

UNIVERSIDAD DON BOSCO
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

UNIVERSIDAD DON BOSCO
BIBLIOTECA CENTRAL
"RAFAEL MEZA AYAU"
CIUDADELA DON BOSCO
SOYAPANGO, EL SALVADOR



**"SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION
PARA SER UTILIZADO EN UNA LINEA DE
PRODUCCION DE AIRE COMO SECADOR"**

PRESENTAN:

ROMEO AMILCAR MONTOYA LOPEZ
RENATO VELASCO DUBON

PREVIA OPCION AL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO

SOYAPANGO, 09 DE NOVIEMBRE DE 1995.

UNIVERSIDAD DON BOSCO

**Pbro. y Lic. Heriberto Herrera, Sdb
Presidente.**

**Pbro. Salvador Cafarelli, Sdb
Director**

**Pbro. y Lic. Pierre Muyschondt, Sdb
Secretario General de la Universidad**

**Ing. Federico Miguel Huguet
Rector**

**Ing. José Miguel Hernández
Decano de la Facultad de Ingeniería**

TRABAJO DE GRADUACION

**"SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION
PARA SER UTILIZADO EN UNA LINEA DE
PRODUCCION DE AIRE COMPRIMIDO
COMO SECADOR"**

ASESOR

ING. FRANCISCO DELEON

JURADO

ING. MARIO ARNOLDO MOLINA

ING. OSMIN HENRIQUEZ

DEDICO ESTA TESIS A

DIOS

Por brindarme fortaleza, capacidad y luz para alcanzar una de las más grandes metas en mi vida.

A MIS PADRES

MANUEL ANTONIO MONTOYA PINEDA
LUCIA MARGARITA LOPEZ

Por su apoyo, por sus consejos y por todos aquellos momentos en los que estuvieron pendientes de mi a lo largo de estos años.
DIOS LOS BENDIGA !!!

A MI HERMANO

RUTILIO WILLIAM LOPEZ MONTOYA

Por comprender siempre y soportar los momentos difíciles que experimenté durante mi carrera.

A MI HIJO

EDUARDO ALEXANDER MONTOYA VALLE

Por ser el empuje, el ánimo para cumplir mi meta en los últimos momentos.

A MI ESPOSA

BEATRIZ MARISOL VALLE DE MONTOYA

Por su trabajo incansable, por sus desvelos y ayuda sobre todo en las partes más difíciles de este trabajo.

A MI COMPAÑERO

RENATO VELASCO

Con quien luchamos duro por superar los momentos difíciles que

surgieron a lo largo de esta etapa. Pero amigo... "Valió la pena"

A MIS FAMILIARES Y AMIGOS

Que me apoyaron a lo largo de mi carrera, que me tendieron su mano en los momentos difíciles...

" DIOS NOS ENVIA DESNUDOS PARA QUE EN EL PROCESO DE LA VIDA NOS CUBRAMOS DE EXITOS..."

TAGORE

GRACIAS

ROMEO AMILCAR

DEDICO ESTA TESIS A

A DIOS

Luz infinita de amor.

A MIS PADRES

RENE VELASCO ABREGO
EVANGELINA A. DUBON DE VELASCO

Por sus esfuerzos hechos a través de estos años en mi formación académica, moral y religiosa.

A MIS HERMANOS

REGIS Y REGINA

Por haberme ayudado y apoyado en la realización de todas mis metas a través de estos años.

A MI ABUELITA LINA

Por infundirme continuamente la semilla de la superación.

A MIS AMIGOS

Por el apoyo desinteresado, la comprensión y la espera.

A MI COMPAÑERO

ROMEO AMILCAR MONTOYA

Por su comprensión y apoyo en los momentos difíciles de esta etapa.

GRACIAS

AGRADECIMIENTOS

Es muy difícil agradecer a todas las personas que nos apoyaron, y que sin ellas, no hubiésemos logrado terminar nuestro trabajo, es por ello que pretendemos agradecer primero a todos aquellos que no aparecen en este escrito.

Al Ing. Fernando Leiva por sus ideas y por permitirnos acceso a los equipos de secado en Industrias UNISOLA.

A Fidel Angel Blanco por su colaboración en la búsqueda de información.

A Ricardo López Batista, representante para la Dupont en El Salvador, por la ayuda con la obtención de la información medular de este trabajo.

Al **Dr. René Velasco** por permitirnos el uso de las instalaciones y el equipo de SIGNO PUBLICIDAD, y sin lo cual, hubiésemos pasado grandes dificultades para la culminación del proceso.

Al Ing. Francisco Deleón, por sus conocimientos y por ser un excelente guía durante el trabajo de graduación.

A los ingenieros Mario Molina y Osmín Henríquez por su comprensión y apoyo.

A todos Ustedes y los que se nos escapan,

Muchas Gracias

Renato Velasco y Romeo Montoya

INDICE

1.0	Generalidades	1
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Planteamiento del problema	1
1.3	Situación actual del problema	1
1.4	Historia de la refrigeración	3
1.5	Principales aplicaciones de la refrigeración en las industrias y en los procesos industriales	4
1.6	Principios generales de la Termodinámica	5
1.7	Transferencia de calor en refrigeración	11
1.8	Sistemas de refrigeración	16
2.0	Ciclo de refrigeración por compresión de vapor	20
2.1	El ciclo de refrigeración por compresión de Carnot	20
2.2	Coeficiente de funcionamiento	21
2.3	Ciclo estándar de compresión del vapor	22
2.4	Ciclo real de compresión del vapor	23
3.0	Componentes del ciclo de refrigeración por compresión del vapor	24
3.1	Evaporadores	28
3.2	Compresores	35
3.3	Condensadores	41
3.4	Control de flujo del refrigerante	48
4.0	Refrigerantes	48
4.1	Definición	48
4.2	Características deseables	48
4.3	Clasificación	48
4.3.1	Refrigerantes tradicionales	49
4.4	Identificación de los refrigerantes(código de colores).....	53
4.5	El Protocolo de Montreal	53
4.6	Los nuevos refrigerantes	55
4.7	Comparación entre refrigerantes tradicionales y sustitutos	56
4.8	Reconversión	57
4.9	Lubricantes	58
4.10	Numeración de los refrigerantes	58
4.11	Sustancias refrigerantes	58

* 5.0	Refrigerante alternativo HFC-134a	68
5.1	Usos del HFC-134a	68
5.2	Propiedades Físicas del HFC-134a.....	69
5.3	Estabilidad Térmica y Química del HFC-134a	73
5.4	Compatibilidad correspondiente si el HFC-134a y el CFC-12 son mezclados	74
5.5	Compatibilidad materiales	75
5.6	Lubricación en Refrigeración del 134a	79
6.0	Tuberías	80
6.1	Tuberías de succión	81
6.2	Tuberías de líquido	82
6.3	Tuberías de descarga	83
∕ 7.0	Diseño y cálculo de componentes principales del sistema de refrigeración	85
7.1	Cantidad de agua producida por la compresión del aire en el compresor QUINCY	85
7.2	Definición de las condiciones de trabajo del sistema de refrigeración	86
× 7.3	Desarrollo de los cálculos para el diseño	88
7.4	Evaporador	90
7.5	Condensador	100
7.6	Compresor	111
7.7	Control de flujo del refrigerante	113
7.8	Diseño y cálculo de la tubería de succión	114
7.9	Diseño y cálculo de la tubería de descarga	116
7.10	Diseño y cálculo de la tubería de líquido	117
7.11	Chequeo de tubería con respecto a la velocidad del refrigerante	118
8.0	Descripción de componentes auxiliares	121
8.1	Componentes mecánicos	121
8.2	Componentes eléctricos	123
8.3	Selección de componentes auxiliares	124
9.0	Proceso de fabricación	126
9.1	Elaboración de la Bancada o Estructura	126
9.2	Elaboración del evaporador	126
9.2.1	Elaboración de la piscina para el Glicol	126

9.2.2. Elaboración del serpentín	126
9.3 Fijación del compresor a la estructura	130
9.4 Fijación del condensador	131
9.5 Unión de componentes principales	132
10.0 Manual de operación	134
10.1 Encendido	134
10.2 Apagado	134
10.3 Especificaciones del equipo	135
11.0 Manual de mantenimiento	136
11.1 Generalidades	136
11.2 Instalación	136
11.3 Operación	137
11.4 Inspección de rutina y servicio	137
11.5 Problemas funcionamiento	137
11.6 Guía para la solución de problemas	139
11.7 Seguridad en el uso del refrigerante	
Hidrofluorocarbono 134a	140
Glosario	
Bibliografía	
Anexos	
Planos	

1.0.- GENERALIDADES

1.1.- ANTECEDENTES

La Producción de aire comprimido "SECO" es de mucha importancia en la mayoría de ciclos de producción, laboratorios, etc.*

A medida que avanza la tecnología y en base a que la humedad relativa debido a las alturas a nivel del mar o por épocas de invierno, es grande en porcentaje, el hombre ha tratado de purificar los elementos a utilizar en sus procesos.

Uno de los elementos más utilizados es el aire y de allí su importancia en cuanto a una humedad relativa baja.

1.2.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Para lograr reducir la humedad relativa del aire después de haber sido comprimido; alcanzando estas altas temperaturas, y que al entrar en contacto con otros elementos a menor temperatura producirán condensación dañando los equipos, se necesita de un elemento destinado a mantener una temperatura casi ambiente en el aire.*

Nuestra investigación, estará concretamente enfocada al diseño del sistema de refrigeración para reducir la temperatura del aire a la salida del compresor.

1.3 - SITUACIÓN ACTUAL DEL PROBLEMA

La realidad nuestra como un país en vías de desarrollo, que tiene que importar su tecnología, incrementa en gran medida los costos de muchos procesos de producción.

Muchas empresas tienen que elevar sus costos de mantenimiento debido a los problemas producidos por la humedad del aire, que deteriora los equipos. De aquí el interés del empresario o de cualquier dirigente de empresa, de buscar el medio más factible, técnica y económicamente, de eliminar el problema de la humedad.

Hay algunos procesos que se utilizan para luchar contra el problema de humedad, y entre ellos se encuentran:

1.- Secadores a base de químicos:

Estos están compuestos por mezclas de sustancias químicas absorbentes, que extraen el agua del aire, al entrar en contacto con el núcleo de dichas sustancias.

2.- Secadores de aire por intercambio de calor:

Estos no son más que intercambiadores de calor, donde se hace circular el aire por un tubo central, y en su exterior algún medio de enfriamiento (agua, aire de ventilador, etc.).-

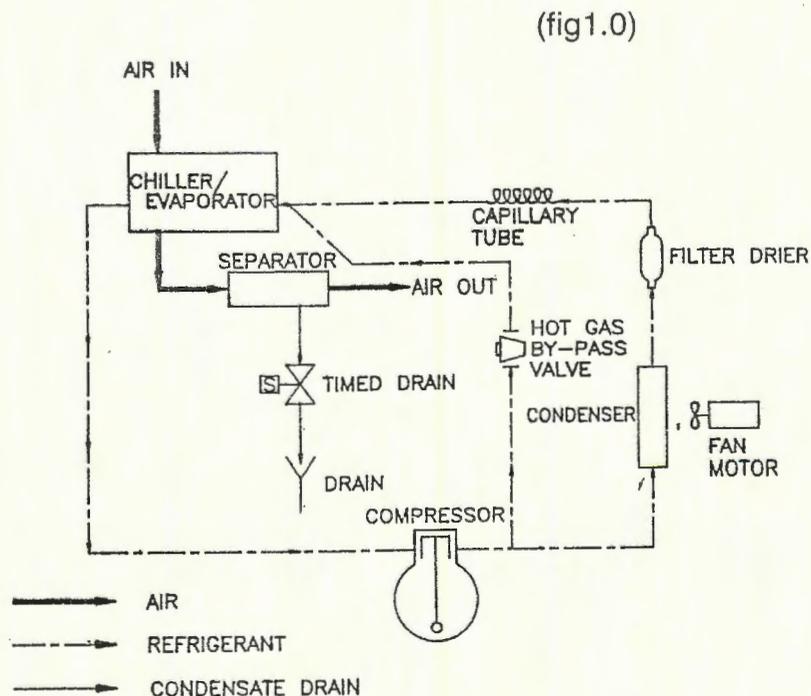
3.- Secador de aire como sistema de refrigeración:

Este consiste en hacer circular el aire por un espacio determinado, el cual se refrigera eliminando las partículas de humedad que arrastra el aire a la salida del compresor.

De los tres, el que resulta más económico, que utiliza menor espacio y menor cantidad de elementos es el sistema de refrigeración; de allí el interés de desarrollar este trabajo.

En la figura 1.0 se muestra el circuito o diagrama de refrigeración que se pretende emplear para el enfriamiento del aire.

Diagrama de refrigeración a emplearse en el secador de aire



1.4.- HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN

Aún cuando los primeros antepasados del hombre, conocieron y observaron, los efectos del frío, hielo y nieve sobre sus cuerpos y sobre las cosas alrededor de ellos, no es sino hasta la temprana historia china que encontramos alguna referencia al uso de estos fenómenos naturales de refrigeración, para mejorar la vida de la gente y luego únicamente para el enfriamiento de bebidas. Posteriormente otros usos se desarrollaron.

El hielo natural y la nieve fueron los únicos medios de refrigeración por muchos siglos.

Los antiguos egipcios descubrieron que la evaporación era capaz de producir enfriamiento, así aprendieron a colocar su vino y otros líquidos dentro de recipientes de barro colocándolos en los techos durante las noches, de tal manera que las brisas frías causaban evaporación y enfriaban el contenido. (Fig. 1.4.1)

Los antiguos egipcios sabían que la evaporación de un líquido enfriaba el aire o las sustancias que lo rodeaban. Estas jarras porosas son típicas de las que usaban los egipcios para envasar vino, cerveza y otros líquidos, las cuales les colocaban sobre el techo durante la noche. Este sistema se cuenta entre los "refrigeradores" más antiguos.



(Fig. 1.4.1)

Durante los días de la colonia y hasta finales del siglo diecinueve el hielo fue un importante producto de comercio con países extranjeros que no producían hielo natural.

A principios de 1900 se desarrolló la refrigeración industrial mediante el uso del ciclo mecánico; empacadores de carne, carnicerías, cervecerías y otras industrias, empezaron a hacer uso completo de la refrigeración mecánica.

Con el crecimiento de la industria eléctrica y del alambrado de las casas, los refrigeradores domésticos se popularizaron, sustituyendo a las cajas de hielo, que requerían un bloque de éste diariamente.

Este creciente interés en los refrigeradores domésticos, fue ayudado por el diseño de motores eléctricos, de baja potencia para operar los compresores en "Cajas de hielo" mecánicas.

Desde 1920 estos utensilios han sido producidos en gran número y han llegado a ser una necesidad para todos, más que un lujo la industria de la refrigeración cada día se extiende más y encuentra más aplicaciones.

Hoy la refrigeración es esencial en la producción y distribución de alimentos para el funcionamiento eficiente de la industria.

Las aplicaciones de la refrigeración pueden agruparse en cuatro grupos:

- a) Producción y distribución de alimentos.
- b) Uso en procesos industriales e industrias químicas.
- c) Aplicaciones especiales de la refrigeración.
- d) Aire acondicionado para la industria y el confort.

De estos cuatro grupos sólo desarrollaremos el uso en procesos industriales ya que enfoca el problema que pretendemos resolver.

1.5 PRINCIPALES APLICACIONES DE LA REFRIGERACIÓN EN LAS INDUSTRIAS QUÍMICAS Y EN LOS PROCESOS INDUSTRIALES.

La refrigeración se aplica en gran escala en las industrias químicas y en los procesos industriales. Estas industrias necesitan indudablemente un cuidadoso proyecto de Ingeniería, ya que cada instalación es diferente y, por otra parte, el costo de la instalación es muy alto.

Las principales aplicaciones son:

- 1.5.1 Separación de gases
- 1.5.2 Condensación de gases
- 1.5.3 Desecado del aire
- 1.5.4 Precipitación de un soluto desde una solución.
- 1.5.5 Enfriamiento para la conservación.

1.5.1 Separación de gases

Pueden separarse los componentes del aire por enfriamiento hasta la licuefacción y posterior destilación fraccionada.

En las plantas petroquímicas, tales como la de la figura 1.5.1 se usan bajas temperaturas para separar gases.

Pueden necesitarse temperaturas por debajo de los -150°C , y en alguna planta petroquímica, la potencia consumida por el equipo de refrigeración es de más de 10,000 H.P.

1.5.2 Condensación de gases

Las plantas de amoníaco sintético, por ejemplo, condensan el gas amoníaco a temperaturas entre -18 y 10°C , antes del almacenamiento y transporte.

1.5.3 Desechado del aire

La refrigeración es uno de los medio de extracción de la humedad del aire. Este es verdaderamente el propósito del presente trabajo. Se necesita aire seco en la producción de oxígeno de alta pureza, en la preparación de productos farmacéuticos y en el área de producción industrial en componentes neumáticos y de automatización.

El desecado del aire pretende sino secar el aire completamente, por lo menos disminuir el porcentaje de humedad hasta un grado no dañino para los componentes debido a la oxidación de los metales que se encuentra aliada con la humedad.

1.5.4 Principitación de un soluto desde una solución.

Un ejemplo de este proceso es el desencerado del petróleo en la industria petrolífera. La cera precipita a unos -26°C , y puede entonces separarse por filtrado. Las refinerías de petróleo hacen gran uso de la refrigeración en otros procesos.

1.5.5 Enfriamiento para la conservación

Del mismo modo que los alimentos necesitan bajas temperaturas para aumentar su duración, muchos productos no alimenticios, tales como el caucho natural, ciertas drogas y explosivos, tienen una mayor duración cuando se almacenan a temperaturas entre 5 y 15°C .

1.6.- PROPIEDADES TERMONIDAMICAS Y TÉRMICAS DE LAS SUSTANCIAS. PRINCIPIOS GENERALES DE LA TERMODINÁMICA.

1.6.1 Definición de un proceso termodinámico.

Un proceso es cualquier transformación de un sistema (Región restringida del espacio) que se da de uno a otro estado de equilibrio. Un sistema se encuentra en equilibrio termodinámico si no es capaz de realizar un cambio espontáneo y finito a otro estado sin provocar un cambio finito en los alrededores; cuando las energías mecánicas como térmicas no representan ningún cambio, además, de

que no existen fuerzas que produzcan trabajo o calor se dice que el sistema está en equilibrio macroscópico.

1.6.2 Variables de Estado

En el estudio de un sistema, éste se debe describir mediante magnitudes relacionadas con el comportamiento del mismo. Pueden adoptarse, en general, dos criterios: Macroscópicos y Microscópicos.

Los criterios Macroscópicos implican la especificación de algunas propiedades fundamentales medibles de un sistema; estas son propiedades en gran escala: presión, volumen, temperatura, etc.

Mientras que los Microscópicos, son magnitudes, que no pueden medirse, y están basadas en la mecánica estadística, la cual considera que un sistema consiste en un gran número N de moléculas, las cuales pueden existir en un conjunto de estados.

Las propiedades de los sistemas relacionados con las transformaciones energéticas pueden ser fundamentales o derivadas.

Se llaman propiedades fundamentales, a aquellas que no admiten una reducción mayor y además son independientes.

Las propiedades derivadas son dependientes de las fundamentales.

Existen propiedades que caracterizan al sistema cuando este está en equilibrio; éstas propiedades pueden ser fundamentales o no, y son conocidas como variables de estado o propiedades de punto.

Las variables de estado a su vez se dividen en extensivas e intensivas. Las propiedades extensivas dependen de la cantidad de masa del sistema y varían si la masa cambia. Las propiedades intensivas son independientes de la cantidad de masa y se denominan simplemente específicas a las propiedades extensivas por unidad de masa.

En los sistemas termodinámicos compresibles, las propiedades o variables intensivas: Presión, Temperatura y Volumen específicos, están ligadas, en el equilibrio, por una ecuación de estado térmica.

1.6.3 Ecuación de estado de un gas ideal

Las distintas variables de estado que pueden considerarse en un sistema en equilibrio, están ligadas por relaciones matemáticas de dependencia, de tal manera que el número de coordenadas característico del estado en cuestión

queda definido.

En ciertas condiciones, la presión, volumen y temperatura de los gases están relacionadas por una ecuación llamada ley de los gases perfectos o ideales, esta se expresa mediante la ecuación:

$$PV = mRT$$

P = Presión absoluta

V = Volumen

m = Peso del gas

R = Constante del gas

T = Temperatura Absoluta

Esta ley de los gases es útil para encontrar los cambios de presión, volumen y temperatura en los gases.

En las condiciones que existen en muchos sistemas de refrigeración con frecuencia los gases refrigerantes no se comportan como gases perfectos. En estas circunstancias, es preciso encontrar las propiedades en tablas o gráficas.

1.6.4 Ecuación de la energía (Primera Ley de la Termodinámica)

La primera ley de la Termodinámica es un principio que puede ser enunciado de muchas maneras por ejemplo: "La energía no puede ser creada ni destruida" o "la energía se conserva en cualquier proceso". Esta ley se utiliza mucho en los procesos de refrigeración cuando se enuncia como el siguiente balance de energía:

"La energía agregada a un sistema (Energía de entrada), menos la energía removida del sistema (Energía de salida), es igual al cambio de energía en el sistema"

$$\text{Cambio de energía} = \text{energía agregada} - \text{energía removida}$$

La palabra sistema puede referirse a cualquier cuerpo o grupo de cuerpos relacionados, entre si. Puede ser un evaporador de refrigeración, el gas que fluye a través de un compresor, o la planta completa de refrigeración.

La energía que se agrega o se remueve del sistema, puede encontrarse ya sea en forma de calor o de trabajo, o de ambos fluyendo hacia adentro o afuera del sistema. Si bien es cierto las formas en que la energía puede agregarse al refrigerante o removerse del mismo son el calor y el trabajo, las unidades utilizadas correspondientes a la energía son intercambiables, sin tener en cuenta la forma de la misma, ya sea calor, trabajo o entalpía.

