigerante del sistema, y estará monitoreando la presión en el lado de alta presión.

2.10 Flujo de agua a través del *chiller*

Para obtener mayor eficiencia del chiller necesitamos que el sistema trabaje balanceadamente, uno de los factores necesarios es un flujo constante de agua a través del chiller

Figura 20. Esquema de conexiones hidráulicas del *chiller* con los serpentines de enfriamiento y las válvulas de 3 vías



En la figura 20 vemos un esquema básico de conexiones hidráulicas de un chiller con sus manejadoras de agua fría, las letras identifican lo siguiente:

- A = bomba de agua fría
- B = *chiller*
- C = manejadoras de agua fría (serpentines)
- D = válvulas de tres vías.

Un constante flujo de agua a través del sistema mostrado en la figura 20 se logra con el empleo de válvulas de tres vías en los serpentines de agua fría, las válvulas controlan el flujo dentro de los serpentines.

Las válvulas de tres vías son gobernadas por algún mecanismo eléctrico o neumático y estos a su vez por un control de temperatura que está midiendo la temperatura del ambiente en donde están descargando el aire frío las manejadoras.

La válvula de tres vías al mismo tiempo que regula la cantidad de agua a través del serpentín, conduce el resto de agua que esta restringiendo hacia la tubería de salida del serpentín y con esto mantienen el flujo constante a través de toda la red hidráulica, que es lo que necesitamos.

2.11 Algunos conceptos que se deben tomar en cuenta para seleccionar el *chiller*

Para empezar se debe comenzar con considerar la aplicación del equipo, ya que puede ser para sistemas de aire acondicionado o algún proceso industrial, requerimientos de temperatura, disponibilidad de potencia en nuestra subestación o banco de transformadores, limitaciones de espacio, limitaciones económicas y variaciones de carga.

La selección del equipo *chiller* es solo una parte de todo el diseño del sistema de aire acondicionado central.

La carga térmica que se le cargará al *chiller* se obtiene de los cálculos de enfriamiento que deben haberse obtenido previamente. Tomando en cuenta factores de corrección ya que el proceso de transferencia de calor no es directo.

El sistema de refrigeración por medio del refrigerante, absorbe calor al agua en el evaporador, el agua fría es conducida por tuberías hasta las manejadoras de aire, el agua fría absorbe calor del aire que pasa a través de los serpentines y el aire viaja por medio de ductos hasta los ambientes a acondicionar.

Debemos tomar en cuenta la eficiencia de transferencia de calor en cada intercambiador de calor, datos proporcionados por los fabricantes, la pérdida de calor en tuberías y ductos, aunque éstos debes estar debidamente aislados.

Otro aspecto significativo es la capacidad del equipo para variar su capacidad de entrega de potencia dependiendo de las fluctuaciones de carga que se le requieran, estas fluctuaciones de carga son muy comunes y los equipos tienen diversos mecanismos para acomodarse a estos cambios.

Puede tomarse en forma aproximada la siguiente relación de potencia de un *chiller*

1 tonelada / cada HP de los compresores.

Y aproximadamente de:

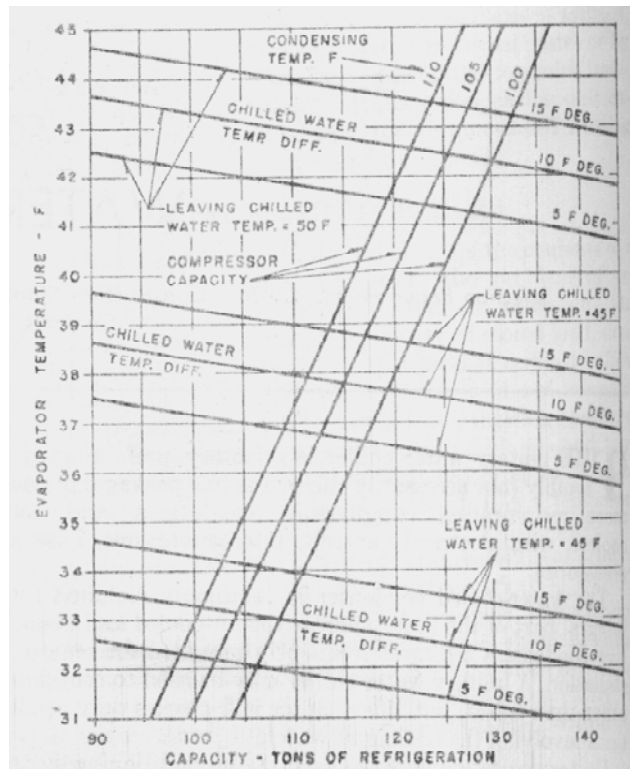
2 toneladas / cada HP de los compresores

Cuando el equipo es mayor de 250 toneladas de refrigeración de potencia.

Los equipos *chillers* están diseñados para operar de forma que entreguen agua refrigerada de una forma muy económica, dentro de un rango amplio de condiciones.

Curvas características de operación de un *chillers* se presenta en la siguiente gráfica.

Figura 21. Curvas típicas de balance para equipos *chillers*.



Fuente: ASHRAE, *fundamentals and equipment*.

Las intersecciones de cada curva de la temperatura de condensación (*condensig temp*) con cada una de las diferentes curvas de la diferencia de temperatura del agua refrigerada (*chilled water*) representan puntos de balance. Como regla general, los sistemas balanceados más económicos se encuentran entre 42 y 46 °F del agua que sale del evaporador del chiller, con flujos de agua entre 2 y 3 gpm / tonelada.

El *chiller* que utiliza un condensador enfriado por agua deberá tener aproximadamente un flujo de agua (para el condensador) entre 3 y 5 gpm / ton.

Y recordemos que en este caso deberemos de tener una torre de enfriamiento para extraer el calor que el agua trae del condensador.

Como hemos mencionado anteriormente la temperatura de condensación, cuando usamos refrigerante 22, debiera de estar muy cerca de los 105 °F para asegurar una apropiada operación de la válvula de expansión.

Para condensadores enfriados por agua deberá de tenerse velocidades del agua entre 8 y 10 pies / segundo (2.4 a 3 mts/seg)

Con *chillers* que utilizan condensadores enfriados por aire debemos considerar las temperaturas ambientales del lugar. La diferencia de temperatura entre el aire que entra al condensador y la temperatura de condensación son críticas, el condensador debe de disipar el calor a una razón suficiente para mantener balanceado el sistema de refrigeración según su diseño.

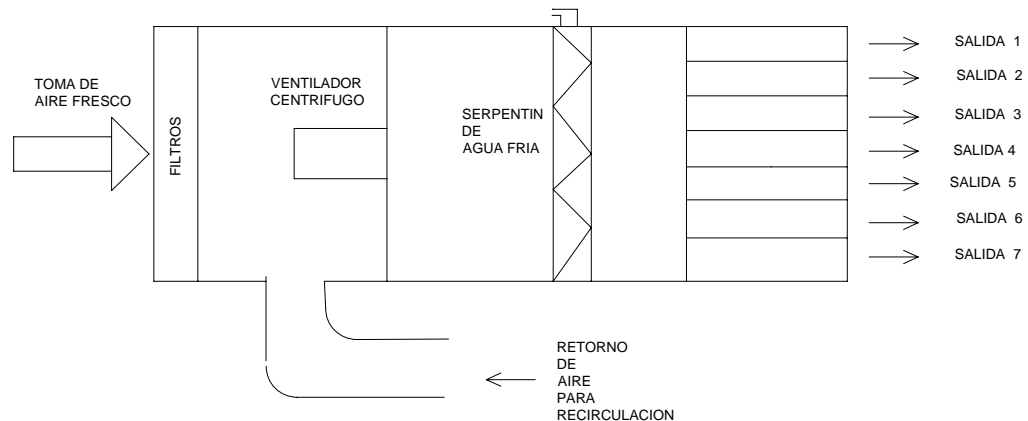
3. MANEJADORAS DE AIRE

Las manejadoras de aire son equipos compuestos por un serpentín de enfriamiento que puede ser de agua fría o de gas refrigerante, si fuera de gas refrigerante el serpentín sería un evaporador tipo expansión seca, donde el refrigerante líquido se expande, también tendría una válvula de expansión. Pero si el serpentín fuera de agua fría, éste solo tendría por lo general una válvula de tres vías para regular y mantener constante el flujo de agua.

Las manejadoras también tienen incorporado un ventilador centrífugo que se encarga de hacer circular el aire por el serpentín de enfriamiento e impulsarlo hasta el espacio acondicionado, en las manejadoras también se encuentran los filtros de aire.

En los sistemas de aire acondicionado central se encuentran manejadoras centrales que distribuyen el aire hacia varios ambientes distintos, lo anterior con un solo ducto principal y muchas ramificaciones o con ductos separados desde la manejadora.

Figura 22. Esquema de una manejadora de varias salidas de aire.



La figura 22, es un esquema de la vista en planta de una manejadora que tiene siete salidas de aire, las cuales envían el aire a distintos ambientes, en manejadoras de este tipo el suministro de aire a cada lugar puede regularse con compuertas (*dampers*) en cada una de las salidas de aire, los *dampers* pueden manejarse con cilindros neumáticos o con motores eléctricos.

Otro tipo de manejadora central es la que tiene una sola salida de aire con un solo ducto y en todo el recorrido habrá varias ramificaciones para descargar el aire en distintos puntos.

Otro tipo de manejadora son los denominados *fan-coils*, que son aparatos pequeños de distribución de aire que se emplean para acondicionar pequeños espacios independientes, como por ejemplo una oficina en particular, cada *fan coils* tiene su propio termostato.

En instalaciones de aire acondicionado central con equipos *chillers* es común encontrar manejadoras centrales con las que se acondicionan áreas generales como pasillos, salas de espera, recepciones, etc. Y los *fan coils* para áreas particulares como oficinas, un laboratorio, una planta telefónica, un cuarto de distribución eléctrica, etc.

En los sistemas que utilizan un *chiller* de enfriamiento de agua debemos entender que los *fan coils*, las manejadoras centrales y las de varias salidas de aire, todas son alimentadas con el agua fría que viene del *chiller*.

3.1 Serpentes de enfriamiento

En este punto trataremos solo los serpentines que usan agua fría y que son parte de una manejadora de aire de un sistema de aire acondicionado a base de un equipo *chiller*.

Los serpentines son intercambiadores de calor entre dos fluidos distintos, que en este caso son agua fría y aire.

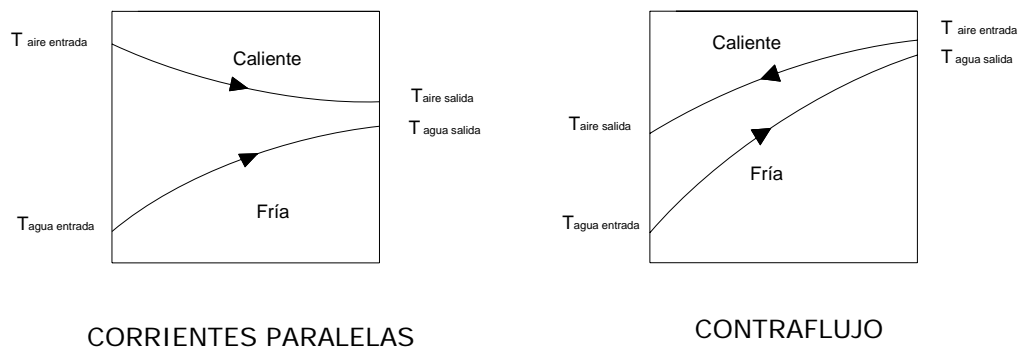
En este caso decimos que el agua es el fluido, en donde no tenemos cambio de estado y tenemos solo transferencia de calor sensible, el aire es el fluido en donde tenemos transferencia de calor sensible y latente, ya que será muy probable que en el serpentín se condense alguna parte del vapor de agua que contiene el aire.

Las velocidades de transferencia de calor tienden a ser mucho mayores en los flujos turbulentos (número de reynolds mayor a 2300) que en los laminares, debido a la mezcla violenta que sufre el fluido.