La entalpía cambia en muchos procesos de refrigeración, esto es, cualquier

cambio en la energía almacenada del refrigerante, representa por lo común un cambio de entalpía.

1.6.5 Teoría Molecular

"La temperatura de ebullición de un líquido cambia con la presión"

El proceso de ebullición y la dependencia de la temperatura del punto de ebullición con respecto a la presión circulante, puede explicarse haciendo referencia a la teoría molecular (cinética) de los líquidos y los gases. Toda la materia está compuesta de partículas llamadas moléculas, estas se encuentran en constante movimiento, así mismo existen fuerzas que motivan atracciones mutuas entre estas.

Cuando una sustancia se encuentra en estado líquido, las moléculas están más cercanas entre sí, que cuando está en estado gaseoso, y por consiguiente las fuerzas de atracción son mayores; En el estado gaseoso las moléculas se mueven con mayor rapidez que las de estado líquido. Esta es la razón por la que se requiere calor para hacer hervir un líquido. Así ésta energía térmica (calor) vence las fuerzas de atracción que mantiene a las moléculas relativamente cercanas entre sí, de manera que se separen aún más y cambien su estado al de un gas.

1.6.6 Condición saturada, subenfriada y sobre-calentada

La condición de presión y temperatura a la cual tiene lugar la ebullición se conoce como la condición saturada, y el punto de ebullición se conoce como la temperatura de saturación. En el punto de saturación, al líquido se le llama líquido saturado, y al vapor, vapor saturado.

El vapor saturado es vapor a la temperatura de ebullición y el líquido saturado es líquido a la temperatura de ebullición. Cuando la temperatura del vapor es superior a su temperatura de saturación (punto de ebullición), se llama vapor sobrecalentado. Cuando la temperatura del líquido es inferior a su temperatura de saturación se llama líquido subenfriado.

1.6.7 Calor sensible y calor latente

Cuando el calor agregado o extraído de una sustancia resulta en un cambio de temperatura y ningún cambio de estado, se tiene entonces, que al cambio de entalpía en la sustancia se le llama cambio de calor sensible. Cuando el calor agregado o removido de una sustancia resulta en un cambio de estado (a temperatura constante), entonces al cambio de entalpía en la sustancia se le llama cambio de calor latente. Al aumento de entalpía, al efectuarse el cambio de líquido a vapor, se le llama calor latente de vaporización y al efecto opuesto calor

latente de condensación.

1.6.8 Refrigeración por evaporación

Cuando una sustancia se encuentra en estado líquido, ocurre que, si la presión circundante se hace disminuir súbitamente a un valor inferior al de su presión de saturación, el líquido empezará a hervir, para pasar al estado gaseoso; la velocidad de las moléculas es suficientemente alta para permitirles que escapen rápidamente a la presión más baja, pero no a la presión original más elevada. La ebullición enfriará la sustancia a la temperatura de saturación correspondiente a la presión más baja. Cuando el líquido hierve, absorbe su correspondiente calor latente de vaporización de cualquier cuerpo circundante, enfriándolo.

1.6.9 Utilización de la energía (Segunda Ley de la Termodinámica)

La aplicación de la segunda ley de la termodinámica permitirá investigar los problemas que conciernen a una utilización más eficiente de la energía. Entre las conclusiones que se pueden derivar de la segunda ley, se determina lo siguiente: "Siempre que se utiliza la energía térmica para realizar trabajo, se pierde una parte de la misma, y nunca se dispone de ella en su totalidad para un fin provechoso".

Un cierto número de efectos físicos irreversibles ocasionan una pérdida de la energía disponible para realizar trabajo, u originan un aumento de la energía necesaria para producir una cantidad dada de refrigeración.

Entre estos podemos incluir: Diferencias de temperatura, fricción, expansión rápida de una presión alta a una baja de un fluido, etc. Cualquier proceso que tiene lugar sin ninguno de estos efectos se conoce como un proceso reversible.

Cuando hablamos sobre propiedades físicas, relacionadas con la utilización y la conservación de la energía, podemos hablar de la entropía. Esta es una propiedad, la cual se define como la relación entre calor agregado a una sustancia y la temperatura a la cual se agrega.

Es importante comprender que la entropía es una medida de la energía que no está disponible para realizar trabajo.

En cualquier proceso que requiere trabajo como la operación de un compresor de refrigeración, se requerirá la menor cantidad de trabajo; si no cambia la entropía del fluido se dice que estamos ante un proceso a entropía constante o Isentrópico; a este proceso no se agrega ni se remueve calor se le llama también Adiabático y no hay efectos irreversibles.

Un proceso a entropía constante es un proceso ideal reversible que en realidad nunca puede realizarse.

1.6.10 Mezclas de aire y vapor de agua

La atmósfera es una mezcla de aire y vapor de agua. A esto se le llama humedad atmosférica; la presión total (presión barométrica) es la suma de la presión del vapor y la presión de aire.

La temperatura de la atmósfera, como lo indica un termómetro ordinario, corresponde a la temperatura de bulbo seco. Si la presión se enfría a presión total constante, la presión parcial permanece constante hasta que alcanza una temperatura a la cual comienza la condensación del vapor. Esta temperatura es la del punto de rocío (temperatura de condensación) y es la temperatura de saturación, o punto de ebullición correspondiente a la presión de vapor. Si el bulbo de un termómetro se cubre con un material absorbente, por ejemplo, algodón humedecido con agua destilada, y se expone a la atmósfera, la evaporación enfría el agua y el bulbo del termómetro hasta la temperatura de bulbo húmedo, esta es la temperatura proporcionada por un psicrómetro. La temperatura de bulbo húmedo se encuentra entre la temperatura de bulbo seco y el punto de rocío. Estas tres temperaturas son diferentes, excepto en una atmósfera saturada, en la cual son idénticas.

La humedad relativa es la razón de la presión de vapor real a la presión de vapor saturado a la temperatura de bulbo seco. Debe notarse que la humedad relativa es solamente una propiedad del vapor; no tiene relación con el hecho de que el vapor se encuentre mezclado con aire.

La densidad del aire, corresponde a las libras de aire en un pie cúbico. La densidad del vapor corresponde a las libras de vapor en un pie cúbico. La densidad de la mezcla es la suma de las anteriores, es decir, las libras de aire más las de vapor en un pie cúbico.

1.6.11 Mediciones de humedad

Se cumplen muchos métodos:

1) Método del punto de rocío: este mide la temperatura en la cual comienza la condensación; entonces la presión de vapor del agua puede determinarse a partir de las tablas de vapor.

2) Higrómetros: estos miden la humedad relativa, frecuentemente por medio de un material higroscópico.

3) El psicrómetro: estos son de bulbo seco y bulbo húmedo. La medición de humedad del aire que pasa por ductos puede efectuarse con psi-

crómetros que emplean termómetros de mercurio, termopares o termómetros de resistencia.

1.7.- FORMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Podemos definir el calor como la forma de energía que fluye o se transfiere de un cuerpo a otro, como resultado de una diferencia de temperatura entre los mismos.

La transferencia de calor puede tener lugar en tres formas distintas: conducción, convección y radiación.

La conducción es la forma de transferencia de calor a través de un cuerpo y que tiene lugar sin movimiento alguno de dicho cuerpo; es el resultado de la acción molecular.

La transferencia de calor por conducción puede también tener lugar a través de los líquidos y los gases; sin embargo, en los fluidos puede ocurrir una forma adicional de transferencia de calor, llamada convección.

La convección es la forma de transferencia de calor que resulta del movimiento total de los líquidos o gases; la convección se puede dar en 2 formas: natural y forzada. En la convección natural el fluido se mueve por las fuerzas naturales de la gravedad. La parte menos densa del fluido se eleva y la más densa (más pesada) desciende. El movimiento del fluido, creado por los efectos de la convección natural generalmente es mínimo, y por consiguiente la transferencia de calor es mínima. El movimiento del fluido, y por lo tanto la transferencia de calor, puede aumentar utilizando un ventilador en el caso de los gases o una bomba en el caso de los líquidos; a este tipo de convección se le llama convección forzada.

La transferencia por radiación es la forma de transferencia de calor que se efectúa entre 2 cuerpos separados, como resultado de un medio llamado radiación electromagnética, llamada a veces movimiento ondulatorio.

Como sucede con todas las formas de transferencia de calor, un cuerpo debe encontrarse a una temperatura más alta que el otro. El calor se transfiere entre los dos cuerpos, aun en el caso de existir vacío entre ellos.

1.7.2. Resistencia Térmica

La transferencia de calor por conducción a través de un cuerpo se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{1}{R} \times A \times T \quad \text{Ec. 1.7.2.1}$$

en donde:

Q = Transferencia de calor en BTU/hr

R = Resistencia térmica del cuerpo en hr-pie²-°F/BTU

A = Area superficial del cuerpo a través del cual fluye el calor en pie²

T = Diferencia de temperatura a través del cuerpo en °F.

La resistencia térmica R, es una propiedad de una sustancia que afecta la cantidad de calor transferido a través de la misma. Los materiales tienen una elevada resistencia térmica transmiten el calor en una proporción baja, estos materiales son buenos aisladores. Los materiales cuyo valor de R es bajo, son buenos conductores de calor (Tabla 1.7.1).-

Tabla 1.7.1 Resistencia termica (R), hr-pie² - °F/Btu.
Por pulgadas de espesor

Sustancia	R por pulgada
Aluminio	0.0007
Concreto	0.08
Cobre	0.004
Capa de Fibra de Vidrio	3.1
Acero	0.003
Uretano	5.9
Madera	0.90

La ecuación (1.7.2.1) muestra que los valores elevados de R indican una baja transferencia de calor, puesto que R aparece en el denominador (es inversamente proporcional a la transferencia de calor). Además se muestra que la transferencia de calor es directamente proporcional al área superficial "A". Si se desea aumentar la capacidad de refrigeración de un evaporador se deben utilizar más tubos. La transferencia de calor es asimismo directamente proporcional a la diferencia de temperatura.

1.7.3 Conductancia y Conductividad

La conductancia, "G", de un cuerpo se define como el inverso de la resistencia "R".

$$G = \frac{1}{R}$$

en donde G son unidades de BTU/hr-pie²-°F

La conductancia térmica de un material puede considerarse como su capacidad de conducir el calor, y tiene el significado opuesto de la resistencia térmica.

La conductividad térmica "K" de un cuerpo es su conductancia por unidad de espesor, expresada generalmente en las unidades BTU/hr por pulgada. La

conductancia se puede encontrar mediante la ecuación:

$$G = \frac{K}{L}$$

G = Conductancia en BTU/hr-pie² °F

K = Conductividad en BTU/hr-pie² °F por pulg. de espesor

L = Espesor del material en pulgadas

1.7.4 Conductancia de una película de líquido o de gas

Cuando la transferencia de calor tiene lugar entre la superficie de un sólido y un fluido (líquido o gas), una delgada película del fluido adyacente a la superficie, tiene una resistencia y conductancia. A la conductancia de los fluidos se le llama coeficiente de película.

La transferencia de calor que tiene lugar entre un sólido y un fluido circulante es generalmente una combinación de conducción y convección, que ocurren al mismo tiempo.

En el caso de un sólido, el único factor que afecta a la resistencia térmica es la composición del propio material; mientras que en el fluido las impurezas presentes aumentan la resistencia, los recubrimientos sobre la superficie de transferencia de calor, tales como las incrustaciones o el aceite por lo común aumentan la resistencia.

Un factor importante que afecta la resistencia de la película de un fluido es la velocidad del fluido por sobre la superficie. La resistencia térmica disminuye a medida que aumenta la velocidad. Es por eso que la convección mejora la transferencia de calor en comparación a la conducción.

1.7.5 Resistencia y Conductancia Totales

La transferencia de calor ocurre generalmente de un fluido a otro, a través de películas de fluidos y de sólidos, como la pared de un tubo metálico. La resistencia térmica completa o total es la siguiente ecuación:

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 + \dots \quad (\text{Ec. 1.7.5.1})$$

donde:

R_t = Resistencia térmica total

R_1, R_2, R_3 = Resistencias térmicas individuales

La resistencia térmica total " U " es también conocida como coeficiente de transferencia de calor y se obtiene por la ecuación:

$$U = \frac{1}{R_t} \quad (\text{Ec. 1.7.5.2})$$

donde:

U = Conductancia térmica en BTU/hr-pie²-°F

R_t = Resistencia térmica total en hr-pie²-°F/BTU

1.7.6 La Ecuación de Transferencia de Calor

Para calcular la transferencia de calor en los evaporadores de los enfriadores de líquidos se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times \text{DTME} \quad (\text{Ec. 1.7.6.1})$$

en donde:

Q = Transferencia de calor en BTU/hr

U = Coeficiente de transferencia

A = Superficie de transferencia de calor de la tubería en pie²

DTME = Diferencias de temperatura media efectiva entre fluidos en °F.

1.7.7 Diferencia de temperatura media efectiva (DTME)

La temperatura de un fluido en un evaporador o condensador está en continuo proceso de cambio y por consiguiente la diferencia de temperatura entre los dos fluidos no es constante (ver fig. 1.7.2). Se ha encontrado que la diferencia de temperatura media efectiva (DTME) para transferencia de calor es igual A:

$$\text{DTME} = \frac{D_tA - D_tB}{\ln \frac{D_tA}{D_tB}} \quad (\text{Ec. 1.7.7.1})$$

en donde:

DTME = Diferencia de temperatura media efectiva para la transferencia de calor en °F

D_{tA} = Diferencia de temperatura en un extremo del cambiador de calor en °F

D_{tB} = Diferencia de temperatura en el otro extremo del cambiador de calor en °F

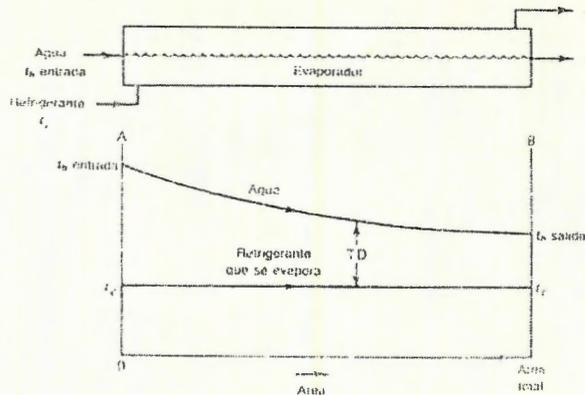


fig 1.7.1 Perfil de las temperaturas en un evaporador de refrigerante.

1.7.8 Contraflujo y flujo paralelo

Cuando los fluidos circulan en la misma dirección en un cambiador de calor, se dice que se trata de un flujo paralelo; cuando fluyen en direcciones opuestas, se dice que se trata de un contraflujo. La disposición a contra flujo puede así mismo permitir en algunos casos, una reducción de consumo de energía (ver Fig. 1.7.3)

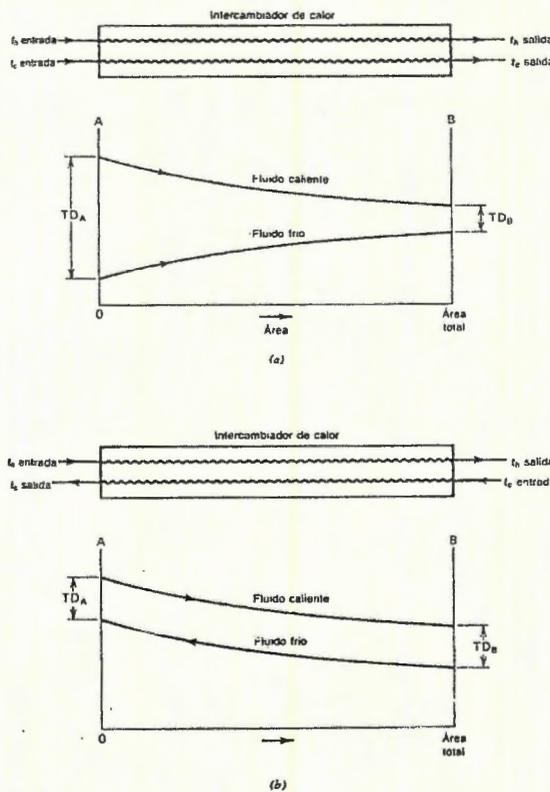


fig 1.7.3 Perfiles de las temperaturas correspondientes al flujo paralelo y al contraflujo en un cambiador de calor (ambos fluidos cambian su temperatura). a) Flujo paralelo, b) Contraflujo.

En el caso de los evaporadores y condensadores, la disposición a contraflujo no constituye una ventaja, ya que el refrigerante se encuentra (aproximadamente) a temperatura constante. La caída de presión debido a la fricción puede causar una ligera disminución de temperatura en el serpentín.

1.8.- SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La refrigeración es un caso particular de transferencia térmica e incluye la producción y utilización de temperaturas inferiores a la temperatura ambiente mediante diferentes procesos prácticos. Las sustancias se enfrían cuando su calor es transferido hacia medios sólidos, líquidos o gaseosos que se encuentran natural o artificialmente más fríos.

Su baja temperatura se debe a fenómenos de radiación, efectos físicos de calor sensible o latente, o química endotérmica, termoeléctrica, o incluso efectos magnéticos. Se incluyen los procesos de corrientes frías, fusión de hielo y sublimación del dióxido de carbono sólido.

Aunque los métodos de refrigeración son variados, en este apartado enfocaremos nuestro estudio a dos sistemas:

1.8.1 Sistema de refrigeración por absorción

1.8.2 Sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Ya que estos dos son los más aplicables en nuestra Industria.

1.8.1 Sistema de refrigeración por absorción

Estos sistemas son esencialmente plantas de compresión de vapor donde la potencia del compresor ha sido sustituida por un arreglo de activación térmica (Fig. 1.8.1), donde los elementos básicos son: absorbedor, bomba, intercambiador de calor, válvula de estrangulación y generador.

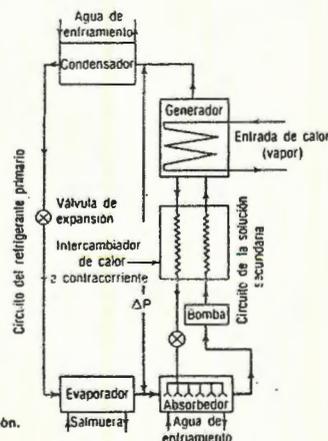


Fig. 1.8.1

Circuito elemental de un sistema de absorción.

Los medios usuales de calefacción son, vapor o agua caliente que se originan de diferentes fuentes, tales como:

- 1) Calderas de calefacción existentes que se usan solamente durante el invierno.
- 2) Calderas nuevas instaladas para aire acondicionado de calefacción y refrigeración.
- 3) Vapor a baja presión o agua caliente, utilizado en una planta industrial para trabajo de proceso.
- 4) Calor de desperdicio, recuperado de los gases de escape de motores o turbinas de gas.

El enfriador de líquido por absorción como el mostrado en la figura 1.8.1.2 consta de dos principales carcazas.

La carcasa superior contiene el generador y el condensador y se mantiene con un vacío de aproximadamente un décimo de atmósfera (1.470 PSI).

La carcasa inferior contiene el evaporador y absorbedor y se mantiene con un vacío de aproximadamente una centésima de atmósfera (0,147 PSI).

Todos los enfriadores por absorción incluyen cuatro componentes básicos de intercambio de calor, los cuales, cuando están apropiadamente balanceados, enfriarán un líquido a la temperatura deseada. Estos componentes son:

- 1) Evaporador
- 2) Absorbedor
- 3) Generador
- 4) Condensador

Además hay componentes auxiliares que ayudan a los cuatro básicos a realizar sus funciones.

Estos típicamente son los siguientes:

- 5) Un intercambiador de calor
- 6) dos bombas de fluido
- 7) una unidad de purga
- 8) una bomba de vacío
- 9) un aparato de descristalización automática
- 10) una válvula de control de solución
- 11) una válvula de vapor o agua caliente
- 12) un eductor
- 13) un centro de control

1.8.2 Sistema de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de compresión de vapor es el ciclo de refrigeración más importante desde el punto de vista comercial. En tal ciclo, un fluido se evapora y se condensa alternativamente, siendo uno de los procesos que intervienen en el ciclo una compresión de vapor.

Para entender este ciclo se necesita aclarar la diferencia entre el clásico ciclo de Carnot y el ciclo real de vapor.

Estos se desarrollarán ampliamente en el capítulo 2.0 elementos principales: evaporador, compresor, condensador y el aparato de control de flujo de refrigerante.

Existen dos diferentes presiones en el ciclo - la de evaporación o baja presión en el "lado de baja" y la condensación o alta presión en el "lado de alta". Estas áreas de presión se separan por dos puntos de división; uno es el aparato de medida donde el flujo de refrigerante se controla y el otro es el compresor donde el vapor se comprime.

El aparato de medida puede ser una válvula de expansión o un tubo capilar o cualquier otro aparato que controle el flujo de refrigerante dentro del evaporador o serpentín de enfriamiento a baja temperatura y a baja presión. El refrigerante que se expande se evapora (cambia de estado) cuando va a través del serpentín de enfriamiento, donde retira el calor del espacio en el cual el evaporador está localizado.

Ahora este vapor a baja presión y baja temperatura es llevado al compresor donde se comprime a un vapor con alta temperatura y alta presión. El compresor lo descarga al condensador de tal manera que cede el calor que ha tomado en el serpentín de enfriamiento o evaporador.

En este proceso cuando el calor se retira del vapor un cambio de estado tiene lugar y el vapor se condensa a líquido, a una alta presión y temperatura.

El refrigerante líquido viaja nuevamente al aparato de medida en donde pasa a través de una pequeña abertura u orificio donde una caída de presión y temperatura se presenta y luego va de nuevo al serpentín de enfriamiento o evaporador.

El desarrollo de cada uno de los componentes se realizará en el capítulo 3.0 y posteriormente en el capítulo 7.0 el diseño de cada uno de los mismos.

El interés de desarrollar completamente el ciclo de compresión de vapor es debido a que nuestro trabajo lo orientaremos a este ciclo por ser como se especi-

ficó antes el más importante a nivel comercial, el que utiliza menor cantidad de componentes, mejor accesibilidad a nuestros medios de producción, menores costos y sobre todo una eficiencia aceptable para nuestros requerimientos.

2.0- CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR.

2.1 El ciclo de refrigeración de carnot.

El rendimiento del ciclo de carnot es mayor que el de cualquier otro ciclo que trabaje entre las dos mismas temperaturas extremas. En una máquina térmica el ciclo de carnot se puede representar esquemáticamente mediante la figura 2.1.a y mediante un diagrama temperatura-entropía en la figura 2.1.b.-

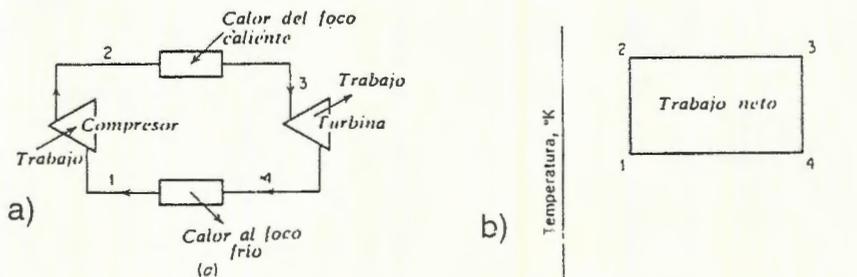


Fig. 2.1 (a) Máquina térmica de Carnot. (b) Diagrama temperatura-entropía de la máquina de Carnot.

La máquina térmica de carnot recibe energía de un foco caliente a alta temperatura, convierte una porción de energía en trabajo, y cede la restante a un foco frío a baja temperatura.

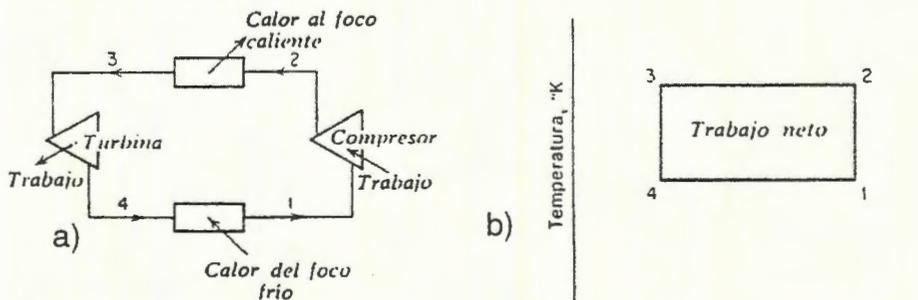


Fig. 2.2 (a) Ciclo de refrigeración de Carnot. (b) Diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración de Carnot.

El ciclo de refrigeración de carnot consigue el efecto inverso de la máquina térmica, porque transporta energía desde un foco frío a un foco caliente. Para realizar el ciclo de refrigeración se necesita suministrar un trabajo externo. El diagrama de la instalación y el diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración se muestran en las figuras 2.1.a y 2.2.b.-

Los procesos que comprende el ciclo son:

- 1-2, compresión adiabática
- 2-3, cesión de calor Isoterma

- 3-4, expansión adiabática
- 4-1, adición de calor Isoterma.

Todos los procesos del ciclo de Carnot son termodinámicamente reversibles. Por tanto, los procesos 1-2 y 3-4 son isoentrópicos. La absorción de calor del foco frío en el proceso 4-1 es la operación de refrigeración y el único efecto útil del ciclo. Todos los restantes procesos del ciclo tienen como misión que la energía tomada de un foco frío a baja temperatura pueda ser cedida a un foco caliente a alta temperatura.

Las razones de estudiar el ciclo de Carnot a pesar de ser un ideal inalcanzable son dos:

- 1.- Sirve como un tipo de comparación
- 2.- Proporciona una guía conveniente sobre las temperaturas que deberían mantenerse para conseguir el máximo rendimiento.

2.2 Coeficiente de funcionamiento

Para conseguir evaluar el grado de bondad del funcionamiento de un sistema de refrigeración, se debe definir un término que exprese su efectividad.

En termodinámica se utiliza el término "rendimiento" que relaciona la salida con la entrada. Sin embargo, esta relación de la salida con la entrada daría lugar a confusión si se aplicase a un sistema de refrigeración, porque la salida en el proceso 2-3 no es generalmente aprovechable.

Es por eso que en refrigeración se aplica el término "índice de funcionamiento" que representa la misma idea práctica que el rendimiento en termodinámica. Ahora bien, el índice de funcionamiento en el ciclo de refrigeración se llama "Coeficiente de funcionamiento", y está definido de la siguiente forma:

$$\text{Coeficiente de funcionamiento} = \frac{\text{refrigeración útil}}{\text{trabajo neto}}$$

Los dos términos que intervienen en el coeficiente de funcionamiento deben estar en las mismas unidades, es decir, el coeficiente de funcionamiento es una magnitud adimensional.

El área delimitada por el rectángulo 1-2-3-4 en la figura 2.2 representa pues el trabajo neto. La refrigeración útil es el calor absorbido en el proceso 4-1, o sea, el área por debajo de la línea 4-1.-

Por tanto, una expresión del coeficiente de funcionamiento del ciclo de refrigeración de carnot es:

$$\text{Coeficiente de funcionamiento} = \frac{T_1(S_1-S_2)}{(T_2-T_1)(S_1-S_4)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Donde:

T = Temperaturas

S = Entropías

2.3 Ciclo Estándar de compresión de vapor

El ciclo estándar de compresión del vapor en el diagrama Ts se muestra en la figura 2.3. Los procesos que comprende el ciclo estándar de compresión de vapor son:

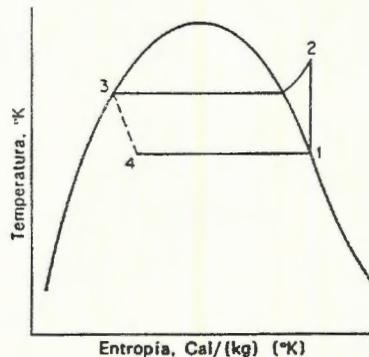


Fig 2.3 Ciclo de compresión de vapor standard.

1-2, compresión adiabática y reversible, desde vapor saturado hasta la presión de condensador.

2-3, Cesión reversible de calor a presión constante en la zona de recalentamiento y posterior condensación.

3-4, expansión irreversible a entalpía constante desde líquido saturado hasta la presión del evaporador.

4-1, adición reversible de calor a presión constante durante la evaporación del vapor saturado.

El coeficiente de funcionamiento del ciclo estándar de compresión del vapor es el cociente del efecto refrigerante por el trabajo de compresión. Por consiguiente:

$$\text{Coeficiente de funcionamiento} = \frac{h_1-h_4}{h_2-h_1}$$

Esto se puede observar en la figura 2.3. que muestra el diagrama presión-entalpía del ciclo estándar.

2.4 Ciclo real de compresión del vapor

El ciclo real no es exactamente igual al ciclo estándar, sino que en éste se hacen en la práctica ciertos cambios, bien de forma inevitable o intencionalmente. Pueden compararse ambos ciclos superponiendo al ciclo real en el diagrama ph el ciclo estándar (Fig. 2.4).-

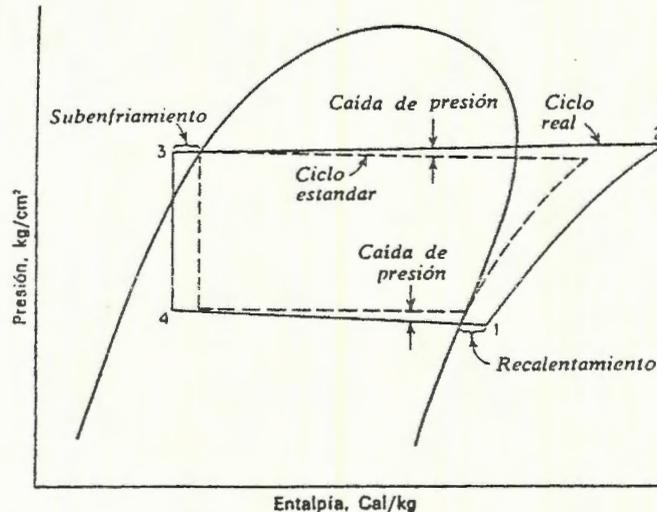


Fig. 2.4 Comparación de los ciclos de compresión de vapor real y estándar.

Las diferencias esenciales entre el ciclo real y el estándar están en las caídas de presión en el condensador y en el evaporador, en el subenfriamiento del líquido a la salida del condensador, y en el recalentamiento del vapor a la salida del evaporador. El ciclo estándar supone que no existen caídas de presión en el condensador y en el evaporador.

A causa de la fricción, sin embargo, la presión del refrigerante cae en el ciclo real.

El resultado de esta caída de presión es que el proceso de compresión entre 1 y 2 requiere más trabajo que en el ciclo estándar.

La última diferencia del ciclo real respecto del estándar es que la compresión no es isentrópica, y hay una pérdida de rendimiento debida a la fricción y a las restantes pérdidas.

3.0.- COMPONENTES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

3.1 Evaporadores

3.1.1 Función y operación

El evaporador constituye (junto con el condensador) un ejemplo del tipo de equipo conocido como cambiador de calor. Este tiene como objetivo proveer una transferencia continua y eficiente de calor desde el medio que se desea enfriar, al fluido refrigerante. El medio que se desea enfriar puede ser un gas, un líquido o un sólido. El aire y el agua son las sustancias que comúnmente se enfrían con los evaporadores. En los evaporadores más comunes el refrigerante fluye por los tubos, mientras que el aire fluye por el exterior de los mismos. A estos tubos, contruidos a menudo en forma de serpentines, se les llama la superficie de transferencia de calor.

Su funcionamiento se puede resumir de la siguiente forma:

El refrigerante entra a la tubería del evaporador a baja temperatura y baja presión, como resultado de la expansión que experimenta al pasar a través del dispositivo de control de flujo, una pequeña porción del refrigerante se evapora debido a la súbita caída de presión, enfriando el líquido restante, así como el propio gas de vaporización súbita. La temperatura del refrigerante se controla a un valor deseado, por debajo de aquel que se desea enfriar el aire, mediante la selección del equipo apropiado y el uso de dispositivos de control. Debido a que el aire se encuentra a una temperatura más elevada que la del refrigerante, el calor fluye desde este aire, a través de la superficie de transferencia de calor del evaporador, hasta llegar al refrigerante.

El refrigerante líquido que entra al evaporador está a su temperatura de saturación (ebullición), por consiguiente, hervirá gradualmente a medida que recibe calor del aire, al pasar por el evaporador.

3.1.2 Tipos de evaporadores

Una manera de clasificar los evaporadores es según la cantidad relativa de refrigerante en forma de líquido y vapor que fluye a través del evaporador.

Evaporador de expansión seca:

En el tipo de evaporador de expansión seca, la cantidad de refrigerante alimentado por el dispositivo de control de flujo es justamente la suficiente para que se evapore en su totalidad antes de salir del evaporador. (Fig. 3.1.1)

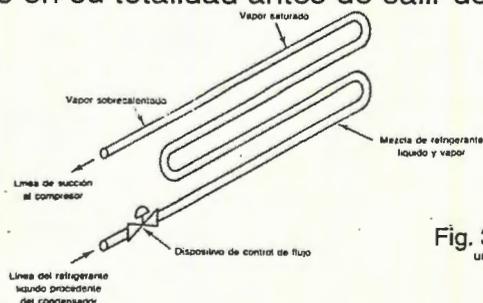


Fig. 3.1.1 Condiciones y flujo del refrigerante en un evaporador de serpentín de expansión seca.

Evaporador inundado:

La característica esencial de este evaporador, estriba en que el refrigerante líquido moja la mayor parte o el total de la superficie de transferencia de calor. El refrigerante líquido está fuera de la tubería, dentro de una carcasa. Se utiliza suficiente refrigerante de manera que los tubos estén siempre sumergidos en el refrigerante líquido, asegurándose que se moje toda la superficie de la tubería. El líquido procedente del condensador entra a través del dispositivo de control de flujo, que generalmente es una válvula de flotador. El medio que se desea enfriar, un líquido, fluye por dentro de los tubos (Fig. 3.1.2)

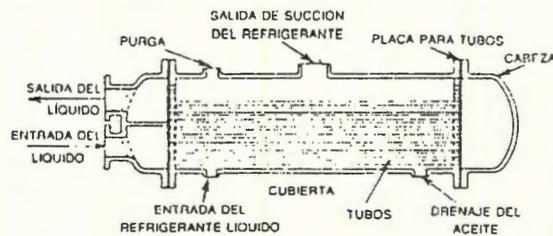


Fig. 3.1.2 Evaporador inundado del tipo de casco y tubos. (Reimpreso con permiso de *Equipment ASHRAE Handbook & Product Directory* del año 1979).

3.1.3 Tipos de superficie de los evaporadores

Estos pueden clasificarse en 2 tipos:

- **Forma tubular**
- **Forma de placa**

- **Forma tubular:**

Las superficies tubulares de transferencia de calor se pueden subclasificar en tipos de tubo liso y tubo con aletas. Se utilizan las aletas en los tubos con el fin de aumentar el área superficial, aumentando así la transferencia de calor por unidad del tubo. A la superficie comprendida por las aletas se le llama superficie secundaria, y a la superficie desprovista de aletas (tubo) se le llama superficie primaria.

Las aletas sólo resultan convenientes cuando existe una gran diferencia en el coeficiente de transferencia de calor de la película entre los dos fluidos. Las aletas siempre se colocan en el lado que tiene la mayor resistencia térmica, puesto que la superficie adicional compensa la mayor resistencia. (Fig. 3.1.3).-

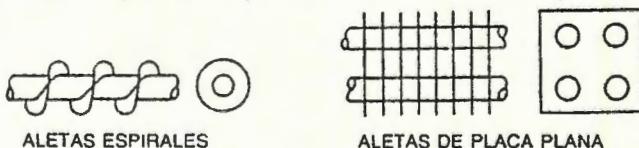


Fig. 3.1.3. Algunos tipos de superficies tubulares con aletas para evaporadores.

El evaporador del tipo de placa, se construye con pasajes ahuecados en una placa plana, a través de los cuales fluye el refrigerante.

Esta construcción tipo de placa ofrece una cierta superficie secundaria de transferencia de calor, además de ser conveniente cuando se enfrían productos empacados en forma plana, y que hacen contacto con la superficie de la placa: este evaporador posee la ventaja adicional de servir como un componente estructural, como las paredes de un refrigerador en forma de caja.

3.1.4 Evaporadores enfriadores de líquido

Estos evaporadores se utilizan para enfriar agua u otros líquidos; estos pueden ser de expansión seca o del tipo inundado. Entre ellos se incluyen los enfriadores de carcasa y tubo, evaporadores de carcasa y serpentín y bandelot. Sus diferencias estriban primeramente en su construcción, para adaptarse a la aplicación deseada.

Enfriadores de carcasa y tubo

Este consiste en un haz de tubos rectos, dentro de una carcasa cilíndrica. Este puede ser del tipo de expansión seca o del tipo inundado. Los tubos individuales se apoyan en unas placas ubicadas en ambos extremos y a veces en el centro. Los extremos de la carcasa pueden formar una pieza integral, los tubos se fabrican de materiales no ferrosos cuando se utilizan con refrigerantes de fluorocarbono; la carcasa es generalmente de acero. (Fig. 3.1.4).-

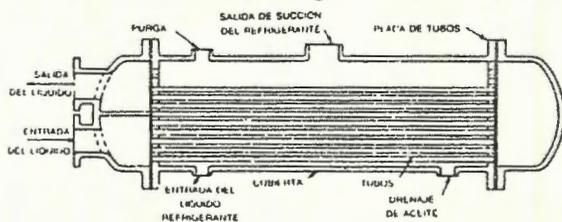


Fig. 3.1.4 Enfriador inundado del tipo de casco y tubos. Debe observarse que las conexiones de purga y drenaje de aceite solamente se utilizan en los evaporadores de amoníaco. (Tomado con permiso de *Equipment ASHRAE Handbook & Product Directory* del año 1979).

Enfriadores de carcasa y serpentín, de doble tubo, Baudelot y de tanque.

El enfriador de carcasa y serpentín tiene un serpentín de expansión directa y forma helicoidal, dentro de una carcasa que contiene el líquido que se desea enfriar. Se usa para enfriar el agua potable y otras bebidas así como en aplicaciones industriales. (Fig. 3.1.5)

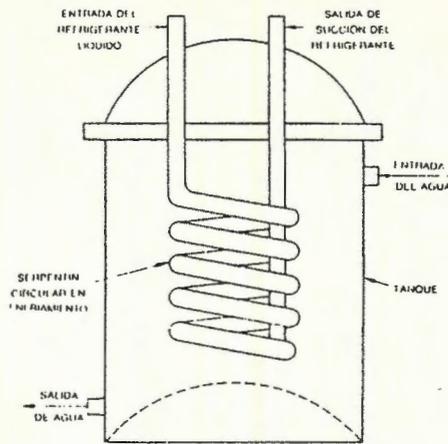


Fig. 3.1.5 Enfriador del tipo de casco y serpentín.

El enfriador de doble tubo consiste de un tubo colocado dentro de otro tubo. Un fluido circula dentro del tubo interior y otro circula en el anillo exterior entre las paredes de los dos tubos. Se construye por lo general en una disposición plana con curvas de retorno, su costo alto y acceso difícil a las paredes de los tubos, limitan su uso o aplicaciones.

El enfriador de Baudelot consiste en una tubería en forma de serpentín de expansión directa; los tubos se localizan horizontalmente; uno sobre otro. El líquido que se desea enfriar se distribuye sobre el tubo superior, haciendo contacto con cada hilera de tubos, a medida que desciende por gravedad. Se utiliza para enfriar leche, así como otras aplicaciones en la industria alimentaria. (Fig.3.1.6).

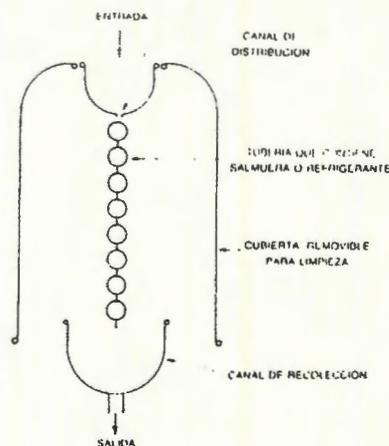


Fig. 3.1.6 Enfriador Baudelot (vista en sección).

El enfriador del tipo de tanque se compone de un serpentín con refrigerante, inmerso en un tanque rectangular. Se utiliza para enfriar un líquido en los casos en que no tiene importancia la sanidad o la contaminación.

3.1.5 Utilización de la energía y los evaporadores

Existen dos factores generales que mejoran la utilización eficiente de la energía. Uno de ellos es la promoción de un aumento en la transferencia de calor; el otro es el mantenimiento de la más alta temperatura razonable de evaporación. Una manera de aumentar la transferencia de calor del evaporador, consiste en incrementar la diferencia de temperatura entre el medio que se desea enfriar y el refrigerante que se evapora; sin embargo, una temperatura de evaporación más baja hace que la potencia necesaria del compresor sea mayor. Existen factores que aumentan la transferencia de calor, sin disminuir la temperatura de evaporación, como para una capacidad dada de transferencia de calor (refrigeración), es más elevada la temperatura de evaporación y se utiliza menos potencia.

3.2.- COMPRESORES

Generalidades

El compresor es el principal componente del sistema de refrigeración, pues en él convergen las líneas que alimentan el sistema; conocidas como la línea de baja presión y la línea de alta presión, cumpliéndose en ellas el fenómeno necesitado ya sea por convección natural o por convección forzada, valiéndose del agente refrigerante.

Las funciones que realiza el compresor a través de un sistema son:

- 1- Recibir o remover el vapor refrigerante desde el evaporador, de tal manera que la presión y temperatura necesitada se puedan mantener.
- 2- Incrementar la presión del vapor refrigerante a través del proceso de compresión y simultáneamente incrementar la temperatura del vapor, de tal forma que su contenido de calor puede reducirse y condensarse a líquidos para ser utilizado en el ciclo.

Existe diferencia no sólo en la capacidad sino en el tipo de construcción de acuerdo a su aplicación y al variar ésta última también lo hacen las partes internas, lográndose en esto ventajas de unos sobre otros.

Los compresores son clasificados generalmente en cuatro tipos principales:

3.2.1.- Alternativos

3.2.2.- Rotatorios

3.2.3.- Centrífugos o cinéticos

3.2.4.- Tornillo

Los cuatro tipos de compresores tienen sus propias ventajas en su campo de aplicación. Para determinar que tipo de compresor debe emplearse a cada aplicación depende del tamaño y naturaleza de la instalación y del refrigerante a utilizar, son también caracterizados los de tipo alternativo, rotatorios y tornillo, como unidades con desplazamiento positivo, porque la capacidad máxima es una función de la velocidad y del volumen del desplazamiento del cilindro.-

3.2.1 Compresor alternativo

Este tipo de compresor es el que tiene la mayor cobertura, ya que abarca desde aplicaciones de un rango de fracciones de caballo hasta 100 toneladas, por lo que es ampliamente utilizado en la mayoría de las aplicaciones domésticas, comerciales e industriales.

Dentro de esta clase de compresor se distinguen dos tipos:

A.- El de tipo abierto; entendiéndose así aquel que es accionado por un motor externo, ya sea por medio de una banda o acoplado directamente. En este tipo es imprescindible un sello al eje, pues éste atraviesa la carcasa del compresor, para evitar la fuga del gas refrigerante, o se introduce aire en el sistema cuando opera en vacío. Se puede observar este tipo de compresor en la figura 3.2.1.1.(a) y (b).