Los serpentines de enfriamiento se fabrican generalmente de tubo de cobre y aletas de aluminio para aumentar la transferencia de calor, las aletas aumentan la superficie efectiva del tubo.

Cuando los serpentines constan de varias capas o filas, en general se conectan de modo que el flujo de agua y del aire sean opuestos entre sí, a lo cual se le llama contracorriente, o contra-flujo, de este modo el agua más fría enfría el aire más frío que va saliendo del serpentín.

Figura 23. Diagrama de transferencia de calor en intercambiadores de calor.

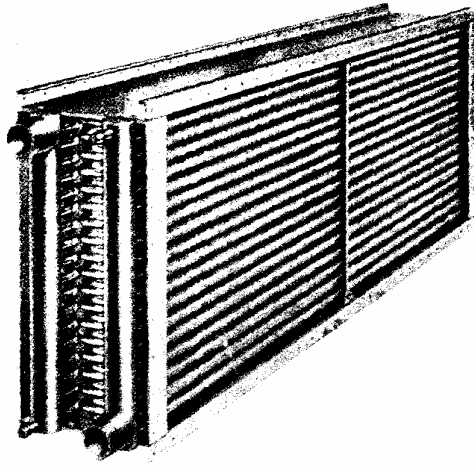


Fuente: Transferencia de calor de A.F. Mills.

Al observar la figura 23 vemos que tenemos mayor transferencia de calor en el intercambiador a contra-flujo que en el de corrientes paralelas, bajo las mismas condiciones, el aire sale más frío.

Cuando debemos seleccionar una manejadora de aire necesitamos conocer algunos datos como las condiciones del aire exterior, temperatura de bulbo seco, presión atmosférica, humedad relativa, etc. También debemos de conocer las condiciones a las que queremos llegar el aire que suministraremos a determinado ambiente, temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa, y el caudal de aire que se necesita suministrar, el caudal se expresa mucho en pies cúbicos por minuto (CFM).

Figura 24. Serpentín de agua fría para una manejadora de uso en aire acondicionado.



Fuente: Acondicionamiento del aire, principios y sistemas de Edward G. Pita.

3.1.1 Algunos factores para seleccionar un serpentín de agua fría

Todos los fabricantes de manejadoras proporcionan tablas con los datos de operación de sus equipos y los modelos que nos servirían para determinado proyecto. En todo caso, es bueno conocer algunos conceptos que nos ayuden calcular el tamaño y capacidad de enfriamiento de un serpentín.

3.1.2 La carga de calor del serpentín

El calor total esta compuesto por la suma de la carga de calor sensible y latente, al respecto de esos términos podemos decir que nos referimos a un proceso de enfriamiento (calor sensible) y un proceso de deshumidificación (calor latente).

El cálculo de esas cargas podemos encontrarlos en forma aproximada con las siguientes ecuaciones:

Calor sensible (Q_s):

Para presiones al nivel del mar $Q_s = 1.08 \cdot \text{CFM} \cdot (t_2 - t_1)$

Para presiones a 5000 pies sobre el nivel del mar (ciudad de Guatemala)

$$Q_s = 0.90 \cdot \text{CFM} \cdot (t_2 - t_1)$$

Calor latente (Q_L):

Para presiones al nivel del mar $Q_L = 0.68 \cdot \text{CFM} \cdot (gr_2 - gr_1)$

Para presiones a 5000 pies sobre el nivel del mar (ciudad de Guatemala)

$$Q_L = 0.56 \cdot \text{CFM} \cdot (gr_2 - gr_1)$$

donde:

CFM = pies cúbicos de aire por minuto

t_2, t_1 = temperaturas de bulbo seco a la entrada y salida del serpentín en °F

gr_2, gr_1 = granos de agua por libra de aire seco en la entrada y salida.

Cuando utilizamos la carta psicrométrica debemos tener en cuenta para que presión atmosférica esta construida.

La carga total del serpentín es la suma del calor latente y sensible que se calculen.

$$Q_T = Q_s + Q_L$$

El calor total también podemos encontrarlo directamente de la carta psicrométrica restando las entalpías de saturación del aire de las condiciones de entrada salida.

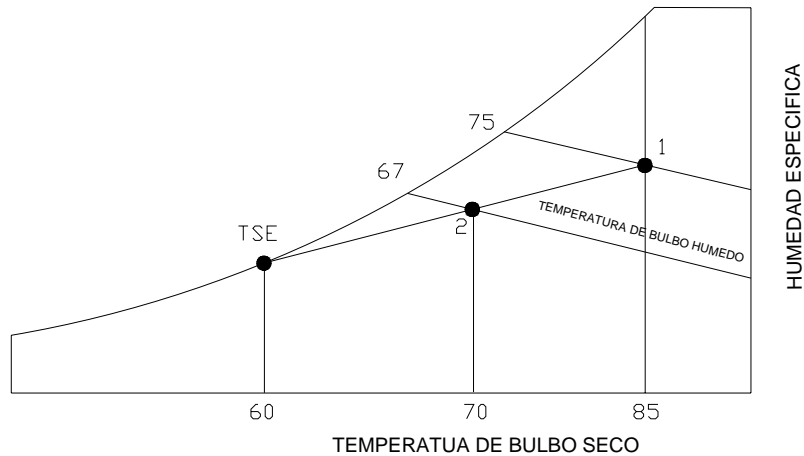
$$Q_T = 4.5 * CFM * (h_1 - h_2)$$

En general se escogen valores de temperatura del aire de suministro de modo que la diferencia entre la entrada y la salida se encuentren entre un rango de 15°F y 30°F.

3.1.3 Línea de proceso del serpentín

La línea de proceso del serpentín se gráfica sobre la carga psicrométrica con las características del aire de entrada y las de salida del serpentín. Por ejemplo, si las propiedades en la toma de aire de la manejadora son: temperatura de bulbo seco 85°F, temperatura de bulbo húmedo 75°F y las respectivas temperaturas en la salida del serpentín son de 68°F y 60°F, gráficamente tendríamos:

Figura 25. Línea de proceso del serpentín.



La línea de proceso del serpentín para el caso anterior es la línea recta que va desde el punto 1 al 2.

3.1.4 Factor de contacto, factor de derivación y temperatura superficial

El factor de contacto f_c se define como la parte del aire que pasa por el serpentín, que toca la superficie de enfriamiento y se enfría por este mecanismo.

El factor de derivación f_d se define como la parte de aire que no toca la superficie y por lo tanto no se enfría por este mecanismo, tanto el aire que toca y el que no toca el serpentín, juntos atraviesan el serpentín por lo que:

$$f_c + f_d = 1$$

La temperatura de la superficie exterior de un serpentín no es uniforme en toda la superficie debido a varios factores, sin embargo podemos suponer una temperatura promedio a la que se llama temperatura superficial efectiva TSE. Se puede considerar que ésta es la temperatura a la cual se enfría el aire que toca la superficie.

La cantidad de aire que circunda o deriva la superficie depende del tamaño y espaciamiento de los tubos, la velocidad superficial del aire, y del número y disposición de los tubos sucesivos.

Ahora relacionaremos el factor de contacto f_c y la temperatura superficial, TSE. El f_c para un serpentín es la relación de la longitud de la línea de proceso del serpentín con la longitud total de dicha línea prolongada hasta la temperatura superficial efectiva TSE a lo largo de la línea de saturación.

Tomando los datos de la figura 25 podemos calcular el f_c para ése caso en particular:

$$f_c = (85-70) / (85-60) = 0.6$$

Tabla III. Factores de contacto (f_c) típicos para serpentines de enfriamiento con aletas

No de capas	Velocidad superficial, pies / minuto (de aire)					
	8 aletas / pulgada			14 alneas / pulgada		
	400	500	600	400	500	600
2	0.60	0.58	0.57	0.73	0.69	0.65
3	0.75	0.73	0.71	0.86	0.82	0.80
4	0.84	0.82	0.81	0.93	0.90	0.88
6	0.94	0.93	0.92	0.98	0.97	0.96
8	0.98	0.97	0.96			

Fuente: Acondicionamiento del aire, principios y sistemas de Edward G. Pita.

Generalmente debemos conocer las condiciones del aire en la toma de la manejadora, y también debemos conocer las condiciones a las que debe de salir el aire de la manejadora, entonces podemos graficar la línea de proceso del serpentín como en la figura 25, luego calculamos el factor de contacto (f_c).

Para el serpentín de la figura 25 se calculó el $f_c = 0.6$, por ejemplo si se tiene que manejar una velocidad superficial de 400 pies/min, con la tabla III vemos que un serpentín de 2 capas funcionaría bien.

La velocidad superficial del aire es el flujo volumétrico del aire (CFM) dividido entre el área superficial proyectada del serpentín:

$$\text{área superficial del serpentín} = \text{CFM} / \text{velocidad superficial.}$$

En la tabla IV es una parte del catálogo de un fabricante de manejadoras de aire donde según los modelos nos da información de capacidad del serpentín, caída de presión de agua dentro del serpentín, de 3 o 4 columnas de tubería, etc.

3.1.5 Selección del serpentín

La selección del serpentín de enfriamiento de una manejadora de aire depende de factores como los siguientes:

1. La cantidad de calor sensible y latente que debe transmitir el aire.
2. El estado del aire que entra y sale, sus temperaturas de bulbo seco y húmedo, humedades relativas y específicas.
3. La construcción del serpentín: el número y tamaño de las aletas, el tamaño y el espaciamiento del tubo, y el número de capas.
4. La velocidad superficial del aire, esto es el flujo volumétrico de aire (CFM) dividido entre el área superficial proyectada del serpentín.

Los serpentines con tubos aleteados para agua son seleccionados con base en los pies cuadrados de cara que se necesitan, las filas, y las distancias ente aletas y la profundidad en las filas.

Tabla IV. Datos técnicos de manejadoras Dunham-Bush.

modelo	suministro de aire cfm	No. columnas	80 °F bul. Seco / 67 °F bul. Húm.				75 °F bul. Seco / 62 °F bul. Húm.				75 °F bul. Seco / 62 °F bul. Húm.			
			cap, mbh		gpm	hf	cap, mbh		gpm	hf	cap, mbh		gpm	hf
			total	sensible			total	sensible			total	sensible		
VCB 84 C	2400	3	74	52,7	14	9,3	46	46	9,8	4,9	40	40	8,3	3,7
HCB 84 C		4	90	61,3	17	7,7	55	54,4	12	4,1	48	47,9	9,8	3
VCB108C	3200	3	104	72,7	21	13	63	63,3	14	6,7	55	55,1	12	5
HCB 108C		4	125	83,9	23	9,6	84	71,9	16	5,1	65	65,4	14	3,8
VCB125C	3500	3	116	80,4	23	16	70	70	16	8,5	61	61,1	13	6,3
HCB125C		4	139	92,8	26	12	94	79,5	18	6,4	73	72,5	15	4,8
VCB160C	4600	3	135	98,1	26	8,2	85	85	18	4,4	74	73,9	15	3,3
HCB160C		4	174	118	33	16	118	101,8	23	8,6	93	92,6	19	6,3
VCB190C	4800	3	142	102,8	27	9,4	89	89,2	19	4,9	78	77,6	16	3,7
HCB190C		4	177	121,3	35	8,5	119	104,5	24	4,5	94	94,2	20	3,4
VCB220C	5400	3	187	127,5	35	18	112	112,2	24	9,2	98	97,8	21	6,8
HCB220C		4	227	148,8	43	15	154	126,8	30	8,1	116	115,2	25	5,9
VCB250C	6400	3	208	144,9	40	23	127	126,7	28	12	111	110,6	24	9
HCB250C		4	257	170,5	50	20	175	146,4	35	11	133	133,4	29	7,9
VCB320C	8000	3	278	188,6	53	25	165	165,3	36	13	144	144,4	31	9,8
HCB320C		4	311	209,9	58	6,4	210	180,1	40	3,4	163	163,3	34	2,5
VCB380C	9200	3	306	210,9	59	27	184	184,4	41	14	147	133,1	34	11
HCB380C		4	372	246,2	70	22	253	211,3	48	12	176	144,3	41	8,7
VCB480C	12000	3	416	282,9	79	25	248	247,9	54	13	217	216,5	46	9,8
HCB480C		4	501	328,7	93	20	340	280,7	64	11	257	255,7	54	7,9

Notas: la capacidad se basa en 44°F para la entrada de agua al serpentín y 54°F a la salida.

gpm = galones por minuto de agua helada por el serpentín

hf = pérdida de presión de agua al pasar por el serpentín en pies de columna de agua.