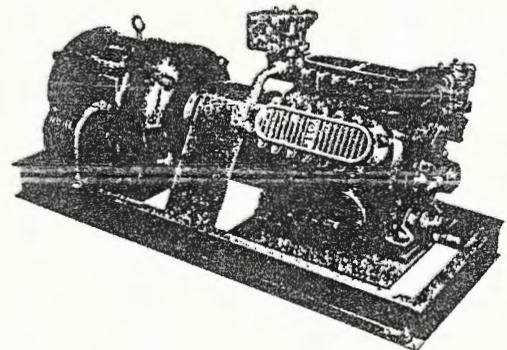
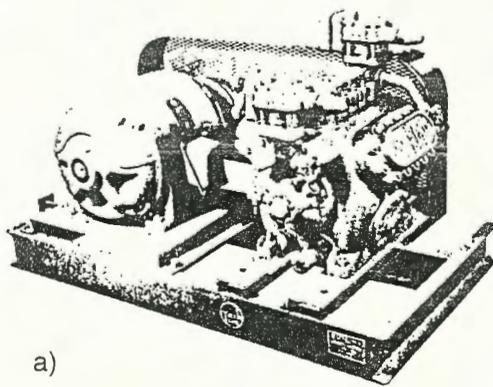


Fig. 3.2.1.1 Compresores de impulsión abierta. (Cortesía de Borg-Warner Air Conditioning, Inc.)

Un compresor tipo abierto accionado por banda es bastante flexible. Su velocidad puede variarse de tal manera que un solo compresor puede ser usado para dos o tres diferentes potencias. Cambiando únicamente el tamaño de la polea del motor, en la mayoría de los casos, este mismo compresor puede usarse no solo con diferentes tamaños de motores, sino también para aplicaciones de alta, media o baja temperatura, siendo ésta la principal ventaja de un compresor tipo abierto, en comparación con uno del tipo hermético.

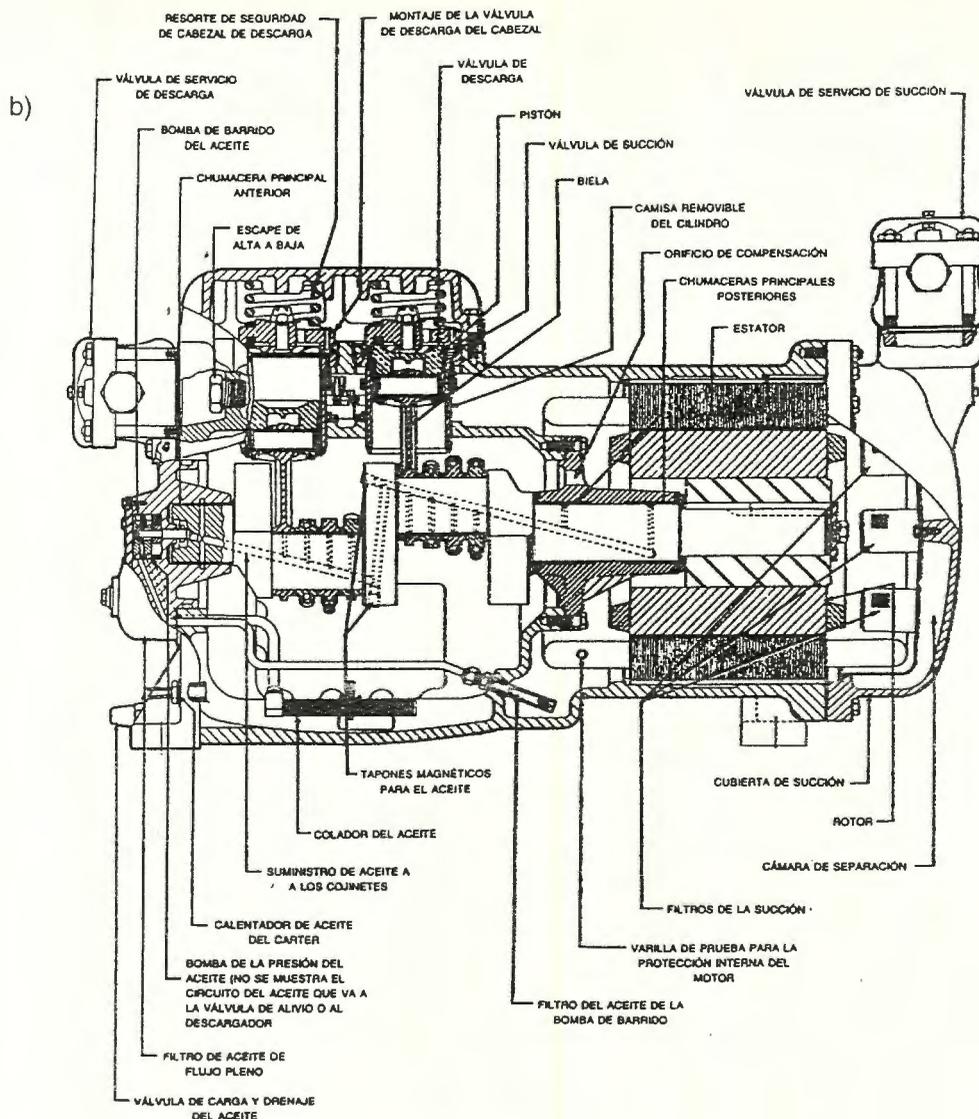


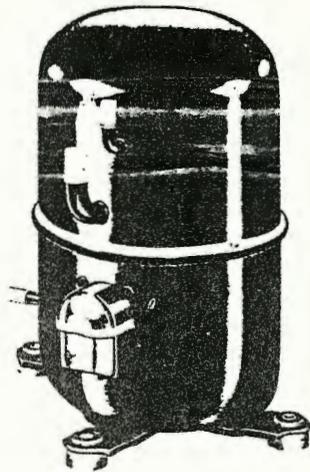
Fig. 3.2.1.1. Compresor recíprocante del tipo abierto.

B.- El tipo hermético

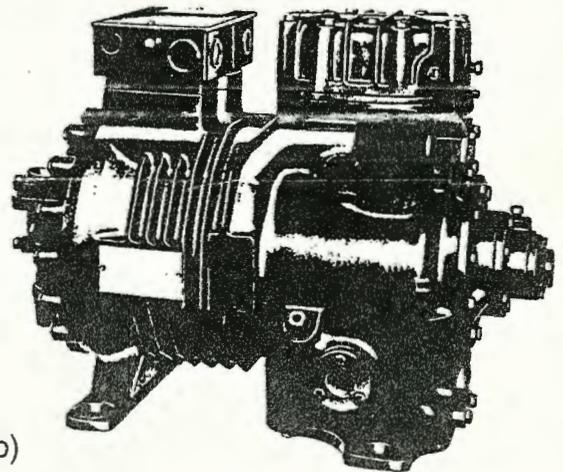
Este se distingue porque está incorporado el motor en la misma carcasa del compresor y por ello no tiene eje extendiéndose fuera de la misma, ni tampoco necesita sello; siendo ésta la mayor ventaja, pues estos ejes son vulnerables a la suciedad, falla temporal de lubricación, o cualquier abrasivo que pueda acumularse en el sistema cuando se encuentra en operación. Existe gran preferencia por éste, ya que es más pequeño, compacto, más libre de vibración y tiene su motor continuamente enfriado y positivamente lubricado.

En la figura 3.2.1.2, (a,b y c) se muestra algunos tipos del compresores herméticos

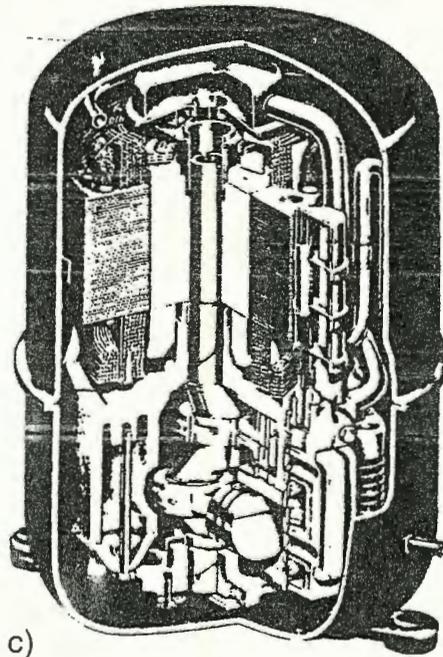
Fig. 3.2.1.1.a,b y c



a) *Compresor hermético soldado. (Cortesía de Tecumseh Products Company.)*



b) *Compresor hermético atornillado. (Cortesía de Copeland Corporation.)*



c) *Compresor sellado hermético. (Cortesía de Tecumseh Products Company.)*

3.2.2 Compresor Rotatorio

La característica principal de este tipo de compresor es que opera en movimiento circular, considerándose siempre como una unidad de desplazamiento positivo y suele usarse para bombear a mayor vacío que el compresor alternativo.

Dentro del campo de la refrigeración se reconocen dos tipos principales de compresores rotativos:

- 1- El de pistón rodante o lámina estacionaria y
- 2- El de tipo de lámina rotativa o paleta. Son similares en capacidad, variedad de aplicaciones, tamaño físico y estabilidad; teniéndose la única diferencia en la manera de operar. (Fig. 3.2.2.1. y Fig. 3.2.2.2)

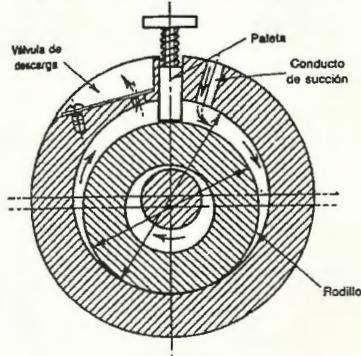


Fig. 3.2.2.1. Un compresor rotatorio del tipo de pistón rodante (vista transversal). (Reproducido con autorización de *Equipment ASHRAE Handbook & Product Directory* del año 1979).

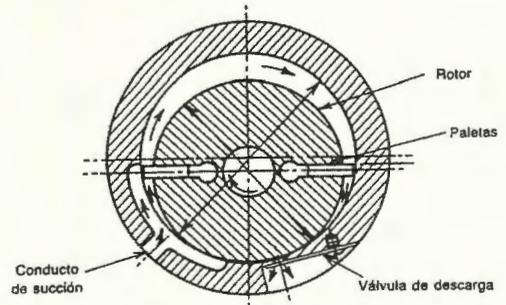


Fig. 3.2.2.2. Compresor del tipo de álabe rotatorio (vista de una sección transversal). (Reproducido con autorización de *Equipment ASHRAE Handbook & Product Directory* del año 1979).

Este tipo de compresores, se caracteriza por ser más silencioso en operación que cualquier otro, además, son unidades bien balanceadas. Existen compresores rotatorios herméticos, los cuales están montados sobre resortes y operan a la misma velocidad del motor generalmente, puesto que son de conducción directa.

El compresor rotatorio no se ha adaptado al trabajo de refrigeración comercial a causa de que es ineficiente en el bombeo contra presiones de descargas muy altas, en especial cuando se opera a presiones de succión bajas. Este tipo se observa en la figura 3.2.2.3

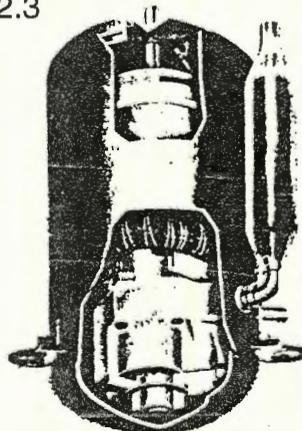


Fig. 3.2.2.3. Compresor rotatorio. (Cortesía de Rotorex Company.)

3.2.3 Compresor Centrífugo

Estos tienen una forma muy especial de comprimir el vapor refrigerante, a través de una fuerza centrífuga, la cual es realizada por el rotor o impulsor.

Con la rotación del impulsor, el vapor de succión es llevado rápidamente a la cámaras del impulsor donde es torzado al exterior por las secciones de la carcasa a través de la fuerza centrífuga.

Un motor eléctrico, motor de combustión interna o una turbina de vapor, opera el impulsor a una velocidad determinada para lograr mantener la fuerza centrífuga.

Otra característica es que la diferencia entre el vapor a la entrada y la salida es pequeña, por lo que no se le considera como una unidad de desplazamiento positivo. (Puede verse en la figura 3.2.3)

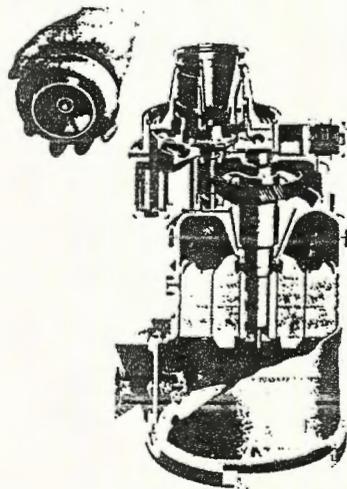


Fig. 3.2.3. Compresor centrífugo. (Cortesía de Borg-Warner Air Conditioning, Inc.)

Este tipo de compresores pueden ser construidos con uno o varios impulsores, en el segundo caso están diseñados para que la descarga de un impulsor o etapa entre a la succión de la siguiente.

Al tener inconvenientes como en el caso del motor conductor no logra proveer la velocidad de operación deseada del compresor, puede valerse de engranajes de incrementos de velocidad o acoplamientos fluidicos para obtener condiciones de operación óptimos.

El diseño y el costo no los hacen apropiados para aplicaciones pequeñas, (menor de 50 toneladas), este tipo de máquina arranca generalmente en el rango de 80 a 100 toneladas y se extiende hasta más de 8,000 toneladas.

3.2.4 Compresor de tornillo

Este tipo de compresor se utiliza con un rango de capacidad alto, como operación de 100 toneladas hasta 700 toneladas. Al igual que el compresor centrífugo no son comúnmente empleados en sistemas de refrigeración de pequeños tonelajes.

Se caracteriza porque trabaja en un gran margen de temperaturas de condensación, este tipo de compresor presenta un ciclo de compresión, el cual se distingue por realizarse en 3 fases:

- i) El gas es introducido para llenar el espacio interlobular entre los lóbulos adyacentes.
- ii) Cuando el rotor gira, el espacio interlobular se mueve permitiendo que éste selle respecto a la puerta de entrada. La rotación continúa progresivamente reduciendo el espacio ocupado por el gas causando de esta forma la compresión.
- iii) Cuando el espacio interlobular se expone a la puerta de salida, el gas es descargado. (Ver figuras 3.2.4.1 y 3.2.4.2).-

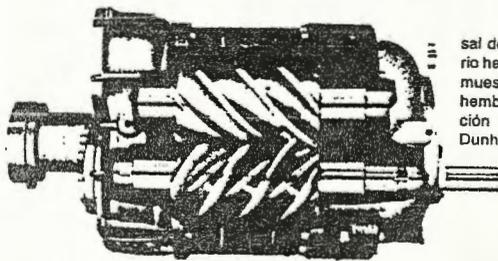
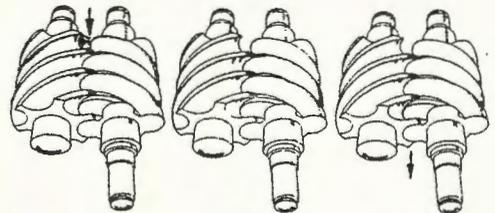


figura 3.2.4.1

Vista transversal de un compresor rotatorio helicoidal (de tornillo) que muestra los rotores macho y hembra, así como la dirección del gas (Cortesía de Dunham-Bush, Inc).



Ciclo de compresión del compresor de tornillo. (Cortesía de Borg-Warner Air Conditioning, Inc.)

figura 3.2.4.2

La producción y estandarización masiva de los compresores proporcionó una mejor calidad a la industria.

También hubo cambios técnicos en los diseños desde las líneas de refrigerantes fabricados en el campo.

Las expectativas en cuanto a confiabilidad y vida del compresor, mejoraron rápidamente hasta el punto que la razón de fallas representa un porcentaje muy pequeño y económicamente tiene sentido reemplazar compresores en tamaños entre 1 1/2 y 5 toneladas, lo cual hace grande el volumen del mercado en base a las aplicaciones de refrigeración comercial.

Es evidente que los compresores semiabiertos y herméticos soldados,

bien sean alternativos y rotatorios, dominen el mercado. Por lo tanto, no es totalmente necesario desarmar y reparar un compresor, en el caso de ser sellado.

Basándonos en lo que anteriormente se ha establecido para cada tipo de compresor, optamos para realizar nuestro trabajo, utilizar un compresor "Hermético del tipo alternativo". La capacidad del mismo se establecerá en el capítulo 7.0 dedicado al diseño de componentes.

Para que el compresor sea adecuado a nuestras necesidades deben tomarse en cuenta algunas características del mismo, tales como:

- 1- El volumen grande de unidades del tipo alternativo en el mercado de nuestro país (facilidad de reemplazo).
- 2- El que sea pequeño, compacto y libres de vibración.
- 3- Tiene que cumplir con una continua lubricación y un eficiente enfriamiento.

3.3.- CONDENSADORES

3.3.1 Función y operación

El objeto del condensador en el sistema de refrigeración es remover el calor del vapor refrigerante que sale del compresor, de manera que el refrigerante se condense a su estado líquido. Entonces será este capaz de lograr un efecto de refrigeración por evaporación.

El condensador es un cambiador de calor, lo mismo que el evaporador. En el condensador, el calor se transfiere del refrigerante a un medio de enfriamiento, ya sea el aire o el agua. Como sucede en cualquier transferencia de calor, el medio enfriador debe estar a una temperatura más baja que el refrigerante.

El refrigerante siempre sale del compresor a una temperatura muy superior a su temperatura de saturación (de condensación); esto es, se halla sobrecalentado. En la primera parte del condensador tiene lugar la remoción del calor sensible (el vapor se enfría hasta su temperatura de saturación). A continuación, la remoción adicional del calor condensa gradualmente el refrigerante (se remueve el calor latente). El tamaño del condensador puede ser justamente el adecuado, para que el refrigerante salga del condensador como un líquido saturado a su temperatura de condensación. Sin embargo, en la mayoría de los casos, la superficie de transferencia de calor del condensador es suficiente para que el refrigerante líquido se sub-enfríe por debajo de su temperatura de saturación, antes de salir del condensador (ver figura 3.3.1).

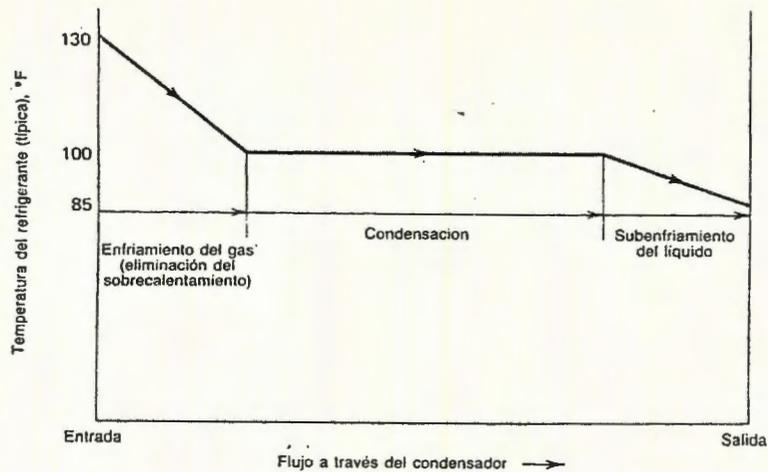


fig. 3.3.1 Remoción del calor del refrigerante en un condensador.

El condensador debe remover todo el calor adquirido por el refrigerante en el sistema de refrigeración. Dicho calor consiste en el calor absorbido en el evaporador (procedente de la carga de refrigeración) más el calor que se adquiere al comprimir el gas refrigerante. El calor removido se llama calor de rechazo.

3.3.2 Tipos de Condensadores.

Los condensadores de refrigerante pueden clasificarse en tres grupos, según el medio de enfriamiento utilizado, y la manera en que se transfiere el calor al mismo. Estos son:

- a) condensadores enfriados por agua
- b) condensadores evaporativos
- c) condensadores enfriados por aire

Los condensadores enfriados por agua y por aire utilizan la capacidad de calor sensible de los fluidos de enfriamiento. Esto es, el agua o el aire aumenta su temperatura. El condensador evaporativo utiliza principalmente el calor latente de vaporización del agua. Las pequeñas gotas de agua se evaporan en el aire circundante. El calor adquirido se toma del refrigerante.

En los tres tipos se utiliza el agua o el aire, puesto que se puede disponer de ellos en cantidades suficientes a ningún costo o a un costo razonable y tienen propiedades físicas deseables.

Condensadores enfriados por agua.

Los tipos de condensadores enfriados por agua se pueden clasificar según su constitución: de doble tubo, de carcasa y serpentín, de carcasa y tubo (vertical u horizontal).

Los condensadores enfriados por agua permiten temperaturas y presiones de condensación bajas, también suministran mejor control de la cabeza de presión de la unidades de operación.

Condensador de doble tubo

Estos condensadores se componen de dos tubos, uno dentro de otro. El agua de enfriamiento se hace circular por la tubería interior, y el refrigerante se circula por la tubería exterior. De esta manera se transfiere calor adicional del refrigerante al aire ambiente que rodea al condensador, reduciéndose así el diámetro del tubo.

Siempre se debe de utilizar una disposición a contraflujo en el condensador de doble tubo, con el fin de aumentar la transferencia de calor. (figura 3.3.2)

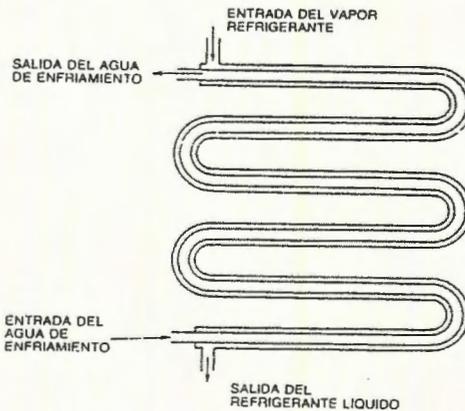


figura 3.3.2 Vista en sección de un condensador de doble tubo.