Fuente: Catálogo de unidades manejadoras de aire para chillers,

1500 – 15000 cfm. Series VCB y HCB marca Dunham- Bush.

3.2 Ventiladores de las manejadoras de aire

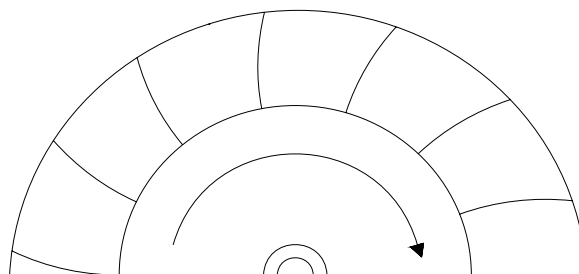
Las manejadoras de aire tienen incorporado un ventilador centrífugo para distribuir el aire de un determinado camino diseñado anteriormente, el ventilador debe seleccionarse de manera que desarrolle el caudal de diseño venciendo todas las resistencias ofrecidas como el serpentín de enfriamiento, la resistencia debido a los ductos etc.

Los ventiladores de hélice o axiales no pueden crear altas presiones, y se usan cuando hay muy poca ductería.

Los ventiladores centrífugos se usan mucho debido a su capacidad para mover aire eficientemente contra una presión, y son más silenciosos que un ventilador axial.

La mayoría de manejadoras instaladas para sistemas de aire acondicionado con capacidades alrededor de las 100 toneladas o menos sus ventiladores utilizan rodetes con aletas curvadas en dirección con el giro del ventilador, ya que mueven grandes volúmenes de aire y son relativamente silencioso. La figura 26 muestra un esquema de un rodete con aletas curvadas hacia delante.

Figura 26. Perfil de un rodete con aletas curvadas hacia delante.



Los ventiladores son generalmente clasificados por la AMCA (*air moving and conditioning association*) por categorías de acuerdo a los límites de operación en cuanto a presión estática:

Clase I: 3 ¾ pulgadas de presión total máxima (baja presión)

Clase II: 6 ¾ pulgadas de presión total máxima (presión media)

Clase III: 12 ¼ pulgadas de presión total máxima (presión alta)

Clase IV: por encima de 12 ¼ pulgadas (presión alta)

Las presiones están expresadas en pulgadas de columna de agua.

La mayoría de aplicaciones de aire acondicionado de tamaño promedio están dentro de los requisitos de las clases I y II.

3.2.1. Presiones de un ventilador

Al funcionar los ventiladores desarrollan una presión total, la cual está compuesta de dos partes, presión dinámica y presión estática. En determinadas circunstancias alguna de ellas pudiera ser cero.

$$P_T = P_E + P_D$$

3.2.2 Presión estática (P_E)

Es la parte de la presión del aire debida solamente al grado de compresión del mismo. O bien, es la fuerza por unidad de superficie ejercida en todas las direcciones y sentidos, al margen de la dirección y sentido de la velocidad.

La presión estática puede existir sin necesidad que el fluido este en movimiento, ya que todo el fluido ejerce una presión sobre las paredes que lo contienen (ductos, etc.).

Cuando la expresamos como presión manométrica puede ser positiva o negativa, tomando como referencia la presión atmosférica del lugar. Positiva cuando es mayor que la atmosférica y negativa cuando es al contrario.

Dentro de un sistema de ductos debemos tener presión positiva del lado de la descarga del ventilador hasta las rejillas de salida del aire y pudiéramos tener presión negativa en la succión del ventilador.

3.2.3 Presión dinámica (P_D)

Es la parte de la presión debida solamente al movimiento del aire. También podemos decir que la presión dinámica de una corriente de aire es la fuerza por unidad de superficie que equivale a la transformación íntegra de la energía cinética de presión.

La presión dinámica es siempre positiva y se manifiesta únicamente en el sentido de la velocidad.

$$P_D = (DV^2) / 2g$$

P_D = presión dinámica en Lb / pie². (se expresa comúnmente en pulg.
de columna de agua

D = densidad del aire, en condiciones normales = 0.075 Lb / pie³

g = aceleración de la gravedad = 32.2 pies / seg².

V = velocidad del fluido pies / seg.

La presión total del ventilador es la diferencia entre la presión total de salida y presión total en la entrada del ventilador.

Los fabricantes de ventiladores representan las capacidades con curvas de funcionamiento o tablas en las que se puede comparar, para determinados diámetros de rodets o impulsores, los CFM, la presión estática, potencia y eficiencia.

Un factor que influye en las características del ventilador es la densidad del aire en la toma y generalmente se asume en condiciones normales: 0.075 lb /pie³, 70° F y 29.92 pulgadas de mercurio (presión atmosférica al nivel del mar)

Para seleccionar un ventilador, se debe conocer la resistencia total de los ductos y del serpentín de enfriamiento, en forma de presión estática y conocer la cantidad necesaria de aire (CFM).

Algunas relaciones útiles, sí conocemos las presiones en pulgadas de columna de agua.

$$P_D = P_T - P_E$$

$$V = 4005 (P_D)^{1/2} \text{ en pies / minuto.}$$

$$\text{CFM} = VA$$

A = área en pies cuadrados en la salida del ventilador.

V = velocidad del aire dentro del ducto.

3.2.4 Potencia del ventilador

Los HP teóricos requeridos para impulsar en ventilador, es la potencia que se requeriría si no existieran perdidas en él.

La potencia teórica para un ventilador puede calcularse como sigue:

$$HP = (CFM) (P_T) / 6356$$

$$CFM = \text{pies}^3 / \text{minuto de aire}$$

$$P_T = \text{presión total en pulgadas de columna de agua}$$

La potencia al freno es la potencia real por el ventilador. La potencia al freno será mayor que la teórica ya que tomamos en cuenta la eficiencia del ventilador; la eficiencia del ventilador es un dato que debe proporcionar el fabricante.

3.2.5 Eficiencia del ventilador

Cuando ya determinamos la potencia al freno del ventilador, la eficiencia total y la eficiencia estática pueden ser calculadas.

La eficiencia total o eficiencia mecánica es calculada usando la presión total en la siguiente formula:

$$\text{Eficiencia total del ventilador} = (CFM * P_T) / (6356 * \text{potencia al freno})$$

La eficiencia total es la potencia útil dividido la potencia suministrada.

$$\text{Eficiencia estática} = (CFM * P_E) / (6356 * \text{potencia al freno})$$

La eficiencia estática es la potencia estática dividido la potencia suministrada.

La tabla V es parte del catálogo de un fabricante de manejadoras de aire donde muestra datos técnicos como presión estática, potencia, CFM y RPM.

Tabla V. Características de los ventiladores de algunos modelos de Manejadoras marca Dunham Bush.

RPM	CFM										fan model
	ESP	BHP	ESP	BHP	ESP	BHP	ESP	BHP	ESP	BHP	
VCB / HCB 84C											
	2000		2200		2400		2600		2800		SINGLE 10 X 10
1000	0,81	0,75	0,74	0,86	0,66	0,97	0,58	1,07	0,44	1,22	
1100	1,06	0,88	1,01	0,99	0,95	1,13	0,87	1,26	0,77	1,39	
1200	1,32	1,03	1,29	1,15	1,23	1,29	1,17	1,45	1,08	1,61	
1300	1,6	1,18	1,57	1,33	1,54	1,49	1,49	1,65			
VCB / HCB 108C											
	2800		3000		3200		3400		3600		SINGLE 12 X 12
800	0,65	0,91	0,62	1,01	0,58	1,11	0,53	1,22	0,46	1,33	
900	0,9	1,11	0,89	1,22	0,85	1,33	0,83	1,45	0,78	1,58	
1000	1,16	1,33	1,16	1,45	1,14	1,6	1,13	1,72	1,09	1,85	
1100	1,44	1,57	1,44	1,7	1,43	1,86	1,43	2,01	1,42	2,18	
VCB / HCB 125C											
	3100		3300		3500		3700		3900		SINGLE 12 X 12
900	0,92	1,26	0,89	1,39	0,86	1,51	0,81	1,65	0,76	1,8	
1000	1,2	1,51	1,18	1,65	1,17	1,78	1,14	1,93	1,1	2,08	
1100	1,49	1,8	1,48	1,93	1,48	2,09	1,46	2,24	1,45	2,43	
1200	1,8	2,08	1,79	2,24	1,8	2,43	1,8	2,6	1,79	2,8	
VCB / HCB 160C											
	3600		4000		4400		4600		4800		SINGLE 15 X 15
650	0,48	0,97	0,43	1,14	0,36	1,33	0,29	1,43	0,19	1,54	
750	0,74	1,23	0,72	1,42	0,72	1,62	0,69	1,74	0,65	1,86	
850	1,03	1,55	1,01	1,76	1,03	1,98	1,02	2,1	1,01	2,24	
950	1,36	1,92	1,34	2,16	1,36	2,41	1,35	2,53	1,35	2,67	
VCB / HCB 190C											
	3800		4000		4400		4800		5000		SINGLE 15 X 15
700	0,65	1,18	0,61	1,27	0,55	1,47	0,47	1,7	0,38	1,82	
800	0,92	1,47	0,89	1,55	0,88	1,8	0,87	2,02	0,83	2,18	
900	1,23	1,84	1,2	1,96	1,19	2,18	1,21	2,45	1,2	2,59	
1000	1,58	2,24	1,54	2,35	1,53	2,64	1,55	2,92	1,55	3,06	
VCB HCB 220C											
	4600		5000		5400		5800		6200		SINGLE 15 X 15
800	1,08	1,92	1,05	2,18	0,95	2,47	0,79	2,79	0,51	3,12	
900	1,41	2,32	1,42	2,59	1,41	2,9	1,35	3,24	1,21	3,62	
1000	1,74	2,77	1,77	3,06	1,79	3,42	1,79	3,78	1,75	4,21	
1100	2,13	3,32	2,15	3,66	2,17	3,99	2,2	4,4			
VCB / HCB 250C											
	5600		6000		6400		6800		7200		TWIN 15 X 11
600	0,42	1,46	0,4	1,61	0,35	1,77	0,28	1,94			
700	0,69	1,89	0,68	2,06	0,66	2,27	0,63	2,47	0,59	2,67	
800	1	2,43	0,99	2,59	0,97	2,83	0,95	3,06	0,93	3,31	
900	1,34	3	1,33	3,26	1,31	3,49	1,3	3,71	1,28	40,1	
VCB / HCB 320C											
											TWIN 15 X 11
700	0,78	2,67	0,74	2,88	0,66	3,12	0,57	3,38	0,47	3,63	
800	1,12	3,31	1,1	3,55	1,08	3,79	1,05	4,09	1	4,38	
900	1,47	4,01	1,47	4,3	1,46	4,64	1,46	4,95	1,44	5,2	
1000	1,86	4,87	1,85	5,13	1,85	5,54	1,86	5,86	1,86	6,29	
VCB / HCB 380C											
	7600		8400		9200		10000		10800		TWIN 15 X 11
800	1,14	3,55	1,08	4,09	0,96	4,72	0,74	5,36	0,38	6,03	
900	1,51	4,3	1,49	4,95	1,45	5,6	1,35	6,35	1,14	7,18	
1000	1,89	5,13	1,89	5,86	1,89	6,64	1,86	7,43	1,77	8,31	
1100	2,32	6,19	2,32	6,9	2,33	7,7					
VCB / HCB 480C											
	9600		10800		12000		12800		13600		TWIN 15 X 15
850	1,26	4,81	1,22	5,76	1,03	6,84	0,8	7,65	0,48	8,49	
900	1,43	5,27	1,43	6,19	1,31	7,41	1,15	8,24	0,91	9,16	
1000	1,77	6,29	1,82	7,35	1,8	8,5	1,74	9,49	1,62	10,5	
1100	2,15	7,49	2,2	8,58	2,23	9,89	2,23	10,9	2,19	11,94	

Presión estática (ESP) en pulgadas de columna de agua.
Serpentines de 3 columnas.