Condensador de carcasa y serpentín

Este tipo de condensador enfriado por agua consiste de uno o más serpentines continuos en forma de espiral dentro de una carcasa cilíndrica. El gas refrigerante caliente entra por la parte inferior del mismo. (figura 3.3.3)

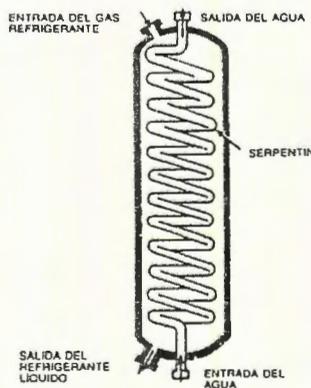


figura 3.3.3 Condensador de casco y serpentín vertical).

Condensador de carcasa y tubo

Podemos tomar dos tipos de este condensador: de tubos horizontales y tubos verticales.

Los de tubo horizontal consiste en haces de tubo rectos, contenidos en una carcasa. El agua de enfriamiento fluye por los tubos. El gas refrigerante entra por la parte superior de la carcasa. A medida que se condensa, desciende por gravedad al fondo donde está la salida. Se dice que un condensador es de un solo paso, si el agua entra por un extremo del tubo y sale por el otro extremo. Si el agua entra y sale por el mismo lado se dice que es de dos pasos en el condensador (figura 3.3.4)

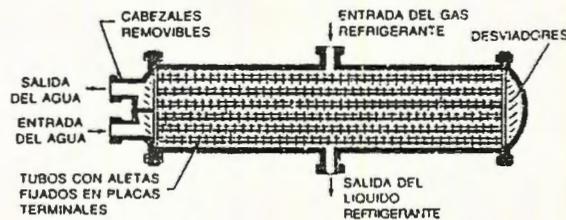


figura 3.3.4 Condensador horizontal de casco y tubos

Los de tubo vertical tienen una entrada libre para el agua en la parte superior del condensador. El agua de enfriamiento se bombea hasta la parte superior del condensador y desciende por gravedad, por los tubos verticales a un colector. El gas refrigerante entra por un costado del casco a la mitad, y el líquido condensado se drena al fondo. (figura 3.3.5)

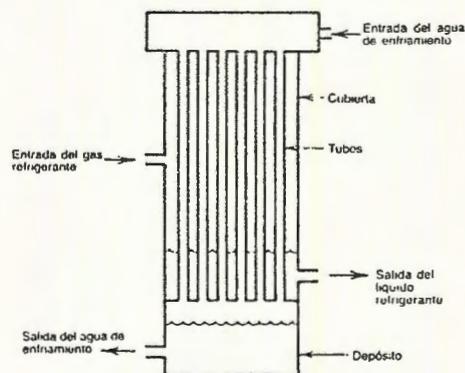


figura 3.3.5 Condensador vertical de casco y tubos.

Condensadores evaporativos

Este, transfiere calor principalmente por el efecto de enfriamiento causado por el agua que se evapora. El agua se atomiza sobre el serpentín de enfriamiento, el calor del refrigerante evapora el agua al aire circundante. El aire ambiente se hace pasar a través del condensador mediante un ventilador y así,

el aire húmedo se descarga a la atmósfera. (figura 3.3.6)

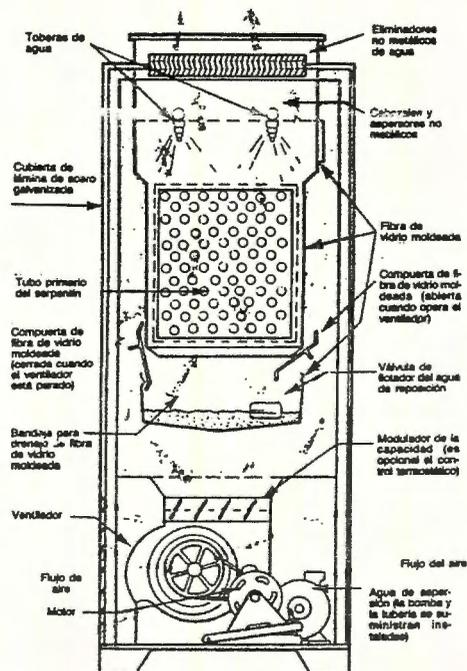


figura 3.3.6 Disposición de un condensador evaporativo. (Cortesía de Dunham-Bush, Inc.).

Condensadores enfriados por aire

El condensador enfriado por aire generalmente, se construye de tubos con aletas dispuestos en hileras de serpentines. El refrigerante fluye por los tubos y el aire fluye en dirección cruzada entre los mismos. Las aletas se utilizan debido al bajo coeficiente de transferencia de calor en el lado de aire.

Los condensadores pequeños enfriados por aire, que no tienen ventiladores, dependen de la convección natural del aire caliente para que éste fluya.

La mayor parte de los condensadores enfriados por aire tienen ventiladores (convección forzada) para aumentar el flujo de aire, y pueden construirse con flujo vertical u horizontal del aire (figura 3.3.7)

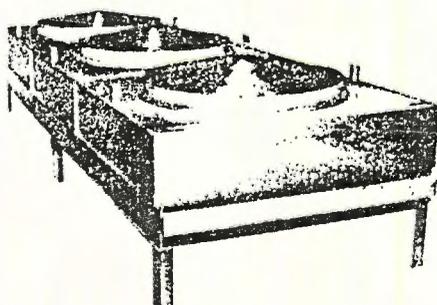


figura 3.3.7 Disposición típica de un condensador enfriado por aire, con tiro forzado.

Los ventiladores pueden ser de tipo axial, o del tipo centrífugo, dependiendo de la resistencia del aire. Los condensadores de convección forzada enfriados por aire tienen una gran aceptación debido a que su operación es sencilla, no necesitan agua, los problemas de corrosión son mínimos. El condensador enfriado por aire tiene por lo común, una temperatura de condensación mucho más elevada que una unidad enfriada por agua o una unidad evaporativa, y requiere una potencia del compresor considerablemente más alta. Esto se compensa en parte con el ahorro de energía que se obtiene al no utilizarse bomba alguna.

3.3.3 Control de presión en el condensador.

La presión del condensador o de la descarga, cambia con la carga de refrigeración y con la temperatura y el régimen de flujo del medio de enfriamiento. Si la carga de refrigeración aumenta, aumentará asimismo la cantidad de refrigerante que fluye a través del condensador. Esto eleva la presión de condensación (descarga), y por tanto, la temperatura de condensación dará por resultado una disminución de la capacidad del sistema, un aumento en la potencia del compresor, y una posible sobrecarga del motor del compresor, lo cual puede perjudicar tanto al compresor como al motor.

Una disminución de la carga de refrigeración dará como resultado el efecto opuesto en la presión. El dispositivo de control de flujo restringe el flujo a través del sistema. Entra menos refrigerante al condensador, y disminuye la presión del condensador, así como la temperatura. Una disminución de la temperatura del aire o agua de enfriamiento tiene el mismo efecto. Dentro de ciertos límites, esto es conveniente ya que se reduce la potencia requerida por el compresor; sin embargo, cuando se trata de sistemas provistos de válvulas de expansión, la capacidad de este tipo de válvula es una función de la caída de presión a través de la misma. Si la presión del lado de alta es demasiado baja, la capacidad de la válvula disminuye excesivamente, y limita en extremo la alimentación al evaporador. Esta puede dar por resultado una capacidad insuficiente de refrigeración, la formación de escarcha en el serpentín y una velocidad insuficiente del aceite de retorno. Los controles son indispensables para mantener una presión adecuada de condensación, y así evitar los problemas antes mencionados.

Los controles pueden ser activados directamente por la presión del condensador, o por la temperatura del medio de enfriamiento.

Control de presión de descarga en los condensadores enfriados por aire.

Los condensadores enfriados por aire se encuentran especialmente sometidos a bajas presiones de descarga, cuando operan en climas en los que

el aire alcanza temperaturas muy bajas. Los dos medios generalmente utilizados para controlar la presión de descarga en los condensadores enfriados por aire, son los que utilizan el control del lado del aire, y los que utilizan el control del lado del refrigerante.

El control del lado del aire opera disminuyendo el flujo del aire a través del condensador, disminuyendo así su capacidad, y dando como resultado un aumento en la presión de descarga.

Pueden utilizarse tres métodos: ciclado del ventilador, regulación de compuertas y control de la velocidad del ventilador.

Ciclado de ventiladores:

Los ventiladores se hacen arrancar y parar en respuesta a una señal. No se utiliza una señal de control directamente desde la presión de descarga, ya que esto ocasiona un ciclado demasiado rápido, pudiendo quemar el motor del ventilador. En su lugar, el control se efectúa con la temperatura del aire ambiente.

Regulación de compuertas:

En este método, el flujo de aire que pasa a través del serpentín del condensador se reduce mediante la regulación de compuertas, reduciéndose así la capacidad y elevándose la presión de descarga. El control se puede disponer para que opere ya sea con la presión del condensador, o con la temperatura del aire ambiente.

Control de la velocidad del ventilador:

Con el fin de reducir la velocidad del motor del ventilador, y por lo tanto el flujo de aire, se utilizan dispositivos de estado sólido para controlar la velocidad. El motor utilizado, es de un tipo cuya velocidad se reduce a medida que disminuye el voltaje. El dispositivo de control reduce el voltaje al motor, en respuesta a una señal procedente de la presión de condensación o de la temperatura del aire.

3.3.4 Capacidad y selección de unidades de condensación enfriadas por aire.

A fin de seleccionar con propiedad una unidad, se requiere la siguiente información:

- 1) carga de refrigeración
- 2) la temperatura saturada de succión
- 3) la temperatura de aire que entra al condensador
- 4) la altitud

3.4 CONTROL DE FLUJO DEL REFRIGERANTE

Durante el ciclo de refrigeración, es necesario algún medio para regular la cantidad de refrigerante en estado líquido que entra al evaporador. Si entra poco líquido

al serpentín, pronto se evapora y se pierde la efectividad de gran parte de la superficie de contacto entre éste y el aire forzado a través de él. Por otra parte, si entra demasiado líquido al evaporador, algo de éste pasará sin evaporarse a través de todo el serpentín y hacia la línea de succión, para luego pasar al compresor.

El líquido es prácticamente incompresible, por lo que si entra en grandes cantidades podrá causar la ruptura del pistón o las válvulas.

En refrigeración y aire acondicionado se ocupan básicamente dos métodos de expansión del refrigerante:

- tubo capilar (ver sección 3.4.1)
- válvulas de expansión (ver sección 3.4.2)

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

Primero, medir el refrigerante líquido en la tubería del líquido que va hacia el evaporador con una rapidez que sea proporcional a la cual está corriendo la vaporización en esta última unidad, y segundo, mantener un diferencial de presión del sistema a fin de permitir vaporizar el refrigerante bajo las condiciones de baja presión deseadas en el evaporador y al mismo tiempo, efectuar la condensación a la alta presión que se tiene en el condensador.

3.4.1 Tubo Capilar

Entre los controles del flujo de refrigerante, es el método más común, éste se encuentra en refrigeradoras domésticas, pequeños congeladores, equipos de ventana, y en pequeñas instalaciones comerciales.

En la figura 3.4.1 puede observarse la instalación típica de este tipo de control de flujo.

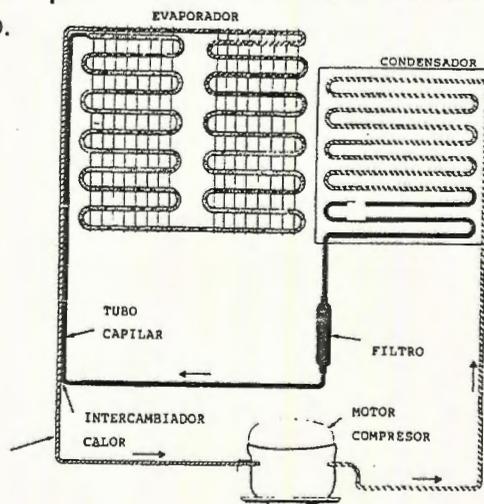


Fig. 3.4.1.
Sistema de Refrigeración
usando Tubo Capilar

El tubo capilar consiste en una tubería de longitud fija, de diámetro pequeño (menor que la tubería de salida del condensador). Este se instala entre el condensador y el evaporador. Generalmente, se coloca por el lado de la tubería del líquido. Debido a la gran resistencia por fricción que resulta de su longitud grande y su diámetro pequeño, se produce en éste un efecto de estrangulamiento.

La formación gradual de gas en el tubo a medida que la presión del líquido se reduzca hasta un valor menor a la presión de saturación, servirá para restringir o medir el flujo del líquido del condensador al evaporador y también para mantener la diferencia de presión de operación entre estas dos unidades.

Para una determinada longitud y diámetro del tubo, la resistencia del tubo es fija o constante, de modo que la razón de flujo líquido a través del tubo en cualquier instante de tiempo es proporcional al diferencial de presión que se tiene a través del tubo.

Al hablar de un diferencial de presión nos referimos a la diferencia entre las presiones vaporizante y condensante del sistema.

No obstante siendo el tubo capilar el punto de división para la caída de presión del sistema cuando está en operación, la presión se equilibra cuando el compresor deja de funcionar.

El compresor puede por lo tanto, arrancar fácilmente y un motor de bajo par de arranque puede ser usado.

Para un sistema que use tubo capilar, operará a su máxima eficiencia sólo para ciertas condiciones de operación, la eficiencia será un poco menor a la máxima; sin embargo, debe indicarse que el tubo capilar es hasta cierto grado auto-compensante y si está debidamente diseñado y aplicado, dará servicio satisfactorio para un rango razonable de condiciones de operación.

3.4.2 Válvulas de expansión

Estas cumplen la misma función que el tubo capilar, la diferencia estriba en que la válvula tiene regulación para diferentes situaciones de carga. Esta versatilidad ya puede ser:

- i) manual
- ii) automática
- iii) termostática

Dentro del circuito de refrigeración ésta se encuentra en la entrada del evaporador, es decir, al final de la línea líquida.

i) Válvula de expansión manual (figura 3.4.2.1)

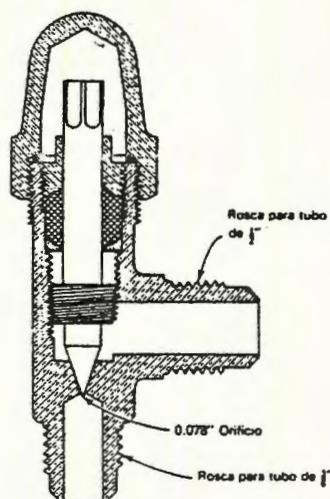


fig. 3.4.2.1.
Valvula de Expansión Maual

Estas son válvulas de aguja, operadas manualmente. La razón de flujo líquido a través de la válvula depende del diferencial de presión a través del orificio de la válvula, la razón de flujo permanecerá siempre constante independientemente de la presión que se tenga en el evaporador y de la carga en el mismo.

La principal desventaja de la válvula de expansión manual es que ésta no responde a los cambios de la carga del sistema y por lo tanto debe ser manualmente reajustada cada vez que cambia la carga en el sistema a fin de limitar o sobrealimentar al evaporador, dependiendo de si la carga aumenta o disminuye.

El uso principal que se le da a esta válvula es el de control de refrigerante auxiliar, para controlar la razón de flujo a través de tuberías de purgado o sangrado.

ii) Válvula de expansión automática.

Su composición se basa en dos partes principales: una aguja y un asiento, para el correcto sellado entre estos dos, se cuenta con un fuelle o diafragma de presión, además de un resorte cuya tensión se puede variar por medio de un tornillo de ajuste.

Las funciones de la válvula de expansión automática son las de mantener una presión constante en el evaporador inundado alimentando una mayor o menor cantidad de flujo a la superficie del evaporador, en respuesta a los cambios de carga que se tengan en el mismo.

La característica de presión constante resulta de las interacciones de dos fuerzas opuestas: la presión en el evaporador, y la tensión en el resorte. Por un lado se ejerce la presión sobre los fuelles o el diafragma, para dar movimiento a la válvula en la dirección de cerrado, mientras que la tensión en el resorte actúa en el lado opuesto de los fuelles o del diafragma, para mover la válvula en la dirección corre-

spontánea a abrirse. Cuando el compresor está funcionando, la válvula actúa manteniendo la presión del evaporador en equilibrio con la tensión del resorte. (figura 3.4.2.2)

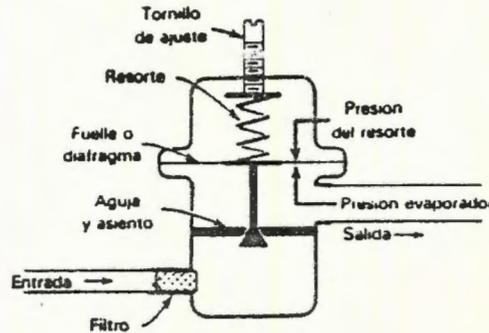


Fig. 3.4.2.2.
Diagrama Esquemático de un a
Válvula de Expansión Automática

Como su nombre lo indica, la operación de la válvula es automática y una vez que la tensión en el resorte es ajustada a la presión deseada en el evaporador, la válvula operará automáticamente para regular el flujo del refrigerante líquido hacia el evaporador, independientemente de la carga que se tenga en el evaporador.

Esta válvula tiene como característica un cerrado rápido cuando el compresor es detenido y permanece así hasta que inicie el ciclo de arranque del mismo. (figura 3.4.2.3)

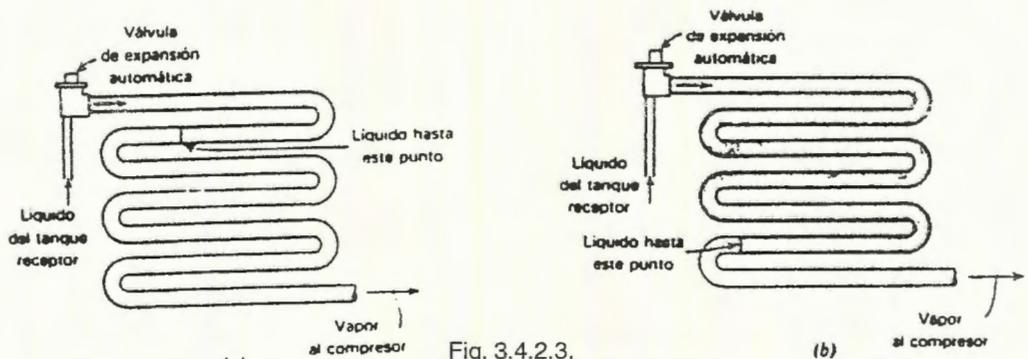


Fig. 3.4.2.3.
Características de Operación de la Válvula de Expansión Automática bajo las
condiciones de carga variable. (a) Carga Pesada y (b) Carga Mínima

iii) Válvula de expansión termostática.

Esta es la más usada actualmente por su alta eficiencia y su facilidad de adaptarse a cualquier tipo de aplicación. Mientras que la válvula de expansión automática está basada en mantener presión constante en el evaporador, la válvula de expansión termostática se basa en mantener un grado constante de sobrecalentamiento de la succión en la salida del evaporador, con lo cual se per-

mite mantener el evaporador completamente lleno de refrigerante bajo las condiciones de carga del sistema, sin peligro de derramar líquido dentro de la tubería de succión. Debido a su habilidad para proporcionar un amplio y efectivo uso de la superficie del evaporador bajo todas las condiciones de carga, la válvula de expansión termostática es prácticamente adecuada para el control de flujo de refrigerante en sistemas que están sujetos a variaciones grandes y frecuentes de la carga.

Las partes de este tipo de válvula son:

- a) un conjunto asiento-aguja
 - b) fuelles o diafragma de presión
 - c) un bulbo remoto, cargado con cierto fluido, el cual está abierto en el lado de los fuelles o del diafragma a través de un tubo capilar.
 - d) un resorte, cuya tensión es regulada por un tornillo de ajuste.
- (ver figura 3.4.2.4)

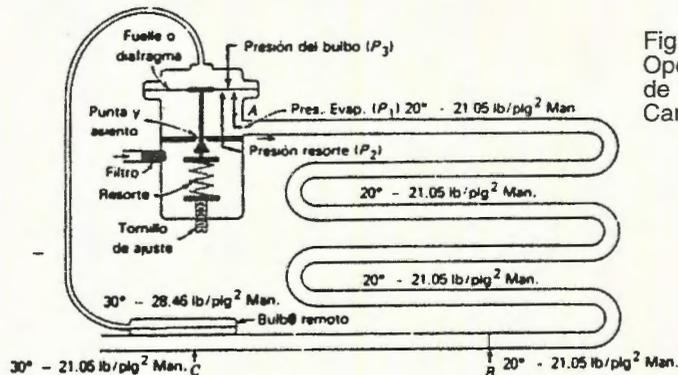


Fig. 3.4.2.4
Operación de una válvula de Expansión Termostática Cargada con Líquido

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

- la presión en el evaporador
- la presión ejercida en el resorte, y
- la presión ejercida por la mezcla de líquido vapor que se tiene en el bulbo remoto.

El refrigerante que contiene el bulbo generalmente es el mismo del sistema, no es así para equipos de muy baja temperatura, en los cuales se tiene un refrigerante distinto en el bulbo con lo que se obtiene las válvulas de expansión de carga cruzada.