Fuente: Catálogo de unidades manejadoras de aire para chillers,
1500 – 15000 cfm. Series VCB y HCB marca Dunham- Bush.

4. CIRCUITOS HIDRÁULICOS EMPLEADOS EN LOS SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO

El agua fría que obtenemos del equipo *chiller* debemos hacerla circular hasta las manejadoras de aire por medio de tuberías. El circuito hidráulico debemos de diseñarlo de modo que se suministre el caudal necesario a cada manejadora.

Los componentes básicos de los sistemas hidráulicos son las tuberías principales de conducción de agua, las bombas de agua, los serpentines de enfriamiento, un tanque de expansión de agua, purgadores de aire, válvulas de paso, válvulas de cheque, manómetros, válvulas motorizadas de tres vías en los serpentines de enfriamiento.

4.1. Materiales típicos para las tuberías

Los materiales más comúnmente utilizados son para las tuberías principales de suministro y retorno del agua, tubos de hierro negro cédula 40 o tubo de cloruro de polivinilo (PVC) cédula 40, para conexiones de pequeños fan – coils puede utilizarse tubo flexible de cobre.

4.2. Diseño del circuito de tuberías

Los sistemas de tuberías de agua fría que se utilizan en los sistemas de aire acondicionado tipo central con equipo *chiller* se denominan sistemas tipo cerrado ya que el agua circula sin estar en contacto en ningún punto con la atmósfera.

En los sistemas de tubería de agua fría siempre hay un depósito o tanque de expansión (lo describiremos con más detalle después). Si el tanque de expansión es abierto todo el sistema de tubería se sigue considerando tipo cerrado ya que la exposición con la atmósfera es mínimo.

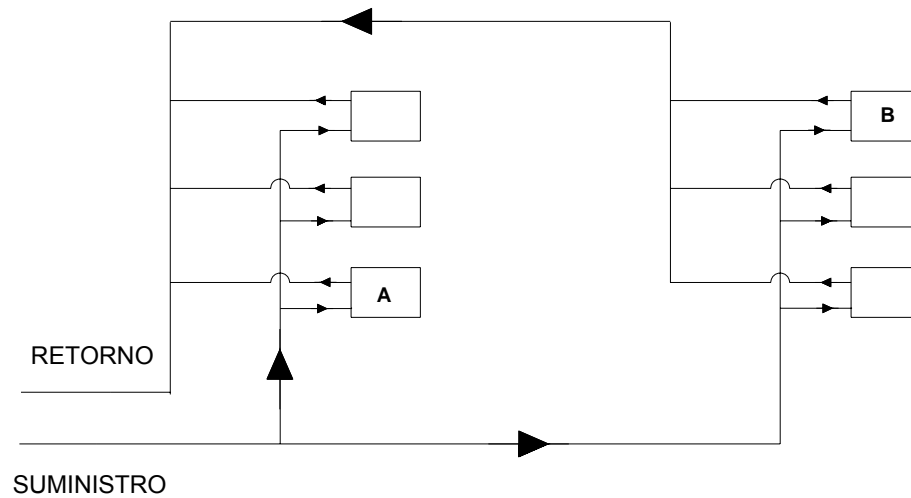
En general, hay dos tipos de diseño de circuitos hidráulicos, ambos utilizan dos tubos principales o cabezales de agua, el de suministro y el de retorno y de éstos cabezales se sacan ramificaciones hacia cada una de las manejadoras que forman parte del sistema de aire acondicionado, la diferencia entre ambos radica en la disposición del retorno de agua, por lo que se les denomina retorno directo y retorno inverso.

En algunas partes del diseño se podría hacer una mezcla de ambos sistemas dependiendo de las necesidades.

4.2.1. Sistema con retorno directo

El sistema está conformado por dos tubos principales de suministro y retorno de agua, el retorno se diseña para que cada manejadora retorne el agua que sale de ellas por el camino más corto. Un ejemplo podemos verlo a continuación.

Figura 27. Diagrama de conexiones hidráulicas con sistema de retorno directo.

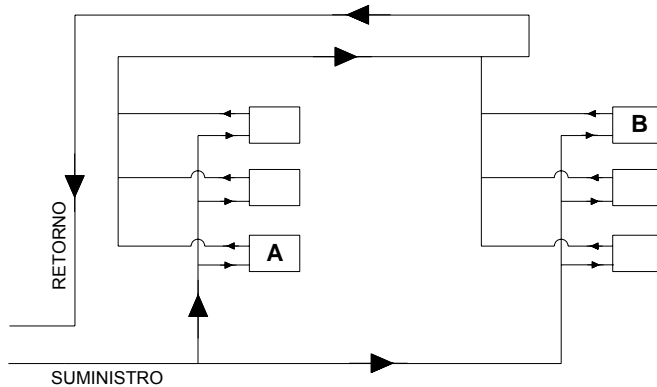


Se puede notar que el circuito de la manejadora A es pequeño, la tubería de suministro y retorno son mucho más corto que los de la manejadora B.

4.2.2. Sistema con retorno inverso

En este sistema se busca que las tuberías de suministro y retorno a cada manejadora sean aproximadamente iguales, por lo que este sistema puede tener mayor cantidad de tubería instalada y su costo es más elevado, un ejemplo de esta disposición podemos verlo en la siguiente figura.

Figura 28. Diagrama de conexiones hidráulicas con sistema de retorno Inverso.



En la figura 28 vemos un esquema con retorno inverso, en este tipo de distribución de tuberías se busca que las distancias de tuberías de suministro y retorno a cada manejadora desde el *chiller* sean algo parecidas.

El sistema de retorno directo no es muy aconsejable usarlo ya que nos provoca desbalances en el caudal de agua, el agua tendería a fluir más por los circuitos más cortos y podríamos tener poco caudal en los circuitos más largos.

Por lo general es más ventajoso usar el retorno inverso, aunque su costo de instalación sea mayor, nos permite tener un mejor balance de caudal a cada una de las manejadoras.

El sistema de retorno directo siempre es desequilibrado y exige utilizar válvulas en cada manejadora para contrarrestar ése efecto, este sistema es más ventajoso en sistemas tipo abierto. Un sistema tipo abierto puede ser las tuberías de suministro y retorno de un condensador enfriador por agua con su torre de enfriamiento.

4.3 Determinación del caudal de agua en todo el sistema

El caudal total que deberá manejar la bomba del sistema es la suma de los caudales que necesitamos en cada una de las unidades de enfriamiento.

En los sistemas de agua fría la temperatura del agua que debe proporcionar el *chiller* varía entre 40 y 50 °F, y generalmente se tienen aumentos de temperatura en el agua de retorno de 5 a 15 °F.

Existe una fórmula que nos ayuda a determinar el caudal de agua en función del calor que tendrá que asimilar y los cambios de temperatura.

$$Q = 500 * \text{gpm} * (t_2 - t_1)$$

Q = la carga de calor que deberá absorber el agua BTU / hr, esta carga de calor es la carga del serpentín que vimos en el capítulo anterior.

gpm = caudal en galones / minuto. (los despejamos de la formula)

t₂ y t₁ = las temperaturas del agua a la entrada y salida del serpentín.

4.4 Determinación de la carga de la bomba

Como la red de tubería en este caso es un sistema cerrado no tenemos cambio neto de elevación, el cambio de velocidad en la entrada y la salida es cero, entonces la carga total de la bomba es igual a la pérdida de presión por fricción en todo el circuito.

4.5. Pérdidas de presión por fricción (H_f)

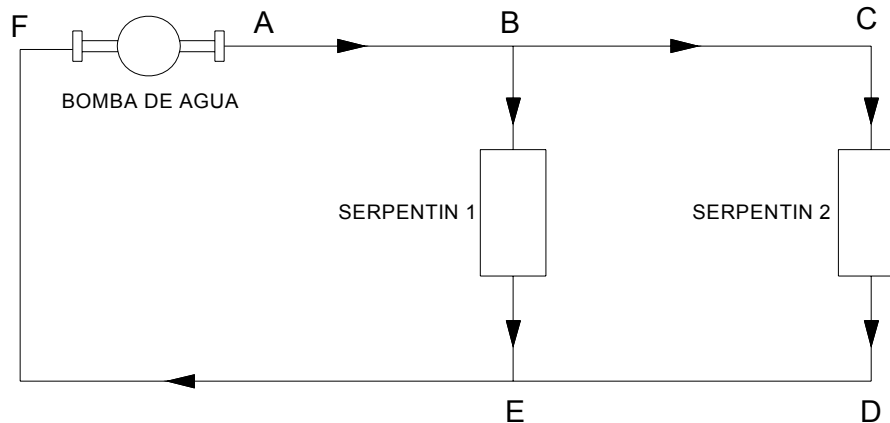
$$H_f = f (L/D) (V^2 / 2g)$$

h_f = pérdida por fricción en la tubería, puede calcularse por los métodos en que se utiliza diagrama de Moody, Re, etc. Pero para este caso ya existen gráficas como la que se muestra en la figura 30 que relaciona el caudal, la pérdida de presión por cada 100 pies de tubería, diámetro de tubería. Y los valores pueden ser calculados más rápidamente.

Podemos utilizar los siguientes pasos para encontrar H_f .

1. Hacer un dibujo del tendido de tubería con longitudes, accesorios (codos, válvulas, Tee, serpentines, etc.)
2. Debemos tomar en cuenta que la caída de presión entre dos puntos de un circuito, y que del punto uno al dos podemos llegar por varias vías, la caída de presión será la misma, aunque podamos calcularla por cualquier vía.

Figura 29. Ejemplo del trazo de conexiones hidráulicas para determinar el camino más largo para calcular la caída de presión



En teoría, la caída de presión entre el punto A y el punto F es la misma ya sea que la calculemos sumando todas las pérdidas por la trayectoria ABEF o por la trayectoria ABCDEF.

Sin embargo se recomienda calcular la caída de presión siempre por el camino más largo.

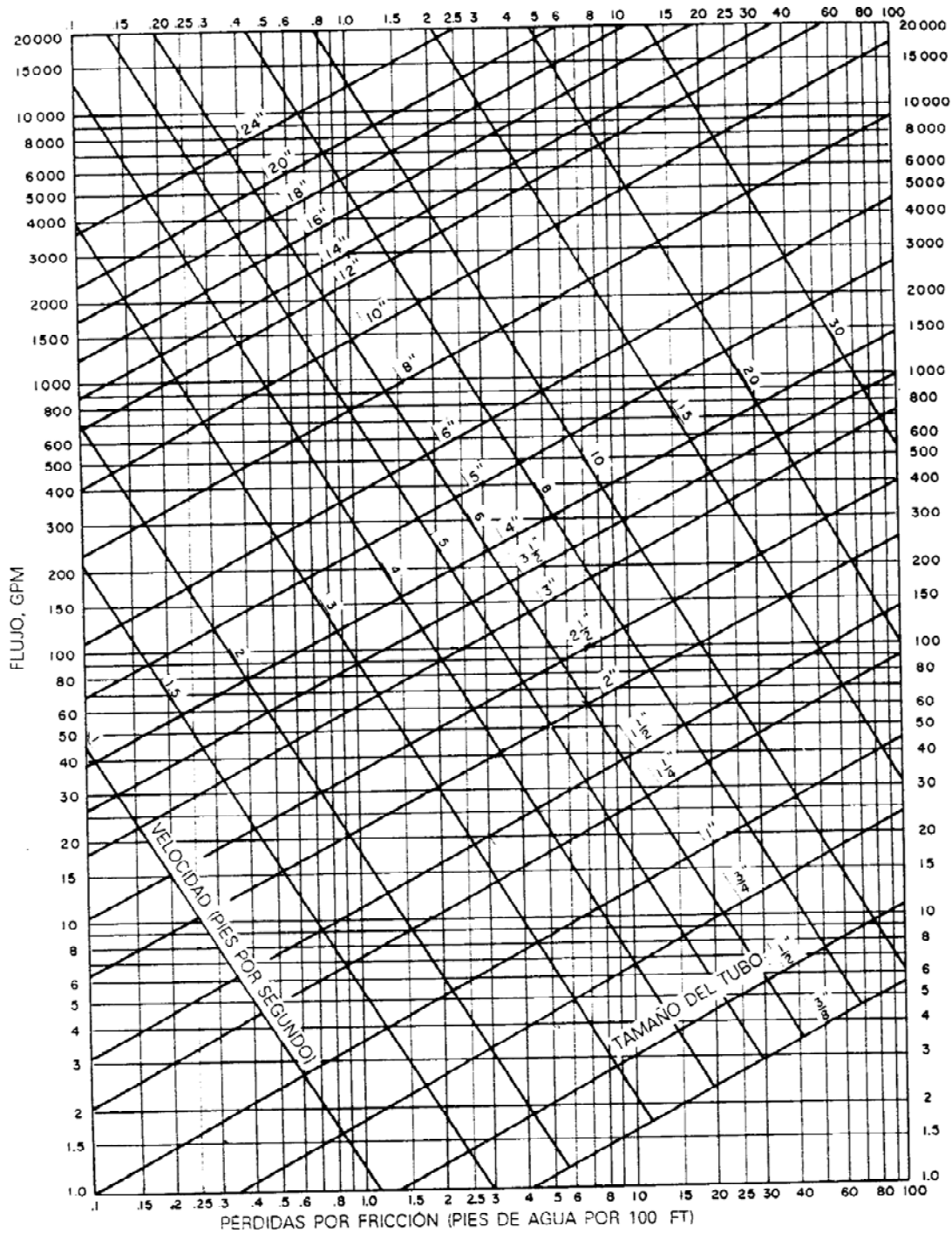
3. La información sobre la caída de presión en aparatos como los serpentines de enfriamiento se obtienen directamente de los catálogos de los fabricantes. Por ejemplo podemos ver la tabla IV en el capítulo 3, la columna h_f (caída de presión)

4. La caída de presión en tramos de tubería la podemos calcular con la gráfica de la figura 30 en la siguiente página, debemos conocer flujo de agua, y diámetro de tubo.

5. la caída de presión por accesorios se puede calcular con la tabla VI, debemos conocer tipo de accesorio y para que diámetro de tubería.

6. la suma de todas las pérdidas por fricción es la caída de presión total del circuito, en pies de agua. Este valor es la carga total de la bomba.

Figura 30. Pérdida de fricción en tuberías de acero al carbón cédula 40 sistemas cerrados



Fuente: Acondicionamiento del aire, principios y sistemas de Edward G. Pita

Tabla VI. Longitud equivalente, en pies de tubo, por accesorios.

Accesorio	Tamaño nominal de tubo (pulgadas)												
	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10
Codo 45°	0.8	0.9	1.3	1.7	2.2	2.8	3.3	4.0	5.5	6.6	8.0	11.0	13.2
Codo normal 90°	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0
Codo 90° radio largo	1.0	1.4	1.7	2.3	2.7	3.5	4.2	5.2	7.0	8.4	10.4	14.0	16.8
Válvula compuerta	0.7	0.9	1.0	1.5	1.8	2.3	2.8	3.2	4.5	6.0	7.0	9.0	12.0
Válvula de globo abierta	17	22	27	36	43	55	67	82	110	134	164	220	268
Válvula de ángulo abierta	7	9	12	15	18	24							
Te flujo recto	3	4	5	7	9	12	14	17	22	28	34	44	56
Val. Retención horizontal	6	8	10	14	126	20	25	30	40	50	60	80	100
Te de flujo recto	1.6	2.0	2.6	3.3	4.3	5.5	6.5	8.0	11.0	13.0	16.0	22.0	26.0
Válvula de ángulo para radiador		5	5	5	5								
Te divergente		20	14	11	12	14	14	14					
Válvula de retención de flujo		27	42	60	63	83	104	125	126				
Purgador de aire		2	3	4	5	7	8	13	15				

Fuente: Acondicionamiento del aire, Principios y sistemas de Edward G. Pita.

4.6 Algunos criterios para seleccionar los diámetros de tubería

1. Calcular los caudales de agua en cada tramo de tubería, tomando en cuenta los caudales necesarios en cada serpentín, ver ecuación para caudales en serpentines descrita anteriormente.

2. La pérdida por fricción debe ser entre 1 y 5 pies de agua por cada 100 pies de tubo.
3. La velocidad en la tubería principal no debe ser mayor de 4 a 6 pies por segundo en sistemas pequeños, o de 8 a 10 en sistemas mayores
4. Calcular el diámetro de tubo para las tuberías principales.
5. Calcular los diámetros de tubo para los circuitos de los serpentines. Si se tiene una reducción muy grande de caudal, utilizar un tubo inmediato inferior al que se encontró con la tabla. No permitir que la velocidad sea menor que 1.5 a 2 pies por segundo para evitar asentamiento de tierra o burbujas de agua.
6. Verificar cual es el circuito más largo desde la bomba y calcular la caída de presión en ese circuito, comprobar que la caída de presión esta dentro de los límites permitidos (entre 1 y 5 pies de agua por cada 100 pies de tubo).

El anterior método se denomina método de la fricción igual.

4.7. Potencia de la bomba

El trabajo útil de la bomba es la cantidad de agua bombeada en un periodo de tiempo multiplicado por la carga desarrollada por la bomba y la expresamos en caballos de fuerza de agua (WHP)

$$\text{WHP} = (Q * H) / 3960$$

Q = capacidad de la bomba en gpm

H = carga total de la bomba, en pies de columna de agua

La fuerza para mover la bomba generalmente la determinamos en caballos de fuerza y es la potencia que recibe la bomba, que llamamos potencia al freno (BHP).

Cuando calculamos la potencia al freno debemos conocer la eficiencia de la bomba, que la encontramos en las curvas características de la bomba a un determinado caudal y carga total.

$$\text{BHP} = (Q * H) / (3960 * \eta)$$

η = eficiencia mecánica de la bomba

4.8 Ejemplo de un diseño hidráulico para un sistema de aire acondicionado central con *chiller*

Para tener más claro el procedimiento de calcular los diámetros de tuberías en el circuito hidráulico, el caudal total que deberá manejar la bomba de agua y la carga total que tendrá que vencer, veremos un ejemplo.

Tenemos un pequeño edificio de tres niveles, figuras 31, 32, 33, 34 y 35 con diversas áreas que debemos climatizar utilizando un sistema central de aire acondicionado

En el Edificio se colocarán 6 manejadoras marca Dunham Bush modelo VCB 125 C, las características de éstas manejadoras podemos verlas en la tabla IV.

Se colocan 2 manejadoras en cada nivel y según el nivel en que se encuentran se denominan manejadoras 1A y 1 B para las del primer nivel, 2A y 2B para las de segundo nivel, 3A y 3B para las del tercer nivel (ver figuras 31 a 35). Sobre la terraza del edificio, figura 31, está ubicado el *chiller* y la bomba de agua.

En este ejemplo usaremos el sistema de conexión hidráulica con retorno inverso y mediremos las distancias de tubería desde la salida de la bomba hasta la succión de ésta para cada circuito de cada manejadora, en los figuras 31 a 35 están dibujadas las manejadoras en cada nivel, el *chiller*, la bomba y las tuberías de suministro y retorno de agua, todo esta dibujado a escala 1: 125

En las figuras mencionados arriba, se dibujo la tubería en mención y para dividirla por tramos, se les colocó letras en diferentes puntos.

Paso 1:

Medir los circuitos de cada manejadora desde la bomba y compararlos para ver cual circuito es más largo. Las dimensiones de los circuitos de todas las manejadoras van desde la salida de la bomba hasta la succión de ésta.

Esos datos los agruparemos en las siguientes tablas:

Tabla VII. circuito manejadora 3A

TRAMO	METROS	PIES
ABC	21,5	70,52
CD	1,2	3,936
DD1	4,9	16,072
D2 I	5,7	18,696
IJGK	15,8	51,824
KH	8,8	28,864
TOTAL	57,9	189,912

Tabla VIII. circuito manejadora 3B

TRAMO	METROS	PIES
ABC	21,5	70,52
CD	1,2	3,936
DD3	11	36,08
D4I	10,4	34,112
IJGK	15,8	51,824
KH	8,8	28,864
TOTAL	68,7	225,336

Tabla IX. circuito manejadora 2A

TRAMO	METROS	PIES
ABC	21,5	70,52
CD	4,3	14,104
ED ₁	4,9	16,072
E ₂ J	5,7	18,696
JGK	12,8	41,984
KH	8,8	28,864
TOTAL	58	190,24

Tabla X. circuito manejadora 2B

TRAMO	METROS	PIES
ABC	21,5	70,52
CE	4,3	14,104
EE ₃	11	36,08
E ₄ J	10,5	34,44
JGK	12,8	41,984
KH	8,8	28,864
TOTAL	68,9	225,992

Tabla XI. circuito manejadora 1A

TRAMO	METROS	PIES
ABC	21,5	70,52
CF	7,4	24,272
FF ₁	4,9	16,072
F ₂ G	5,7	18,696
GK	9,7	31,816
KH	8,8	28,864
TOTAL	58	190,24

Tabla XII. circuito manejadora 1B

TRAMO	METROS	PIES
ABC	21,5	70,52
CE	7,4	24,272
FF ₃	19,6	64,288
F ₄ G	20,9	68,552
GK	9,7	31,816
KH	8,8	28,864
TOTAL	87,9	288,312

Usando el sistema de tendido de tubería con retorno inverso vemos que las distancias desde la bomba para todas las manejadoras son parecidas, lo que nos dará un sistema más balanceado que uno con sistema de retorno directo.

Paso 2

Determinar los diámetros de tubería para cada tramo, en la figura 36 vemos la distribución de caudales de agua para cada manejadora, éstos caudales son datos del fabricante, ver tabla IV. El caudal total que debe manejar la bomba es la suma de los caudales para cada manejadora, En este caso el caudal total de la bomba es $6 * 23 = 138$ gpm.

La gráfica 30 nos proporciona para un determinado diámetro de tubería con un determinado caudal de agua, una pérdida por fricción en pies de agua por cada 100 pies de tubería.

El trabajo que corresponde ahora es seleccionar un diámetro apropiado para cada tramo de tubería tratando de mantener los siguientes límites de pérdida de fricción y velocidades de agua dentro de las tuberías.

A- la pérdida por fricción debe estar entre 1 y 5 pies de agua /100 pies de tubería

B- la velocidad en las tuberías principales debe estar entre 4 y 6 pies/ seg.

C- la velocidad en circuitos derivados no debe ser mayor a 4 pies / seg.

Tramo ABCD

Caudal 138 gpm

Longitud total 71.72 pies

La velocidad dentro de la tubería se calculará con la siguiente formula

$$V = 0.4085 \text{ gpm} / d^2$$

V = velocidad del agua dentro de la tubería en pies / segundo

gpm = galones de agua por minuto

d = diámetro del tubo en pulgadas

De la gráfica 30 tenemos algunas alternativas de diámetro para este tramo

Diámetro (pulg)	Pérdida (pies / 100)	Velocidad (pies/seg.)
3	3.5	6.26
3 ½	1.75	4.6

Con el diámetro de tubo de 3 ½ tenemos una pérdida de fricción pequeña y la velocidad del agua queda dentro de un rango aceptable, por lo que para el tramo ABCD usaremos tubo de 3 ½ pulgadas de diámetro.