El fluido en el bulbo remoto actúa en el diafragma a través del tubo capilar y tiende a mover a la válvula en la dirección de abrirse, mientras que la presión en el evaporador y la tensión en el resorte actúan juntamente sobre el otro lado

del diafragma y tienden a mover la válvula hacia la dirección de cerrarse. Por lo tanto, la válvula se abrirá cuando el sobrecalentamiento que se desea expanda el refrigerante en el bulbo, y logre vencer la presión que previamente hemos ajustado en el resorte, a través del tornillo de ajuste, por esta razón, al ajuste del resorte se le llama "ajuste de sobrecalentamiento". Como regla general, las válvulas de expansión termostática son ajustadas por el fabricante para un sobrecalentamiento de 7 a 10 grados Fahrenheit.

La ubicación del bulbo de la válvula de expansión, es tremendamente importante para la buena operación de la válvula. Deben observarse ciertas reglas:

1. Debe de quedar lo más cerca posible de la salida del evaporador.
2. Debe existir un buen contacto térmico entre el bulbo y la tubería.
3. Debe ubicarse sobre la tubería, cuando su diámetro sea menor de 7/8".
4. Debe ubicarse aproximadamente a un ángulo de 45° para tuberías mayores de 7/8". (ver figura 3.4.2.5)

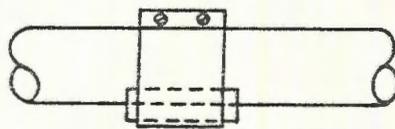


Fig. 3.4.2.5.
Posición de Bulbo en Tubería



4.0.- REFRIGERANTES

4.1 Definición

Un refrigerante es un medio de transferencia de calor que absorbe calor por evaporación a baja temperatura y lo entrega por condensación a temperatura alta y presión alta.

Para que pueda usarse como refrigerante, en el ciclo de compresión de vapor, un fluido debe poseer propiedades químicas, físicas y termodinámicas, que los hagan seguro y económico.

4.2 Características deseables

Las características de un buen refrigerante para uso comercial son:

- a) bajo punto de ebullición
- b) seguro, no tóxico
- c) fácil de licuarse a presión y temperatura moderadas
- d) alto valor de calor latente
- e) no tenga efecto con la humedad
- f) buena miscibilidad con el aceite
- g) no sea corrosivo para metales.

4.3 Clasificación

Los refrigerantes pueden dividirse en tres clases, esto de acuerdo a su forma de absorber o extraer el calor de las sustancias a refrigerarse:

Refrigerantes clase 1:

Esta clase incluye aquellos refrigerantes que enfrían a los materiales absorbiendo o entregando sus calores latentes. (ver tabla 4.1)

Tabla 4.1. Refrigerantes clase 1

NOMBRE	PUNTO EBULLICIÓN (°F)	CALOR LATENTE (BTU/LBS)
Dióxido Sulfuroso (SO ₂)	14	165.88 a 18°F

Cloruro de Metilo	-10.6	177.80 a 18
Amoniaco (NH ₃)	-28.0	554.7 a 18°F
Freón (CCl ₂ F ₂)	-21.7	68.14 a 18°F
Dióxido de Carbono(CO ₂)	-110.5	116.0 a 5°F
Cloruro de etilo	55.6	177.0 a 5°F
Freezol (isobutano) (CH ₃) ₃ CH	10.0	173.5 a 5°F

Refrigerantes de clase 2

Estos refrigerantes son los que enfrían a las sustancias absorbiendo su calor sensible. Entre ellos están: el aire, calcio, cloruro de sodio (sal), soluciones de alcohol y similares no congelables.

Refrigerantes de clase 3

Este grupo consta de soluciones que contienen vapores absorbidos de agentes licuables o medios refrigerantes. Estas soluciones llenan los vapores licuables que producen un efecto de enfriamiento debido a la absorción de su calor latente. Un ejemplo de este grupo es el agua de amoníaco que es una solución compuesta de agua destilada y amoníaco puro (sistema de refrigeración por absorción)

4.3.1 REFRIGERANTES

Dioxido Sulfuroso (SO₂)

Refrigerante de uso doméstico, es un líquido o gas descolorido, tóxico y olor picante; no se considera un refrigerante seguro. Su punto de ebullición es de -10°C a la presión atmosférica. El SO₂ no tiene efecto alguno corrosivo sobre los metales que se usan corrientemente en la construcción de compresores frigoríficos electro-automáticos.

Si se introduce en el sistema una cantidad apreciable de humedad, forma ácido sulfúrico, que ataca rápidamente los metales.

Se produce al quemar azufre en el aire y se compone de un átomo de azufre y dos de oxígeno. El SO₂ cuatro veces menos denso que el freón. Los aceites más usados con SO₂ deben tener una viscosidad de 75 a 150 Saybolt; el SO₂, no es inflamable, ni explosivo.

Cloruro de Metilo

Este refrigerante es de uso limitado en los refrigeradores domésticos. El cloruro de metilo tiene un bajo punto de ebullición, siendo de -23.76°C a la presión atmosférica.

El único efecto del cloruro de metilo sobre los aceites lubricantes es que se diluye con éstos hasta un límite considerable. A temperaturas y presiones ordinarias no disuelve el aceite en grado suficiente para reducir su acción lubricante.

Los aceites a utilizarse con este refrigerante deben tener una viscosidad mayor de 150 a 300 Saybolt.

En condiciones secas no es corrosivo para los metales, pero en presencia de humedad, las placas de cobre en las partes del compresor pueden cubrirse de un lodo pegajoso que va en detrimento de todo el sistema.

Amoníaco

Es un refrigerante empleado en refrigeradores domésticos que operan con el principio de absorción. También se utilizan sobre todo, en grandes maquinarias para uso industrial.

Su temperatura de ebullición a presión atmosférica normal, es de -28°F y la de congelamiento es de -107.86°F ; es muy soluble en agua ya que un volumen de agua absorbe 1.148 volúmenes de amoníaco a 32°F .

- Es combustible o explosivo cuando se mezcla con el aire en ciertas proporciones (alrededor de un volumen de amoníaco por dos volúmenes de aire), y mucho más cuando se mezcla con el oxígeno.

Debido a su alto calor latente (555 BTU a 18°F), es posible conseguir grandes efectos refrigerantes con maquinaria relativamente pequeña; es muy tóxico y se recomiendan accesorios de aceros gruesos para su conducción.

Freón (R -12)

Es uno de los compuestos de la familia de los generalmente llamados freones más usados en refrigeración. Se compone de un átomo de carbono, dos de cloro y dos de flúor, para formar así una molécula de Diclorodifluorometano.

Su fórmula química es CCl_2F_2 , no tiene olor, ni color.

El punto de ebullición de este refrigerante es de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la presión atmosférica.

El freón 12 está clasificado entre los gases especialmente no tóxicos, su vapor en todas proporciones no irrita la piel, ojos, nariz y garganta, y siendo inodoro y no irritante, elimina toda posibilidad de temor si se escapa de un sistema de refrigeración. El freón 12 no es inflamable ni explosivo.

Dióxido de Carbono

Es un gas incoloro, no es explosivo ni inflamable; su punto de ebullición es extremadamente bajo (-110.5°F); a una temperatura de condensación de $80\text{ }^{\circ}\text{F}$, se requiere una presión de aproximadamente 1000 PSI para licuar el gas. Es poco eficiente en comparación a otros refrigerantes comunes, se utiliza raras veces en unidades domésticas, pero es usado en algunas aplicaciones industriales y embarcaciones.

Cloruro de Etilo

Debido a la baja presión a la que evapora, este refrigerante no es comúnmente utilizado en unidades domésticas.

Existe mucha similitud entre el cloruro de metilo y el cloruro de etilo. Tiene un punto de ebullición de 55.6°F a la presión atmosférica; una temperatura crítica de 360.5°F , con una presión en este punto de 784 PSI. El cloruro de etilo es un líquido o gas incoloro con un olor penetrante parecido al éter y de gusto dulce. No reacciona con todos los metales y por consiguiente puede emplearse hierro, cobre y aún estaño y plomo en la construcción de toda la unidad. Dado que el cloruro de etilo ablanda todos los compuestos de hule o materiales de empaque, es más conveniente utilizar únicamente plomo como empaque. Dado que el desplazamiento requerido por la unidad de refrigeración en el cilindro del compresor es excesivamente grande, el método rotativo de compresión sirve para minimizar el tamaño de la unidad, considerando que un compresor recíprocante generalmente presenta una apariencia un poco voluminosa. Los compresores rotativos operan con menor ruido y no presentan golpeteo encontrado en el tipo recíprocante.

Isobutano (Freezol)

Es un gas incoloro de olor característico a gas natural. Es estable y no reacciona con el agua.

Su punto de ebullición es de 10°F que le permite trabajar a la temperatura

requerida a la presión atmosférica con una presión posterior positiva. Su presión de condensación es aproximadamente cuarenta y nueve libras relativas a 90°F.

Freón (R-22)

Este refrigerante está formado por un átomo de carbono, uno de hidrógeno, uno de cloro y dos de flúor, siendo su fórmula química CHCl_2F_2 (Monocloro difluorometano)

Su punto de ebullición es de -40°C a la presión atmosférica. Con su empleo se consigue aumentar en un 60% la capacidad de un compresor R-12, con el mismo pistón, recorrido y velocidad, u obtener la misma capacidad reduciendo la velocidad de aquél.

El R-22 y los aceites lubricantes se mezclan en la compresión, pero se separan en el evaporador, formando dos capas, con el aceite en la capa superior, cuyo espesor depende de la cantidad de aceite que contenga el refrigerante líquido y de las propiedades del mismo aceite que deberá ser de un alto grado de refinamiento.

La solubilidad del agua en el R-22 es aproximadamente ocho veces mayor que la del R-12. Sus vapores son inodoros y sus efectos sobre las personas son iguales que con el R-12.

Freón (R-502)

Este es un refrigerante de la familia de los fluorocarbonos. Es una mezcla azeotrópica del R-22 y R-115 (en proporción de 48.8% del primero y 51.2% del segundo) y muchas de sus propiedades son una combinación de las correspondientes a sus componentes individuales.

Al igual que los demás refrigerantes de la llamada familia freón, es anti-corrosivo, no es tóxico, ni inflamable.

El punto de ebullición es 5°C más bajo que el R-22 y su rendimiento frigorífico combina muchas de las cualidades del R-22 y R-12.

En general, la capacidad y características de estabilidad son iguales o quizá mejores que las del R-22, con temperaturas de descarga más bajas, del orden de 16 a 20°C .

Su solubilidad con el aceite es similar a la del R-22 por lo que se recomien-

da en algunos casos el empleo de un separador de aceite en la línea de descarga, así como la obtención de velocidad de aspiración lo suficientemente alta para un buen retorno de aceite y el tendido de líneas de aspiración con una inclinación adecuada que facilite dicho retorno.

La relación de compresión es aproximadamente un 10% menor que la del R-12 y R-22, lo cual se traduce en un rendimiento volumétrico superior a la posibilidad de alcanzar temperaturas de evaporación más bajas.

Otros refrigerantes

Entre otros refrigerantes que son usados en alguna medida están: Diclorotetrafluorometano, también conocido como Freón 114 ($C_2Cl_2F_4$); Diclorotomenofluorometano, mejor conocido como Freón 21 ($CHCl_2F$), Cloruro de Metileno (carrene) (CH_2Cl_2); Butano, Etano, Propano, Formiato de Metilo, etcétera.

4.4 Identificación de los refrigerantes según la clave de los colores

Los refrigerantes se suministran en envases que son unos recipientes a presión, lo cuales están provistos de su correspondiente válvula de cierre. Los envases de refrigerante se distinguen por medio de franjas pintadas con el color correspondiente como norma a cada refrigerante, siendo dichos colores en el caso de los refrigerantes que más se emplean generalmente: (ver tabla 4.2)

TABLA 4.2 Refrigerantes más empleados. Código de colores.

REFRIGERANTE	COLOR
R - 717 (amoníaco)	verde
R - 40 (cloruro de metilo)	rojo
R - 12	blanco
R - 22	verde claro
R - 502	morado claro
R - 11	naranja

4.5 EL PROTOCOLO DE MONTREAL

Debido al continuo avance de las investigaciones científicas de la disminución en la capa de ozono, así como la revisión periódica de los compromisos de los países firmantes del protocolo de Montreal, este documento tuvo una última revisión el 25 de noviembre de 1992, en Copenhagen, Dinamarca, en una

reunión del "Programa del Ambiente de las Naciones Unidas". Este acuerdo vino a fortificar grandemente la "Enmiendas de Londres" de 1990.

La reunión de Copenhague, tuvo como objetivo acelerar la eliminación de los siguientes productos para antes del año 2000 para países desarrollados:

1.- CFCS (CLOROFLUOROCARBONOS)

- Reducir en 75% a la producción a partir del 1 de enero de 1995.
- Descontinuar en 100% la producción a partir del 1 de enero de 1996.

2.- HALONES

- Descontinuar en 100% la producción a partir del 1 de enero de 1995.

3.- TETRACLORURO DE CARBONO

- Reducir en 85% la producción a partir del 1 de enero de 1995.
- Descontinuar en 100% la producción a partir del 1 de enero de 1996.

4.- I,1,1 TRICLOROETANO (METIL CLOROFORMO)

- Reducir en 50% la producción a partir del 1 de enero de 1994.
- Descontinuar en 100% la producción a partir del 1 de enero de 1996.

5.- BROMURO DE METILO.

- Congelar la producción en 1995 a los niveles de 1991
- Se establecerá la fecha de discontinuación en la próxima revisión del protocolo.

6.- HCFCs (HIDROCLOROFLUOROCARBONOS)

- Congelar la producción a partir del 1 de enero de 1996.
- Reducir en 35% la producción para el 1 de enero de 2004
- Reducir en 90% la producción para el año 2015.

Los países quienes no han firmado el protocolo de Montreal no podrán comercializar los productos mencionados a partir del 1 de enero de 1993; es decir, estará prohibido exportar de cualquier país productor sustancias controladas a los no participantes.

Debido al tremendo impacto que estas sustancias están haciendo al medio ambiente, compañías productoras y usuarios de los CFCS y Halones han

requerido el desarrollo de un plan agresivo para discontinuar estos productos.

4.6 Los nuevos refrigerantes

Las pruebas han demostrado que los HCFCS y los HFCS exhiben propiedades y características de rendimientos similares a los CFCS, pero con impacto ambiental enormemente reducido a consecuencia de la forma como reaccionan. Los HCFCS contienen Hidrógeno, Cloro, Flúor, y Carbono. Debido a que contienen hidrógeno, estos compuestos son eliminados de la atmósfera inferior (tropósfera) con eficacia.

Los compuestos se eliminan por medio de procesos que se inician por la reacción con radicales hidroxilos (una sustancia química producida naturalmente, de alto poder reactivo) y se concluyen con su conversión en agua, dióxido de carbono y compuesto solubles en agua que son entonces eliminados por medio de la precipitación.

Los refrigerantes HCFCS (como el refrigerante HCFC22 utilizado tradicionalmente) son únicamente reemplazos temporales.

Por otra parte, el HFC 134a es el único refrigerante comercial puro que no está incluido dentro de las restricciones del protocolo de Montreal. Para un mejor enfoque del refrigerante sustituto 134a ver capítulo 5.0.

Para que los compuestos tengan la posibilidad de afectar el ozono de la estratósfera, tienen que depositar cloro en dicha región de la atmósfera. Puesto que los HFCS no contienen cloro, no pueden tener ningún efecto en el ozono estratosférico, según los conocimientos actuales.

" Considerando la base global, cualquier cantidad de ozono troposférico producido como resultado de la liberación de HFCS y HCFCS sería insignificante en comparación con el producto como resultado de las emisiones de metano, las que se calculan en casi quinientos millones de toneladas por año"

Por otra parte, los HFCS ofrecen una toxicidad aceptable, estabilidad en el uso, no son inflamables y presentan una baja reactividad fotoquímica.

Luego de varias pruebas realizadas se comprobó que el HFC 134a ofrece sobre el CFC 12, propiedades ambientales mejoradas con un potencial de agotamiento de ozono (ODP) de cero y un potencial de calentamiento de la tierra significativamente más bajos .

El HFC 134a, un refrigerante ambientalmente aceptable, es la elección mundial para reemplazar CFC 12 en el aire acondicionado para vehículos. Debido a que no contiene cloro, tiene un potencial de agotamiento del ozono igual a cero. El HFC 134a no es un sustituto directo, es un refrigerante alternativo para sistemas de temperatura media con CFC 12. Con él, se espera un rendimiento aceptable. El proceso de reconversión es complejo y requiere un estudio cuidadoso de los materiales de construcción y de la tecnología utilizada en los sistemas existentes.

Es importante antes de comenzar la adaptación revisar los elementos de la instalación y las características del refrigerante sustituto. Para optimizar el funcionamiento del HFC 134a en sistemas nuevos de aire acondicionado, muchos de los componentes tienen que ser rediseñados: lubricantes, compresor, desecante, mangueras, evaporador y condensador.

4.7 Comparación entre refrigerantes tradicionales y sustitutos

Tomando en cuenta las características enunciadas en los apartados anteriores, vale la pena aclarar que los refrigerantes sustitutos poseen características muy semejantes (mas no iguales) a los tradicionales que hacen posible la reconversión. Las diferencias residen en su composición, precio, proceso de elaboración y, fundamentalmente, en su potencial de agotamiento de ozono (ODP).

Para aclarar mejor estas diferencias, a continuación se presentan algunas diferencias(ver tabla 4.4)

(Tabla 4.4 .)

Vida potencial de agotamiento de ozono de los CFCS, HCFCs y HFCS.

COMPUESTO	VIDA (AÑOS)	ODP
CFC 11	65	1.0
CFC 12	120	1.0
CFC 113	90	0.8
HCFC 22	20	0.05
HCFC 123	2	0.01
HCFC 141b	10	0.03
HCFC 142b	22	0.03
HFC 150	2	0
HFC 134	5	0

(TABLA 4.5)

PROPIEDADES DE CFC 12, HCFC 22 Y POSIBLES ALTERNATIVAS.

	<u>CFC 12</u>	<u>HCFC 22</u>	<u>HFC 134a</u>
FORMULA	CCl ₂ F ₂	CHClF ₂	CF ₃ CH ₂ F
PESO MOLECULAR	120.9	86.5	102.0
PTO EBULL. (°C)	-30	-40.6	26.7
INFLAMABILIDAD	NO	NO	NO
TOXICOLOGIA (PPM AEL)	BAJA	BAJA	1000
PROCESO DE MANUFACTURA	SI	SI	NO
COSTO ESTIMAD	1*	1.5*	3.5*

4.6 Reconversión

La reconversión es la adaptación al menor costo, de una instalación frigorífica en funcionamiento con clorofluorocarbonos, para que pueda seguir funcionando con hidrofliuorocarbonos.

Es importante además justificar la reconversión, por lo tanto, se puede decir que la adaptación a los hidrofliuorocarbonos permite alargar la vida de las instalaciones más allá del cese de la fabricación de los clorofluorocarbonos. La importancia de la reconversión en las instalaciones actuales es alta y siempre es mejor para propietarios poder reutilizar parte de ella al reconvertir el equipo que perderla totalmente sustituyéndola.

Es importante aclarar que actualmente no hay sustitutos directos para el CFC 12; sin embargo, se puede considerar que hay opciones variables como el 134a y el SUVA MP 52 de Du Pont (Mezcla de tres componentes que contiene HCFC 22, HFC 152a y HCFC 124).

La reconversión es un proceso complejo y requiere un estudio cuidadoso de los materiales de construcción y de la tecnología utilizada en los sistemas extentes.

Los estudios actualmente en curso conducen a dos aspectos fundamentales que deben particularmente tenerse en cuenta:

- la estabilidad química del sistema (para determinar la vida de los materiales utilizados)
- los rendimientos termodinámicos después de la reconversión.

Rendimientos en el enfriamiento y operabilidad del sistema de aire acondicionado o refrigeración.

Consideraciones de presión, temperatura y control del sistema es posible que los refrigerantes de reacondicionamiento no funcionen tan bien como los CFCS bajo todas las condiciones de operación; sin embargo, en pruebas realizadas con ciertos sistemas de válvulas de expansión térmica(TXV), se ha determinado que el rendimiento de los HFCS azéotropos se puede mejorar ajustando o reemplazando la válvula de expansión térmica en algunos de estos sistemas. También como se dijo anteriormente, es posible que algunos sistemas no requieran cambios.

4.9 Lubricantes

La elección de lubricantes se basa en diversos factores que pueden incluir el retorno de aceite al compresor, poder lubricante y compatibilidad de materiales. Todavía existen ciertos puntos en estudio como son: la estabilidad química del lubricante de reacondicionamiento con materiales residuales como aceite mineral, contaminantes clorados y agentes de arrastre; compatibilidad del lubricante con materiales del sistema de aire acondicionado o de refrigeración como mangueras, desecantes, sellos y empaques, miscibilidad con el nuevo refrigerante (HFC 134a) y capacidad de lubricación.

4.10 Numeración de refrigerantes

De acuerdo a los estándares de la ANSI/ASHRAE, el primer dígito corresponde a los enlaces carbono-carbono no saturados. Si el número es cero, se omite. El segundo dígito es el número de átomos de carbono menos uno. El tercer dígito es el número de átomos de hidrógeno más uno. El último dígito es el que corresponde a los átomos de Flúor del compuesto.

4.11 Sustancias refrigerantes

GLICOLES

Los glicoles son compuestos orgánicos que contienen dos grupos de hidroxilos por molécula.

Los glicoles se asemejan al agua ya que son esencialmente claros, sin color y prácticamente sin olor. Los glicoles son más pesados y más viscosos que el agua a cualquier temperatura además de su punto de ebullición es más alto. (ver tabla 1)

Muchos de los usos de los glicoles dependen de su excelente solvencia en muchos compuestos orgánicos así como su completa solubilidad en el agua (ver tabla 2)

Los amplios rangos de aplicación para los glicoles, comprueban su gran importancia industrial. Ahora los glicoles son encontrados en muchos productos como: dinamita, shampoos, cigarrillos, tinta, formulación de anticongelante y goma.

Usos comerciales del propilene glycol :

El propilene glycol, es único entre los glicoles ya que su baja toxicidad permite que este pueda ser ingerido sin ocasionar problemas al organismo.