Tramo DE

Caudal 92 gpm

Longitud total 9.84 pies

Diámetro (pulgadas)	Pérdida (pies /100)	Velocidad (pies /seg.)
3 ½	1	3.06
3	2	4.18
2 ½	6	6.013

El tramo DF es parte del cabezal principal del sistema, para mantener una pérdida por fricción parecida al primer tramo, manteniendo la velocidad del agua dentro de los parámetros seleccionamos un diámetro de 3 pulgadas.

Tramo EF

Caudal 46 gpm

Longitud 9.84 pies

Diámetro (pulg)	Pérdida (pies / 100)	Velocidad (pies/seg.)
2 ½	1.7	3
2	5	4.69

Seleccionamos un diámetro de tubería de 2 ½, con el tubo de 2 la pérdida por fricción es muy grande.

Tramo IJ

Caudal 46 gpm

Longitud 9.84

Las características de este tramo son iguales a las del tramo EF por lo que seleccionamos también un diámetro de tubería de 2 ½ pulgadas para éste tramo.

Tramo JG

Caudal 92 gpm

Longitud 9.84

Este tramo tiene características similares al tramo DE por lo que le seleccionamos un diámetro de 3 pulgadas.

Tramo GKH

Caudal 138 gpm

Longitud 61 pies

Este tramo es de características similares al tramo ABCD, entonces usaremos un diámetro de tubería de 3 ½ pulgadas

Los tramos de derivación para las 6 manejadoras, todos manejan caudales de 23 gpm, el diámetro de la tubería de suministro y retorno de agua son iguales todos, se calcularán juntos.

Diámetro (pulgadas)	Pérdida (pies /100)	Velocidad (pies /seg.)
2	1	2.34
1 ½	4	4.17
1 ¼	8	6.013

Seleccionamos diámetro de tubería de 2 pulgadas, y corresponde para todo los circuitos derivados:

DD₁ D₂ I, DD₃D₄I, EE₁E₂J, EE₃E₄J, FF₁F₂G, FF₃F₄G.

Paso 3

Calcular la pérdida por fricción de todo el circuito lo que nos dará la carga total que debe vencer la bomba.

La pérdida total por fricción la calculamos sumando las pérdidas de fricción por cada uno de los tramos que identificamos anteriormente y recordando que la pérdida que encontramos es por cada 100 pies de tubería.

Por ejemplo el tramo ABCD tiene una longitud total de 71.7 pies y encontramos una pérdida por fricción (h_f) de 1.75 pies de agua por cada 100 pies de tubería

Entonces para el tramo ABCD tomando en cuenta solo la longitud tendríamos una pérdida por fricción de:

$$71.7 * 1.75 / 100 = 1.25 \text{ pies}$$

El mismo procedimiento con todos los tramos que se identificaron y la sumatoria representa la pérdida por fricción debida a la tubería.

También se calcularán las pérdidas menores o por accesorios, cada accesorio representa una longitud equivalente más al circuito, luego esta longitud equivalente se suma a la longitud total del tramo al que pertenece y se calcula la pérdida por fricción incluyendo todos los accesorios.

Por ejemplo el tramo ABCD tiene 4 codos a 90° cada uno, el diámetro de éste tramo es de $3 \frac{1}{2}$ pulgadas, en la tabla VI buscamos la longitud equivalente para codo a 90° , leemos 9.5 pies.

En el tramo ABCD tiene una longitud equivalente debida a los 4 codos de:

$$4 * 9.5 = 38 \text{ pies}$$

A esos 38 pies por codos le calculamos su pérdida por fricción recordando tienen un diámetro de $3 \frac{1}{2}$ pulgadas y su pérdida por fricción es también de 1.75 pies de agua por cada 100 pies de tubería

$$38 * 1.75 / 100 = 0.66 \text{ pies}$$

Entonces el tramo ABCD tiene una pérdida por fricción debida a la longitud y los codos de $0.66 + 1.25 = 1.91$ pies, pero en el tramo ABCD también hay tees y otros tramos tienen válvulas. De la misma forma se calcula todo el circuito que formamos, tomando en cuenta las longitudes, válvulas, codos, tees y los serpentines de cada manejadora.

El resumen del calculo de pérdida por fricción en todo el circuito hidráulico se encuentra en la tabla XIII y en ella calculamos una pérdida total por fricción de 107.7 pies, esto representa la altura de la bomba o la carga total de la bomba.

Paso 4

En este paso calcularemos la potencia de la bomba (WHP), usando los datos que ya calculamos anteriormente.

$$\text{WHP} = (\text{gpm} * H_f) / 3960$$

El caudal total del circuito es la suma de los caudales requeridos por todos los serpentines de las manejadoras, estamos instalando 6 manejadoras Dunham – Bush modelo VCB 125 C cada una.

En la tabla IV vemos que éstas manejadoras necesitan un flujo de agua de 23 gpm cada una, en las 6 manejadoras tendríamos un caudal total de $23 * 6 = 138$ gpm

Entonces tenemos:

$$Q = 138 \text{ gpm}$$

$$H_f = 107.7 \text{ pies de agua}$$

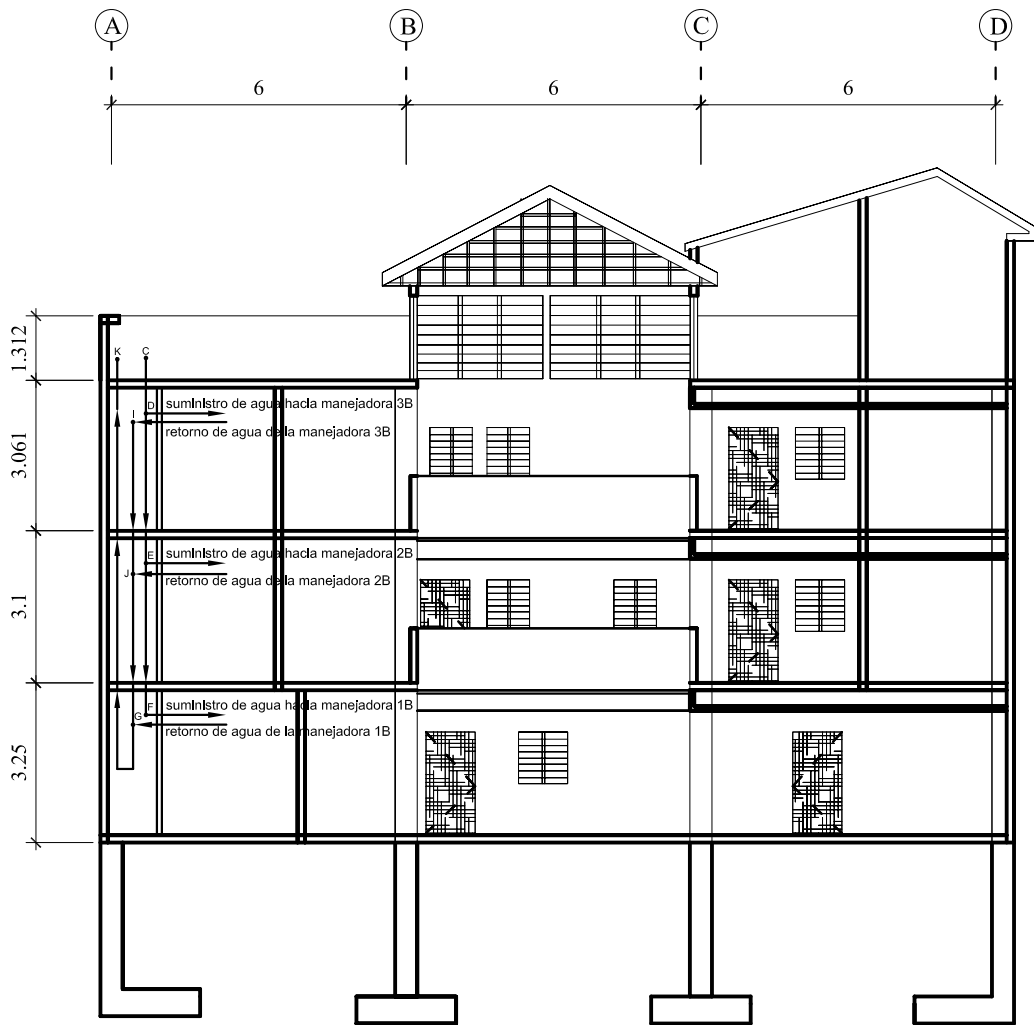
$$\text{WHP} = (138 \text{ gpm}) (107.7 \text{ pies de agua}) / 3960$$

$$\text{WHP} = 3.75$$

Los 3.75 WHP representa la potencia de agua o líquido, para calcular la potencia al freno de la bomba debemos conocer la eficiencia de la bomba, dato que proporciona el fabricante y se calcula así:

$$\text{BHP} = 3.75 / \eta_{\text{bomba}}$$

Figura 31. Plano de la sección transversal del edificio para el ejemplo hidráulico



SECCIÓN TRANSVERSAL
 escala 1/150 primer nivel

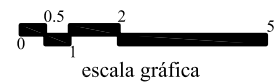
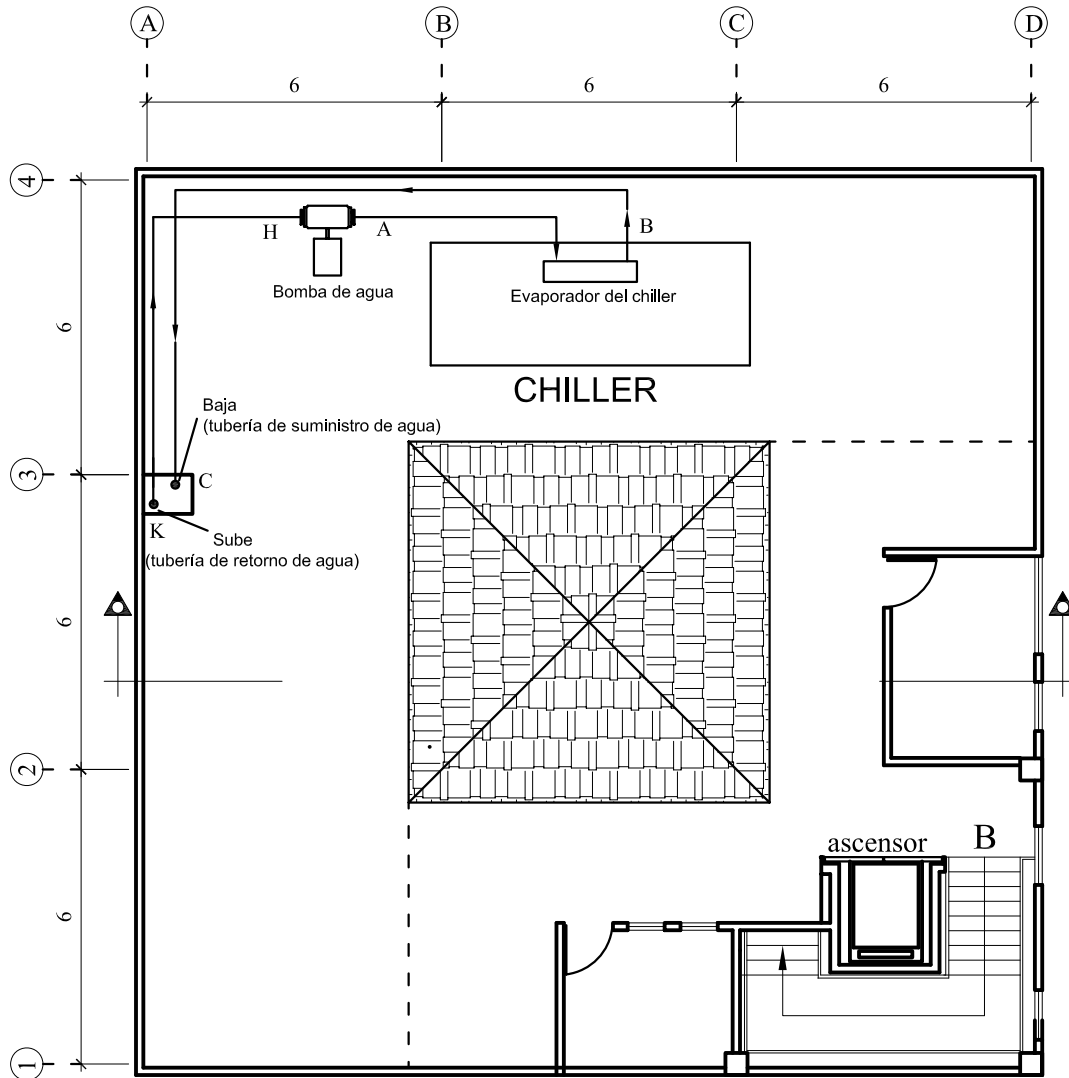


Figura 32. Plano de la planta de la terraza del edificio para ejemplo hidráulico.