Existen dos grados de propilene glycol:

- Propilene glycol, USP para alimentos, productos farmacéuticos, cosméticos y otras posibles aplicaciones que envuelvan posible ingestión o absorción a través de la piel.
- Propilene glycol para uso industrial.

En común con los otros glicoles, el propilene glycol es inoloro, e incoloro y tiene un ancho de rango de solvencia en materiales orgánicos y solvencia completa en agua.

El propilene glycol, U.S.P. es un importante solvente para aromáticos en la industria de sabores concentrados. Además encuentra uso adicional como solvente de elixeres y preparaciones farmacéuticas que contienen ingredientes solubles en agua, también es utilizado en la formulación (como agente de unión) de lociones para la piel, shampoos y otros productos similares.

El propilene glicol de uso industrial es un importante intermediario en la producción de resinas usadas en pintura y barnices. Además, es muy utilizado como medio de transferencia de calor a baja temperatura, en sistemas de enfriamiento y otros equipos de refrigeración que pueden enfriar bebidas o comidas líquidas. En solución acuosa, demuestra excelentes propiedades anticongelantes.

(Tabla1)

GLYCOLS

ETHYLENE GLYCOL
DIETHYLENE GLYCOL
TRIETHYLENE GLYCOL
TETRAETHYLENE GLYCOL
PROPYLENE GLYCOL
DIPROPYLENE GLYCOL

FORMULA	C ₂ H ₆ O ₂	C ₄ H ₁₀ O ₃	C ₆ H ₁₄ O ₄	C ₈ H ₁₈ O ₅	C ₁₀ H ₂₂ O ₆	C ₁₂ H ₂₆ O ₇
MOLECULAR WEIGHT	62.1	106.1	150.2	194.2	238.2	282.2
BOILING POINT* AT 760 mm. Hg °F.	387.1	472.6	545.9	597.2	669.0	742.8
BOILING POINT* AT 760 mm. Hg °C.	197.3	244.8	285.5	314	359.2	396.0
VAPOR PRESSURE* AT 77°F. (25°C.) mm. Hg	0.12	<0.01	<0.01	<0.01	0.22	0.03
DENSITY AT 77°F. (25°C.)	1.110	1.113	1.119	1.120	1.033	1.023
AT 140°F. (60°C.)	1.085	1.088	1.092	1.092	1.007	0.996
POUNDS PER GALLON AT 77°F. (25°C.)	9.26	9.29	9.34	9.34	8.62	8.54
FREEZING POINT, °F	8	17	19	22	Supercools	Supercools
FOUR POINT, °F.	-	-65	-73	-42	-71	-38
VISCOSITY IN CENTISTOKES AT 77°F. (25°C.)	14.9	25.3	33.3	39.9	42.6	72.5
AT 140°F. (60°C.)	4.68	6.99	8.77	10.2	8.50	11.1
SURFACE TENSION AT 77°F. (25°C.) DYNES/CM	47	44	45	45	36	31
REFRACTIVE INDEX AT 77°F. (25°C.)	1.430	1.446	1.454	1.457	1.431	1.439
SPECIFIC HEAT AT 77°F. (25°C.) B.T.U./LB./°F.	0.58	0.55	0.53	0.52	0.60	0.58
FLASH POINT, °F. (C.O.C.)	240	280	320	365	215	260
FIRE POINT, °F. (C.O.C.)	245	290	330	375	220	260

*Pure Compound

(Tabla2)

S Completely Soluble
I Insoluble
< Less Than
> Greater Than

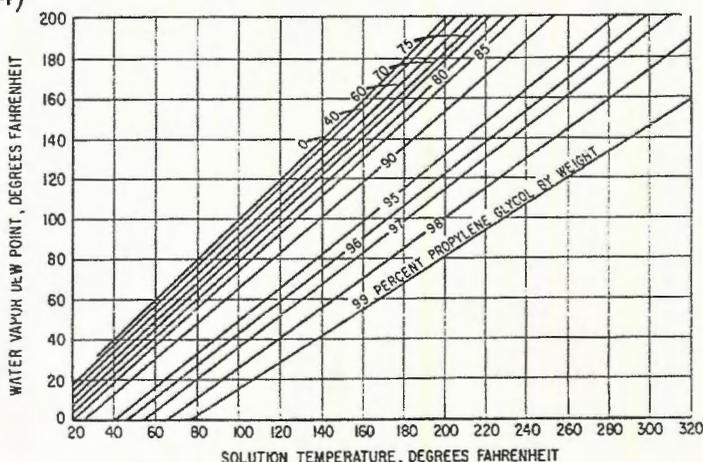
	ETHYLENE GLYCOL	DIETHYLENE GLYCOL	TRIETHYLENE GLYCOL	TETRAETHYLENE GLYCOL	PROPYLENE GLYCOL	DIPROPYLENE GLYCOL	TRIPROPYLENE GLYCOL
Benzene	5.7	31.3	5	5	19.2	5	5
Carbon Tetrachloride*	6.2	24.2	33.6	62	23.4	5	3
Dibutyl Phthalate	0.5	10.6	16.5	5	8.1	5	5
Dichloroethyl Ether*	10.6	5	5	5	27.1	5	5
Diethanolamine*	5	5	5	5	5	5	5
Dowanol™ 33B*	5	5	5	5	5	5	5
Dowanol™ 50B*	5	5	5	5	5	5	5
Ethyl Alcohol	3	5	5	5	5	5	5
Ethyl Ether	8.2	16.3	16.9	20	5	5	5
Methyl Alcohol	5	5	5	5	5	5	5
Methyl Isobutyl Carbinol	5	5	5	5	5	5	5
Methyl Isobutyl Ketone	12	5	5	5	5	5	5
Monochlorobenzene*	5.7	5	5	5	22.5	5	5
Monethanolamine*	5	5	5	5	5	5	5
ortho-Dichlorobenzene*	4.5	48.4	5	5	19.4	5	5
Perchloroethylene*	0.7	10.7	13.0	17.0	14.5	5	5
Phenol*	5	5	5	5	5	5	5
Styrene*	3.4	3.6	5	5	13	5	5
Toluene	2.9	17.2	24.9	89	12.3	5	5
Urea	48	30	37	28	29	12	10
Castor Oil	I	<0.5	<0.5	<1	0.8	5	5
Cocnut Oil	I	I	I	<1	I	I	3
Cottonseed Oil	I	I	I	<1	I	I	<1
Hydrus Wool Fat	<0.5	<0.5	<0.5	<1	<0.5	<0.5	<1
Lard Oil	I	I	I	<1	I	I	<1
Linseed Oil	I	I	I	<1	I	1.4	2.5
Olive Oil*	<1	<1	<1	<1	<1	<1	<1
Olive Oil	I	I	I	<1	I	I	I
Pine Oil	5	5	5	5	5	5	5
Soya Bean Oil	I	I	I	<1	I	I	<1
Spermaceti Oil	<1	I	I	<1	I	I	<1
Tall Oil	<1	<1	<1	<1	I	5	5
Tung Oil	I	I	I	<1	I	I	<1
Turkey Red Oil	<1	<1**	1**	1**	<1**	2**	4**
Paraffin Oil	I	I	I	<1	I	I	<1
SAE No. 30 Oil	I	I	I	<1	I	I	14
VAP Naphtba	<1	<1	<1	1	1	10	14

Higroscopicidad.

Los glicoles son higroscopicos. Si son colocados en una atmósfera que contiene vapor de agua este retendrá humedad. Esta propiedad es bastante utilizada en los glicoles ya que demuestran una gran humectancia y agentes deshidratantes. En muchas aplicaciones las soluciones de glicol-agua es usada, modificando así las propiedades del glicol (ver tabla 3)

La humectancia relativa de los glicoles es influenciada por las variaciones de humedad y temperatura (ver tabla 4)

(tabla4)



Presión de vapor y punto de ebullición.

Todos los líquidos forman vapores, los cuales emplean presiones características de los materiales. La presión empleada por esos vapores en la presencia del líquido es llamada presión de vapor (ver tabla 5)

El punto de ebullición de un líquido es la temperatura a la cual la presión de vapor es igual a la presión externa en la superficie del líquido, si el líquido es expuesto a la presión atmosférica, éste ebullicará cuando la presión de vapor sea igual a la atmosférica. (ver tabla 6)

Boiling points at 50 mm.Hg

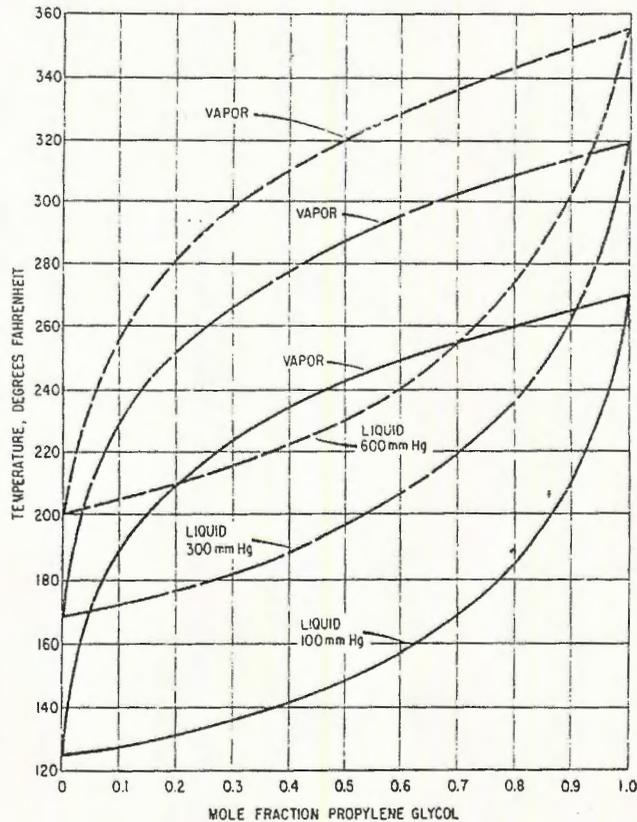
(tab6)

water	100F
ethylene glycol	258F
diethylene glycol	338F
triethylene glycol	387F
tetraethylene glycol	453F
propylene glycol	240F
dipropylene glycol	303F

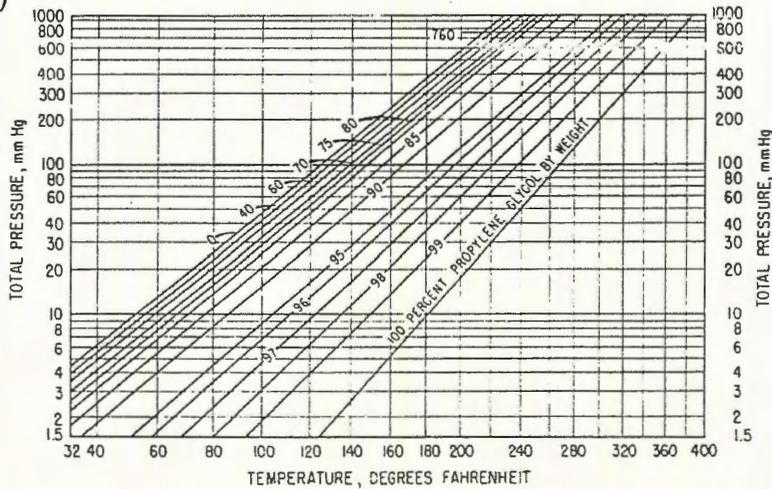
(Tabla 3)

TEMPERATURE OF AIR °F.	GLYCOL	RELATIVE HUMIDITIES								
		10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%
20	ETHYLENE	97.5	93.4	89.3	85.7	82	78	72	63	48
	DIETHYLENE	97.8	95.1	92.0	89.0	86	83	78	68	52
	TRIETHYLENE	98.5	96.8	94.0	91.1	89	83	78	66	51
	PROPYLENE	96.8	91.4	90.0	84.6	77	73	68	55	40
	DIPROPYLENE	98.5	97.0	95.1	92.6	89	85	79	67	51
40	ETHYLENE	97.3	93.2	89.1	85.4	82	76	69	60	42
	DIETHYLENE	97.7	95.0	92.0	89.0	86	82	77	67	50
	TRIETHYLENE	98.4	96.5	93.8	91.0	88	83	77	65	51
	PROPYLENE	97.0	92.3	90.2	85.2	78	74	68	55	40
	DIPROPYLENE	98.4	96.9	95.0	92.5	89	85	79	67	51
60	ETHYLENE	97.1	93.0	88.9	85.0	81	75	66	57	37
	DIETHYLENE	97.7	95.0	92.0	89.0	86	82	76	66	48
	TRIETHYLENE	98.2	96.2	93.6	90.8	86	82	77	65	50
	PROPYLENE	97.1	92.9	90.4	85.8	80	74	68	55	40
	DIPROPYLENE	98.4	96.8	94.8	92.4	89	85	79	67	51
80	ETHYLENE	96.8	92.8	88.6	84.7	80	73	64	55	36
	DIETHYLENE	97.6	94.9	92.0	89.0	85	81	75	65	47
	TRIETHYLENE	98.1	96.0	93.4	90.7	85	82	76	64	50
	PROPYLENE	97.1	93.5	90.5	86.3	81	75	68	55	40
	DIPROPYLENE	98.3	96.7	94.7	92.3	89	85	79	67	51
100	ETHYLENE	96.6	92.7	88.4	84.3	79	72	63	53	35
	DIETHYLENE	97.6	94.8	92.0	89.0	85	81	74	64	46
	TRIETHYLENE	98.0	95.7	93.2	90.6	84	87	76	64	49
	PROPYLENE	97.2	93.9	90.6	86.6	82	75	68	55	40
	DIPROPYLENE	98.3	96.6	94.6	92.1	89	85	79	67	51
120	ETHYLENE	96.4	92.5	88.2	84.0	78	71	62	51	34
	DIETHYLENE	97.6	94.8	92.0	89.0	85	80	73	63	45
	TRIETHYLENE	97.8	95.4	93.0	90.5	83	82	75	63	49
	PROPYLENE	97.2	94.3	90.7	86.7	83	76	68	55	40
	DIPROPYLENE	98.2	96.5	94.5	92.0	89	85	79	67	51

(Tabla 7)



(tabla5)

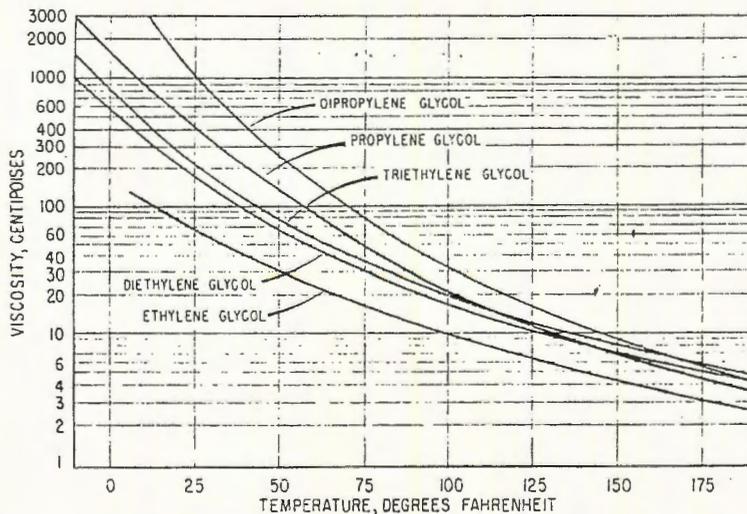


Los glicoles tienen bajas presiones de vapor con respecto al agua y su punto de ebullición está por debajo del punto de ebullición del agua. (tabla 7)

Viscosidad.

La viscosidad es la medida de la fricción interna de un líquido. La viscosidad de los glicoles varía inversamente proporcional con la temperatura. El glicol caliente fluye libremente, pero su viscosidad se incrementa cuando están fríos. (ver tabla 8)

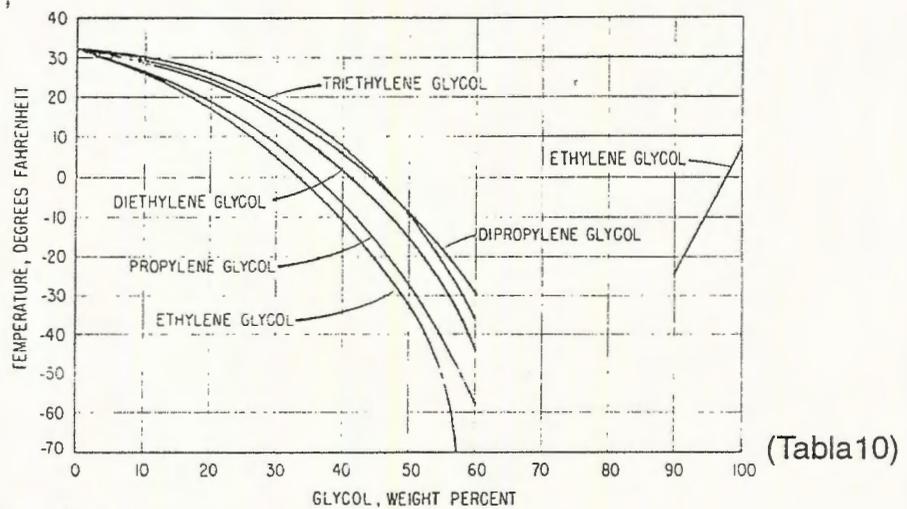
La temperatura más baja a la cual el líquido puede fluir es llamado punto de niebla. Los puntos de niebla de los glicoles son descritos en la tabla 9. (tabla8)



Punto de congelamiento

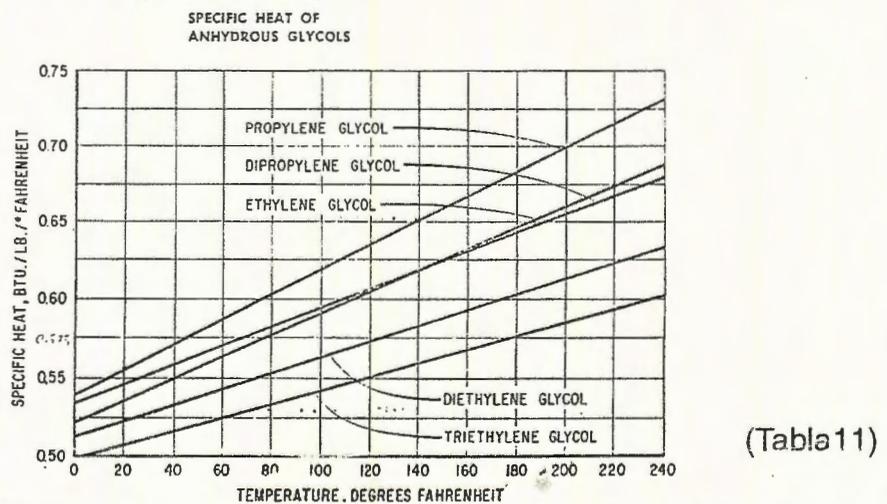
Cuando los líquidos están fríos, ellos pueden llegar a cristalizarse como el hielo, pudiendo incrementar la viscosidad hasta parecerse al hielo.

Los glicoles no tienen puntos picos de congelamiento bajo condiciones normales.(ver tabla 10)



Calor específico.

El calor específico es el aumento de calor requerido para aumentar en una unidad de peso de una sustancia un grado en su temperatura; este puede ser expresado en : calorías por gramo por grado centígrado, british thermal units por libra por grado Farenheit (ver tabla 11)

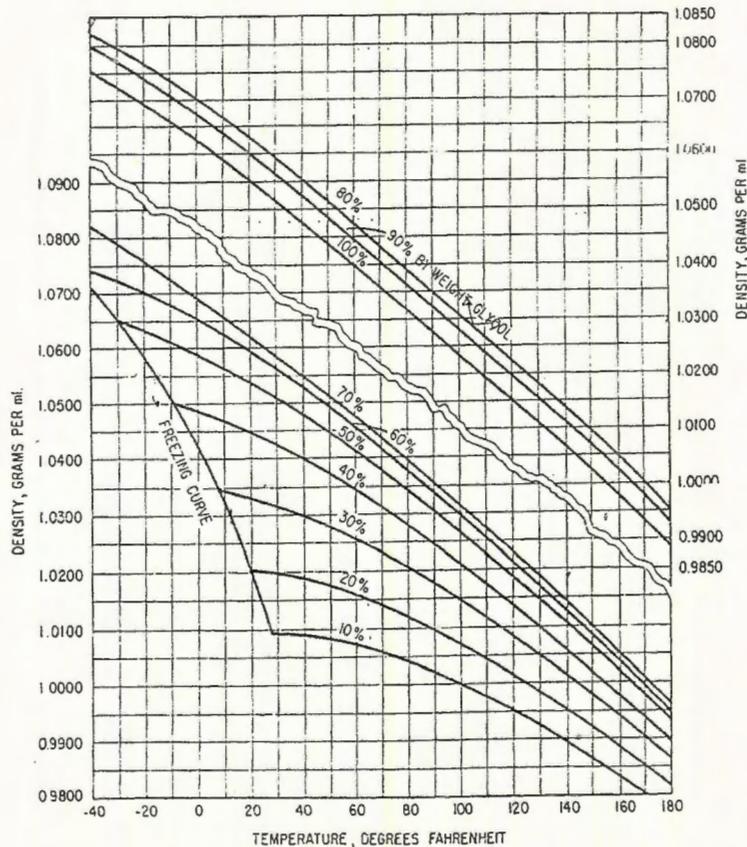


Las soluciones de los glicoles son consideradas existentes en medios de transferencia de calor. Un líquido con alto calor específico realizará más trabajo por unidad de peso que uno con un bajo calor específico. (ver tabla 12)

(Tabla 12)

GLYCOL, % BY WEIGHT							
Temp. °F.	100	80	60	40	20	10	TEMP. °C.
ETHYLENE GLYCOL							
60	.563	.660	.757	.855	.940	.974	15.6
80	.576	.673	.769	.864	.942	.977	26.7
100	.590	.687	.780	.877	.944	.978	37.8
120	.604	.697	.792	.880	.946	.979	48.9
140	.618	.710	.803	.888	.948	.980	60.0
160	.632	.722	.814	.896	.950	.981	71.1
180	.646	.735	.825	.905	.952	.982	82.2
200	.660	.748	.837	.914	.954	.982	93.3
220	.674	.761	.849	.922	.956	.983	104.4
240	.688	.774	.861	.930	.958	.984	115.3
DIETHYLENE GLYCOL							
60	.543	.631	.726	.819	.922	.949	15.6
80	.555	.645	.749	.835	.927	.954	26.7
100	.565	.659	.762	.851	.922	.960	37.8
120	.575	.672	.774	.868	.937	.965	48.9
140	.583	.686	.787	.874	.943	.970	60.0
160	.593	.700	.800	.880	.948	.975	71.1
180	.603	.714	.813	.886	.954	.980	82.2
200	.613	.728	.826	.893	.960	.985	93.3
220	.623	.742	.839	.900	.965	.990	104.4
240	.634	.756	.852	.907	.971	.995	115.3
TRIETHYLENE GLYCOL							
60	.525	.617	.719	.816	.915	.979	15.6
80	.534	.648	.758	.852	.938	.980	26.7
100	.540	.659	.768	.858	.941	.981	37.8
120	.550	.669	.777	.864	.944	.981	48.9
140	.562	.680	.787	.890	.946	.982	60.0
160	.569	.690	.796	.895	.949	.983	71.1
180	.577	.701	.806	.901	.952	.984	82.2
200	.586	.711	.815	.907	.955	.985	93.3
220	.595	.722	.825	.913	.957	.985	104.4
240	.605	.732	.834	.919	.960	.986	115.3
PROPYLENE GLYCOL							
60	.587	.687	.795	.900	.970	.985	15.6
80	.603	.702	.808	.907	.972	.986	26.7
100	.619	.717	.821	.913	.973	.988	37.8
120	.635	.733	.833	.919	.977	.990	48.9
140	.651	.748	.846	.925	.980	.991	60.0
160	.667	.763	.857	.930	.983	.992	71.1
180	.683	.779	.871	.936	.984	.994	82.2
200	.699	.794	.882	.944	.987	.995	93.3
220	.715	.809	.895	.949	.990	.996	104.4
240	.731	.824	.907	.954	.993	.998	115.3

(Tabla 13)



Densidad.