PLANTA DE DISTRIBUCIÓN
cuarto nivel. Escala 1: 150

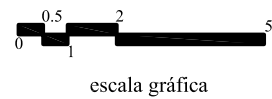
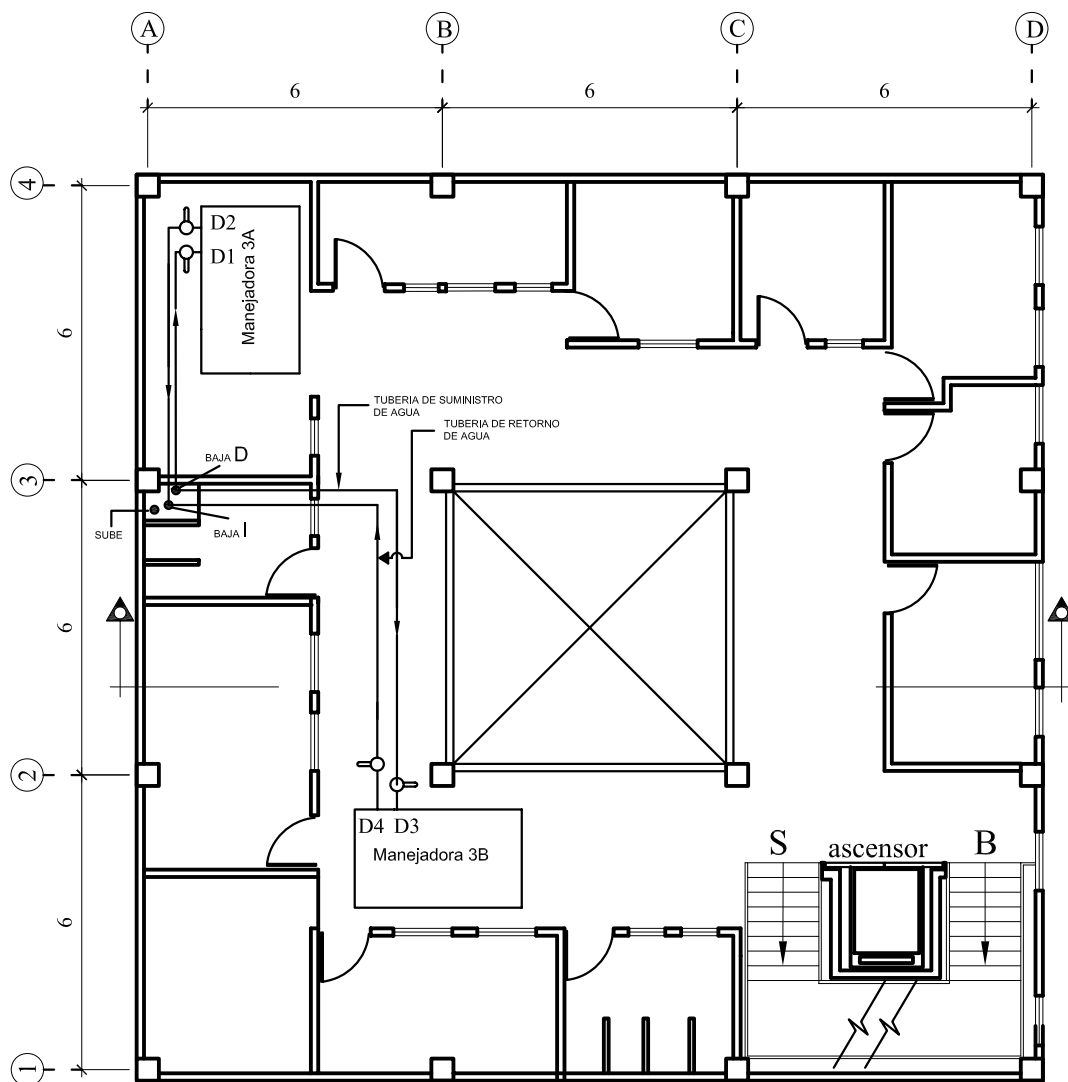


Figura 33. Plano de la planta del tercer nivel del edificio para ejemplo hidráulico.



PLANTA DE DISTRIBUCIÓN
tercer nivel. Escala 1: 150

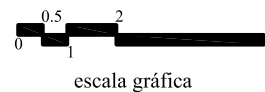
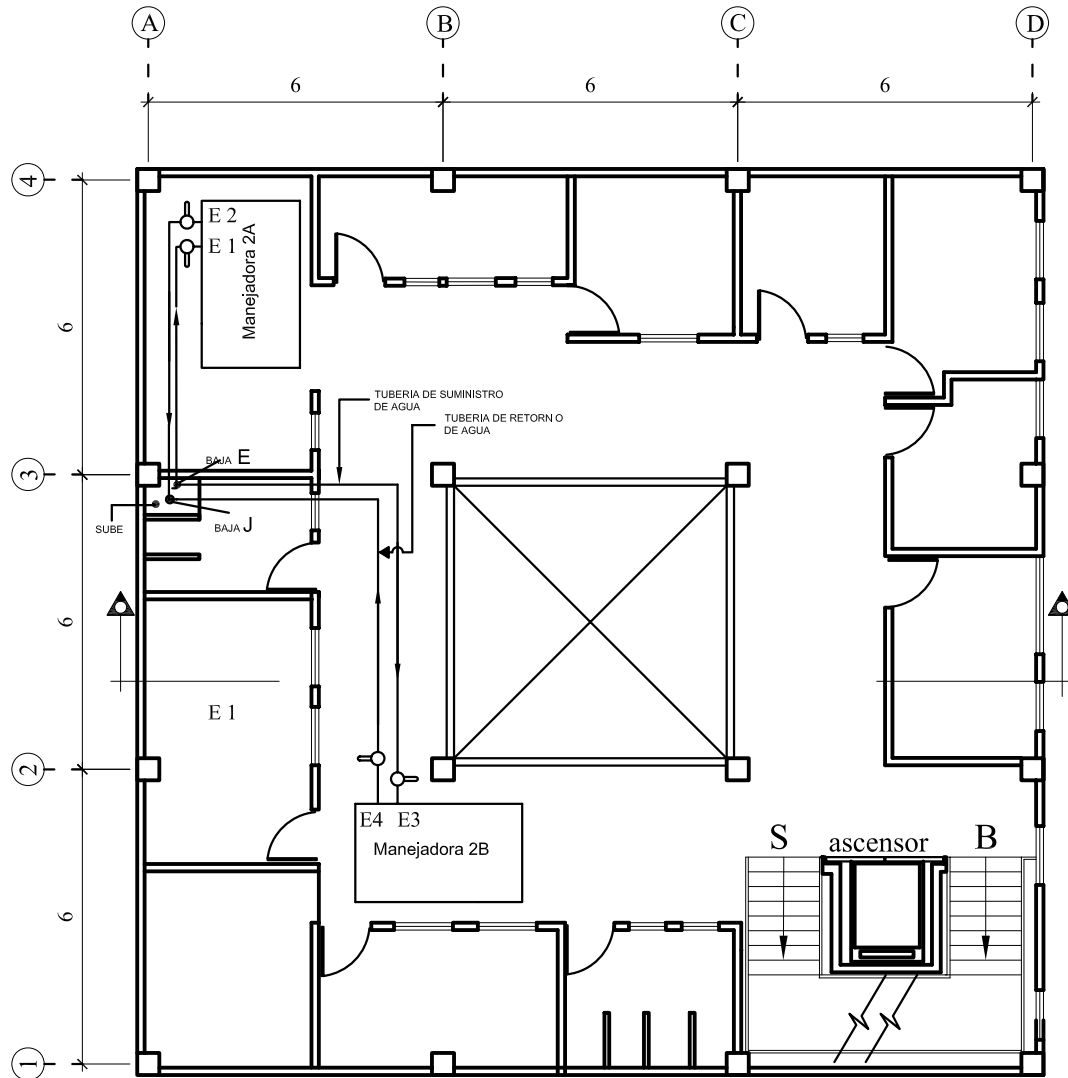


Figura 34. Plano de la planta del segundo nivel del edificio para ejemplo hidráulico.



PLANTA DE DISTRIBUCIÓN
segundo nivel. Escala 1: 150

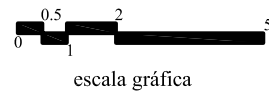
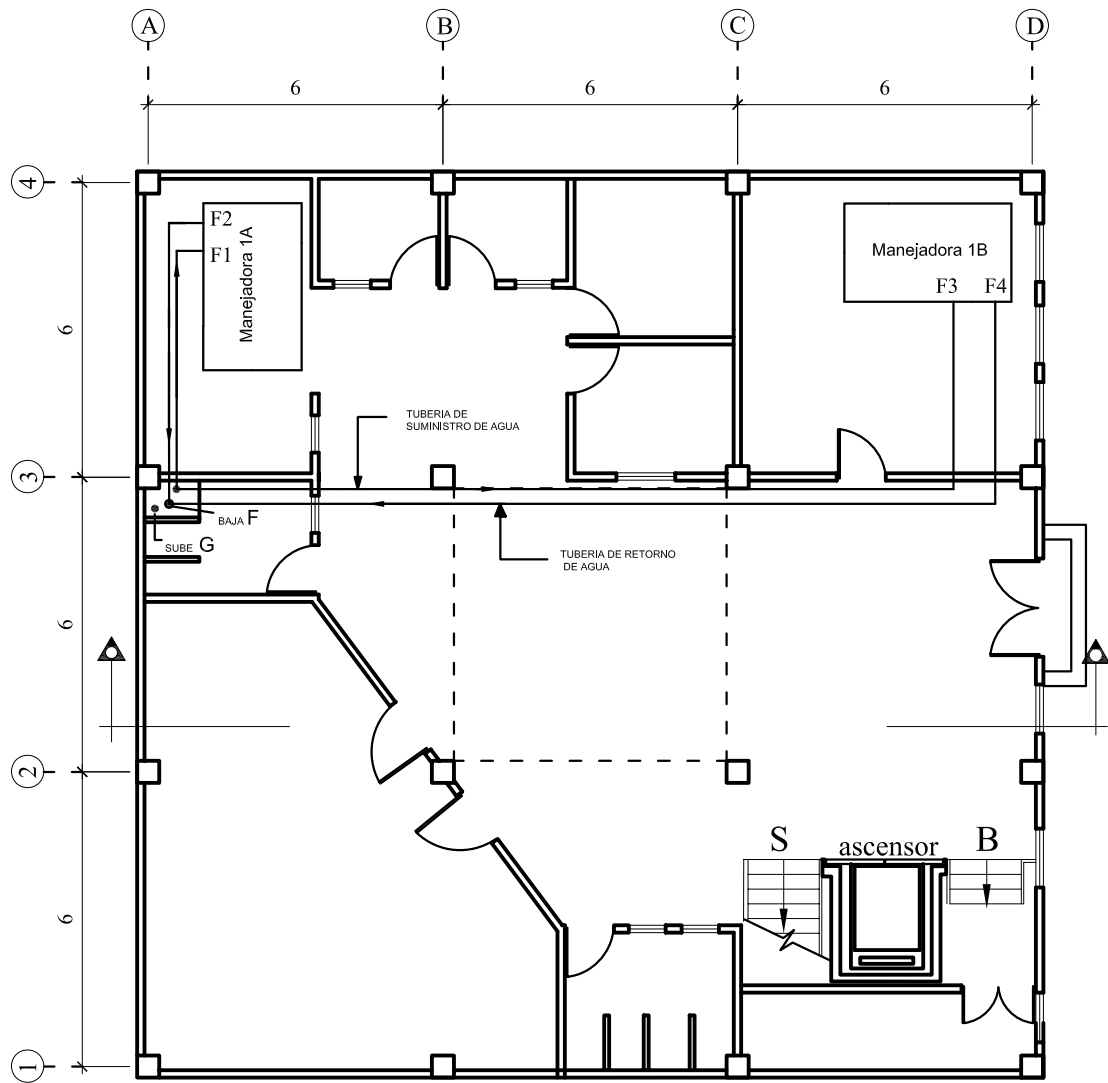


Figura 35. Plano de la planta del primer nivel del edificio para el ejemplo hidráulico.



PLANTA DE DISTRIBUCIÓN

escala 1/150

primer nivel

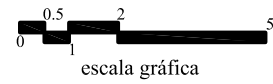


Figura 36. Esquema de distribución de caudales de agua para cada manejadora.

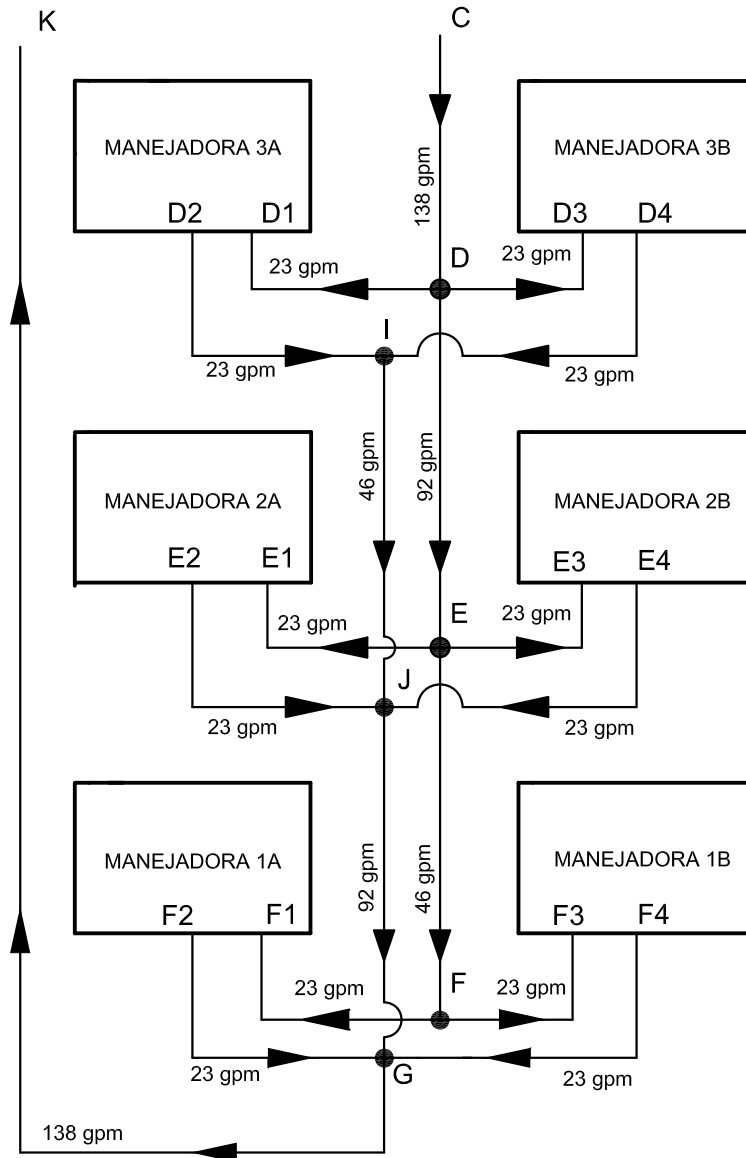


Tabla XIII. Resumen de datos para calcular pérdida por fricción

Tramo	diámetro pulgadas	caudal gpm	longitud pies	#codos 90°	long.equiv c/codo	log total por codos	# válvulas	long.equiv c/válvula	long. Total por vál.	# tee	long.equiv c/tee	long.total por tees	long. Total
ABCD	3 1/2	138	71,7	4	9,5	38				2	19,5	39	148,7
DE	3	92	9,84										9,84
EF	2 1/2	46	9,84							2	14	28	37,8
IJ	2 1/2	46	9,84							2	14	28	37,8
JG	3	92	9,84							2	17	34	43,8
GKH	3 1/2	138	61	4	9,5	38				2	19,5	39	138
*	2	23	115,11	2	5,5	11	2	2,3	4,6				130,7
**	2	23	140,4	2	5,5	11	2	2,3	4,6				156
***	2	23	132,5	2	5,5	11	2	2,3	4,6				148

hf p/c 100mt	HF total pies
1,75	2,6
2	0,2
1,7	0,6
1,7	0,6
2	0,9
1,75	2,4
1	1,3
1	1,6
1	1,5
	96,0
HF total	107,7

NOTAS:

- 1- las longitudes equivalentes por accesorio para un determinado diámetro las encontramos en la tabla # VI,
- 2- las válvulas en cada manejadora son de compuerta abierta,
- 3- la longitud total en cada tramo es la longitud del tendido de tubería más el equivalente por los accesorios,
- 4- la hf representa la pérdida por fricción en tubería por cada 100 pies y se tomaron de la gráfica # 30,
- 5- la HF total por cada tramo se calculó así: HF= hf *long total /100,
- 6- la pérdida de presión en pies de los serpentines de cada manejadora se tomaron de la tabla # IV (modelo VCB 125 C)

* todas las manejadoras A

** manejadoras 3B y 2B

*** manejadora 1B

**** pérdida de presión por los 6 serpentines.

CONCLUSIONES

1. En los sistemas de refrigeración el proceso de absorción de calor dentro del evaporador se lleva a cabo a presión constante, idealmente el refrigerante entra a éste en forma de líquido saturado y sale en forma de gas saturado a una determinada presión, la diferencia de entalpías en estos puntos debería ser el calor latente del refrigerante a esa presión. En la práctica una parte del refrigerante líquido empieza a evaporarse en la válvula de expansión absorbiendo calor de él mismo. Este fenómeno se debe al proceso de expansión que experimenta el refrigerante ya que se encontraba a una alta presión en el condensador y en la válvula de expansión llega a la presión del evaporador, bastante más baja.
2. El fenómeno que se describió arriba se le conoce como *flash gas*; cuanto más refrigerante se evapora en la válvula de expansión la eficiencia del ciclo disminuirá, una forma para reducir este problema es tratando de bajar la temperatura del refrigerante en la línea de líquido antes de llegar a la válvula de expansión sin suministrar energía extra para esto. Una forma de realizar lo anterior es utilizando un intercambiador de calor entre la línea de refrigerante líquido y la tubería de succión del compresor, con esto se puede bajar un poco la temperatura del refrigerante líquido y subir la del vapor en la succión ayudando a evitar la entrada de refrigerante líquido al compresor.

3. En cuanto a las presiones de trabajo de un sistema de refrigeración, para que opere más eficientemente, la presión en el condensador debería ser lo más bajo posible y la presión en el evaporador lo más alto posible.
4. Un sistema de aire acondicionado central es más eficaz cuando se utiliza un método de enfriamiento indirecto, con agua fría hasta los serpentines de las manejadoras, que utilizar un sistema de enfriamiento directo, con gas refrigerante hasta las manejadoras, ya que cuanto más lejos estén localizadas éstas del *chiller*, los compresores realizarán trabajo extra de bombeo de refrigerante.
5. Los equipos *chillers* de enfriamiento de agua tienen una capacidad de trabajo máxima, pero pueden variar su carga de entrega en diferentes momentos dependiendo de la potencia que le sea requerida en diferentes momentos del día, por esto la potencia máxima esta dividida en varios compresores que pueden trabajar desde solo uno o todos juntos, según la carga de calor que se tenga. Cada compresor también puede variar su capacidad de trabajo usando todos sus cilindros o solo algunos según sea el caso.

6. Siempre se debe evitar que alguna parte de refrigerante líquido regrese al compresor, cuando el compresor esta trabajando corremos el peligro de dañar partes mecánicas como las válvulas o los pistones. Cuando éste está parado el refrigerante líquido se mezcla fácilmente con el aceite del compresor bajando mucho el nivel en el carter cuando arranca de nuevo. Para el primer caso debe graduarse correctamente la válvula de expansión a manera de mantener unos 10 grados de sobrecalentamiento en el refrigerante a la salida del evaporador y hacer un buen intercambio de calor con las líneas de refrigerante líquido y la succión del compresor. Para el segundo caso el apagado *pump down* del compresor es una buena forma de evitar regreso de refrigerante líquido al carter del compresor cuando éste acaba de parar.

7. Los serpentines de enfriamiento de manejadoras se construyen de diferentes áreas, de dos o tres capas (columnas de tuberías unas detrás de las primeras) todo dependiendo de las condiciones para las que se requiera. Los datos que debemos calcular para seleccionar un serpentín son: el calor total que debe absorber, la temperatura del agua y de cuantas capas se requiere, para el número de capas se debe conocer el factor de contacto, fc , y la temperatura superficial TSE luego utilizar tablas como la III.

8. En el diseño de circuitos hidráulicos para el agua de suministro y de retorno para cada manejadora, en sistemas cerrados como son los sistemas de aire acondicionado por medio de agua fría es más conveniente utilizar el sistema de retorno inverso que el de retorno directo, ya que se obtendrá una mejor distribución de caudales de agua para cada manejadora.

RECOMENDACIONES

1. Es bueno hacer notar que básicamente el trabajo se basó con equipos *chillers* reciprocantes, pero muchas unidades ahora pueden incluir otros tipos de compresores como los tipo *scroll*, los de tornillo o los centrífugos; por lo que sería bueno hacer un estudio de las ventajas de estos compresores para instalaciones de mediana capacidad.
2. Hay *chillers* que trabajan con el ciclo de refrigeración por absorción, que es completamente diferente al ciclo por compresión de vapor, las instalaciones de aire acondicionado que se describieron en este trabajo se basan en el de compresión de vapor. Sería interesante hacer una comparación entre estos dos tipos de *chillers* y comparar las ventajas de uno sobre otro.
3. Los fabricantes de equipos mecánicos como los *chillers* siempre están modificando sus equipos a manera de hacerlos más eficientes, con los *chillers* son los sistemas de control como el control de capacidad, los dispositivos de medición de temperatura y otros los que han cambiado y apuntan cada vez más al uso de equipo electrónico, por lo que es muy importante mantenerse actualizado en las nuevas tecnologías como los controladores lógicos programables (PLC).
4. En las instalaciones de aire acondicionado, el aire es conducido por medio de ductos, por lo que es necesario manejar la mecánica para el correcto diseño.

BIBLIOGRAFÍA

1. Air conditioning and refrigeration institute. Refrigeración y aire acondicionado. Colombia: Prentice Hall, inc. 1979. 873pp.
2. Althouse y otros. Modern refrigeration and air conditioning. Illinois: The Goodherart – Willcox company, inc. 2000. 1211pp.
3. ASHRAE. Fundamentals and equipment. Wisconsin: George Banta co. inc. 1961. 880pp.
4. Carrier. Installation, star-up and service instructions, reciprocating liquid chillers 30GA085. 14pp.
5. Carrier. Manual de aire acondicionado. España: Maracombó. 1986. 664pp.
6. Dossat, Roy. Principios de refrigeración. México: CECSA, 1997. 594 pp.
7. Pita Edwards. Acondicionamiento del aire, principios y sistemas. 2da ed. México: CECSA.
8. The Trane Company. Trane air conditioning manual. USA: Mcgrill / Jensen, inc. 1967. 455pp.