La densidad es el peso por unidad de volumen de masa Varía con la temperatura.(ver tabla 13)

Tensión superficial.

La tensión superficial es la fuerza en la superficie del líquido que tiende a disminuir el área al mínimo. Esta es una propiedad muy importante cuando la habilidad de mojado o penetración del líquido es considerada.

la tensión superficial de los glicoles es más baja que el agua, las soluciones de glicol y agua tienen variaciones en su tensión superficial dependiendo de la concentración en la solución.

Inflamabilidad

El punto de chispa y punto de fuego de los glicoles está por abajo del punto de ebullición del agua. Por esta razón, los glicoles no presentan riesgo de inflamabilidad ya sea en almacenamiento y su manejo (tabla 14)

GLYCOL	FLASH POINT		FIRE POINT	
	°F.	°C.	°F.	°C.
ETHYLENE GLYCOL	240	116	245	119
DIETHYLENE GLYCOL	280	138	290	142
TRIETHYLENE GLYCOL	320	160	330	166
TETRAETHYLENE GLYCOL	365	185	375	191
PROPYLENE GLYCOL	215	102	220	104
DIPROPYLENE GLYCOL	260	127	260	127
TRIPROPYLENE GLYCOL	285	141	310	154

(Tabla14)

Indice de refracción.

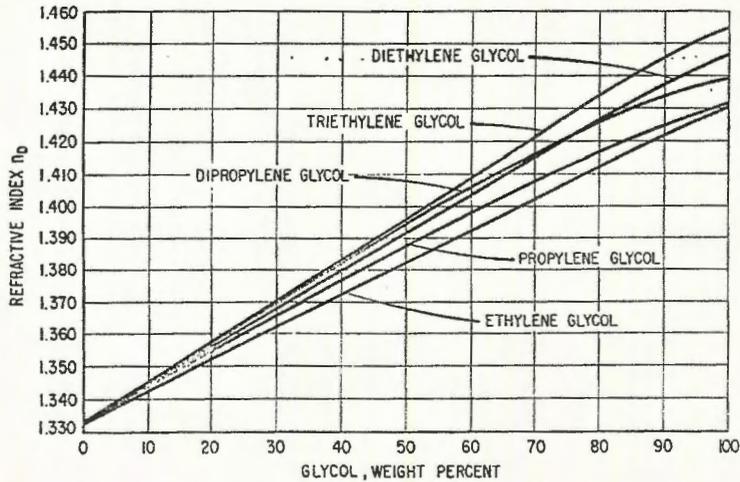
El índice de refracción de un material es una medida óptica que tiene la habilidad de direccionar un rayo de luz que entra sobre el material. (tabla 15)

Almacenamiento.

El almacenamiento de los glicoles no representa un problema, éste puede

ser almacenado en camiones de transporte, barriles, tanques. Ya que los glicoles no se solidifican, no son corrosivos y sus índices de toxicidad son casi nulos. Su almacenamiento es más seguro.

Los tanques de acero ordinario son buenos almacenadores de glicol; además se pueden utilizar tanques de aluminio y acero inoxidable.



(Tabla15)

Bombeo, válvula y accesorios.

Las bombas que bombean glicol pueden ser hechas de acero ordinario. Las bombas centrífugas son las más usadas en el bombeo de glicol, las bombas reciprocantes son utilizadas cuando se debe bombear glicol a altas cabezas.

Las tuberías y accesorios son utilizados de acero ordinario en las tuberías se recomienda utilizar cedula # 10

(Tabla9)

GLYCOL	POUR POINT
ETHYLENE GLYCOL	< -75°F.
DIETHYLENE GLYCOL	-65°F.
TRIETHYLENE GLYCOL	-73°F.
TETRAETHYLENE GLYCOL	-42°F.
PROPYLENE GLYCOL	-71°F.
DIPROPYLENE GLYCOL	-38°F.
TRIPROPYLENE GLYCOL	-42°F.

5.0.- REFRIGERANTE ALTERNATIVO HFC-134a

El HFC-134a ha sido introducido por Du Pont como reemplazo de los clorofluorocarbonos (CFC) en muchas aplicaciones.

Los CFC's que fueron descubiertos hace sesenta años, tienen muchas y únicas propiedades. Estos tienen baja toxicidad, no son inflamables, no son corrosivos y además son compatibles con otros materiales. Por otra parte, ellos ofrecen las propiedades físicas y termodinámicas que los hacen ideales para varios usos. Los CFC's son utilizados como refrigerantes, en la fabricación de espuma para empaque de almohadas; así también como agente limpiador para metales y componentes electrónicos y muchas otras aplicaciones.

No obstante, la estabilidad de estos componentes está acompañada con su contenido clorado, al cual se le une al agotamiento de la capa protectora de ozono. Como resultado de estos hechos, se ha restringido la fabricación de los CFC's y se han introducido alternativas ambientalmente aceptables tales como el hidrofluorurocarbono (HFC 134a)

El HFC - 134a no contiene sustancias clorinadas, porque tiene un potencial de agotamiento del ozono (ODP) de cero. Entre las marcas que Du Pont ha creado tenemos:

- HFC - 134a
- HFA - 134a
- SUVA 134a
- SUVA TRANS A/C (Mercado Automotriz)
- SUVA COLD MP (Refrigeración estacionaria, aire acondicionado)
- FORMACEL Z-4 (Utilizado en la fabricación de espuma)
- DYMEL 134a/p (Utilizado en el mercado aerosol farmacéutico)
- DYMEL 134a (Utilizado en el mercado aerosol general)

-Las propiedades químicas del HCF 134a son las siguientes:

- Nombre químico: 1,1,1,2 tetrafluoroetano
- Fórmula molecular: CH₂FCF₃
- CAS (Número de registro) 811-97-2
- Número Molecular 102.

F F

- Estructura Química F-C-C-H

F H

5.1 - Usos del HCF -134a

El HCF-134a puede ser utilizado en muchas aplicaciones en las que el diclorodifluorometano (CFC-12) es utilizado. Estas incluyen: refrigeración, espuma de

polimeros y productos en aerosol. No obstante el equipo necesita cambios que muchas veces son requeridos para optimizar la eficiencia del HFC-134a en esas aplicaciones.

Las propiedades termodinámicas y físicas del HFC-134a, están acompañadas de baja toxicidad, haciéndolo muy eficiente y un seguro reemplazante para el refrigerante CFC-12 en muchos segmentos de la industria de la refrigeración, siendo más notables en aire acondicionado de automóviles, equipos de pequeño tamaño, enfriadores de media temperatura en supermercados y chillers industriales.

La tabla 5.1 nos muestra una comparación del teorícal performance del CFC-12 y el HF-134a a temperturas medias.

Tab5.1 **Theoretical Cycle Comparison of CFC-12 and HFC-134a***

	CFC-12	HFC-134a
Capacity (as % CFC-12)	100	99.7
Coefficient of Performance (COP)	3.55	3.43
Compressor		
Exit Temperature, °C (°F)	86.8 (188.2)	83.1 (181.5)
Exit Pressure, kPa (psia)	1349 (195.6)	1473 (213.7)
Compression Ratio	4.1	4.7

* Temperatures were as follows: Condenser, 54.4°C (130.0°F); Evaporator, 1.7°C (35.0°F); Compressor Suction, 26.7°C (80.0°F); Expansion Device, 51.7°C (125.0°F).

Como agente de soplado en espuma de polímeros, el HCF-134a puede ser usado para reemplazar al CFC-12 en muchas aplicaciones de espuma termo-plástica. Recientes descubrimientos y utilizando nueva tecnología se ha utilizado en fabricación de espumas termoestables.

El refrigerante HCF-134a muestra propiedades que son altamente ventajosas, ya que satisface los requerimientos de los tratados de seguridad ambiental. El HCF-13a es no inflamable, tiene poquísima reacción fotoquímica y baja conductividad térmica de vapor. Además, es utilizado en inhaladores farmacéuticos debido a su baja toxicidad e inflamabilidad. Otras aplicaciones ocupan el HFC-134a cuando se utilizan aerosoles a donde las propiedades son críticas.

5.2 - Propiedades Físicas.

Las propiedades físicas del HFC-134a se presentan en la tabla 5.2 y las figuras de la 5.1 a la 5.4

Tab5.2 Physical Properties of HFC-134a

Physical Properties	Units	HFC-134a
Chemical Name	—	Ethane, 1,1,1,2-Tetrafluoro
Chemical Formula	—	CH ₂ FCF ₃
Molecular Weight	—	102.03
Boiling Point at 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	°C °F	-26.1 -14.9
Freezing Point	°C °F	-103.0 -153.9
Critical Temperature	°C °F	101.1 213.9
Critical Pressure	kPa lb/in. ² abs	4060 588.9
Critical Volume	m ³ /kg ft ³ /lb	1.94 × 10 ⁻³ 0.0311
Critical Density	kg/m ³ lb/ft ³	515.3 32.17
Density (Liquid) at 25°C (77°F)	kg/m ³ lb/ft ³	1206 75.28
Density (Saturated Vapor) at Boiling Point	kg/m ³ lb/ft ³	5.26 0.328
Heat Capacity (Liquid) at 25°C (77°F)	kJ/kg-K or Btu/(lb) (°F)	1.44 0.340
Heat Capacity (Vapor) at Constant Pressure at 25°C (77°F) and 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	kJ/kg-K or Btu/(lb) (°F)	0.852 0.204
Vapor Pressure at 25°C (77°F)	kPa bar psia	666.1 6.661 96.61
Heat of Vaporization at Boiling Point	kJ/kg Btu/lb	217.1 93.4
Thermal Conductivity at 25°C (77°F) Liquid	W/m-K Btu/hr-ft ² F	0.0824 0.0478
Vapor at 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	W/m-K Btu/hr-ft ² F	0.0145 0.00836
Viscosity at 25°C (77°F) Liquid	mPa·S (cP)	0.202
Vapor at 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	mPa·S (cP)	0.012
Solubility of HFC-134a in Water at 25°C (77°F) and 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	wt %	0.15
Solubility of Water in HFC-134a at 25°C (77°F)	wt %	0.11
Flammability Limits in Air at 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	vol %	None
Autoignition Temperature	°C °F	770 1418
Ozone Depletion Potential	—	0
Halocarbon Global Warming Potential (HGWP) (For CFC-11, HGWP = 1)	—	0.28
Global Warming Potential (GWP) (100 yr. ITH. For CO ₂ , GWP = 1)	—	1200
TSCA Inventory Status	—	Reported/Included
Toxicity AEL ^(a) (8- and 12-hr TWA)	ppm (v/v)	1,000

^(a) AEL (Acceptable Exposure Limit) is an airborne exposure limit established by Du Pont scientists for substances to ensure the safe handling and use of that substance.

Note: kPa is absolute pressure.

Fig5.1 Pressure vs. Temperature (English Units).

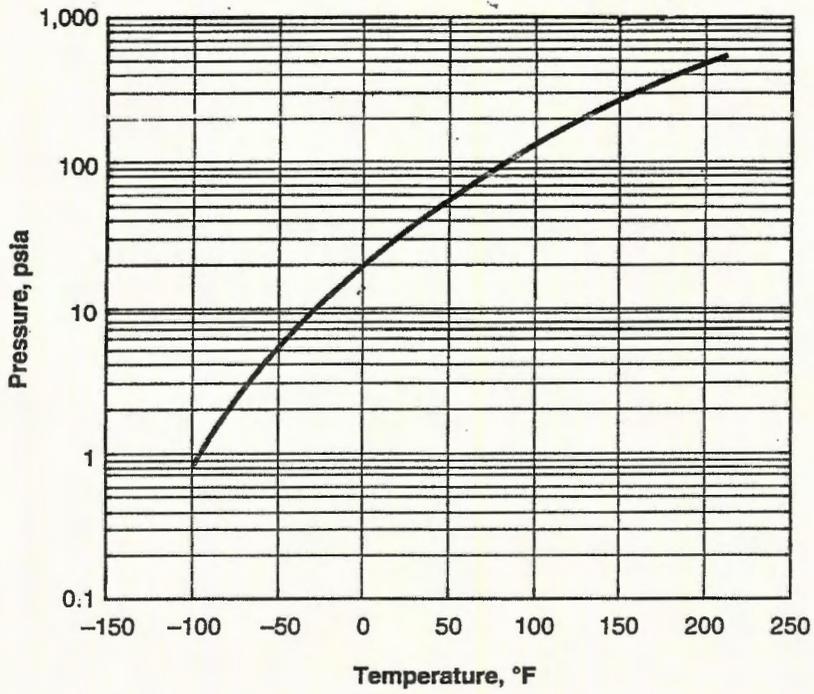
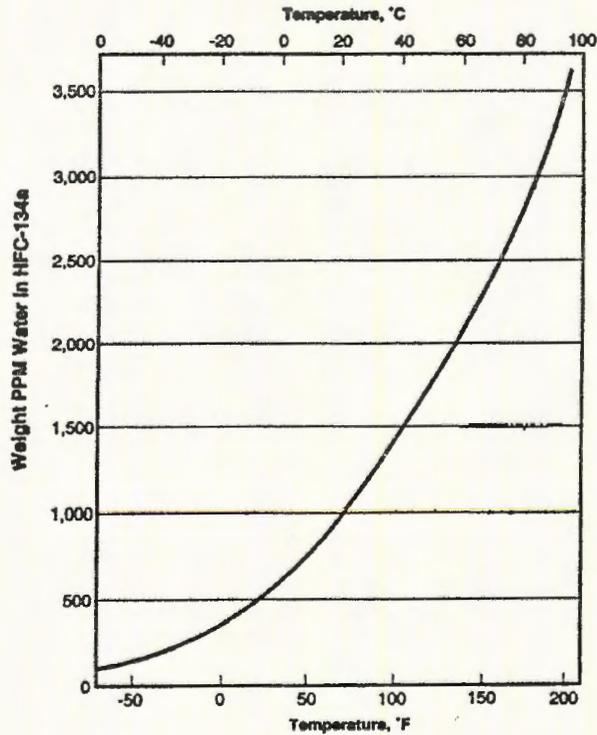
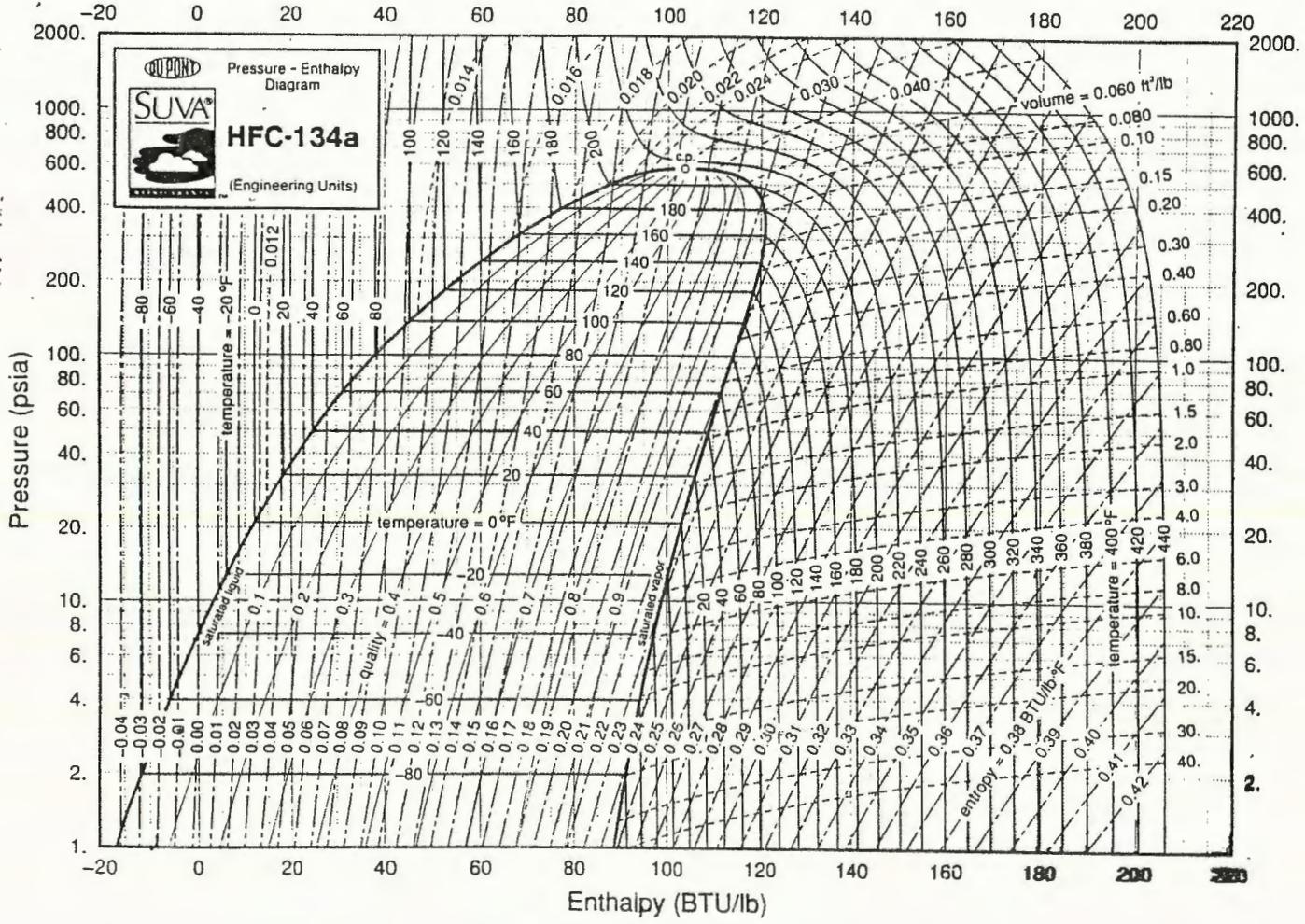


Fig5.2 Solubility of Water in HFC-134a.

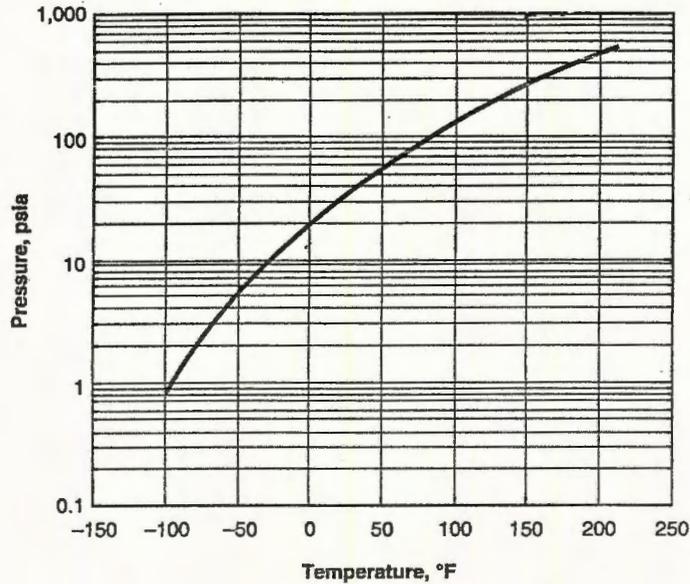


(Fig.5.6)



Pressure-Enthalpy Diagram for HFC-134a (English Units).

fig5.3 Pressure vs. Temperature (English Units).



5.3 - Estabilidad térmica y química.

- Descomposición térmica:

Los vapores del HFC-134a, pueden descomponerse cuando son expuestos a altas temperaturas ya sea por fuego o resistencias eléctricas. La descomposición puede producir componentes tóxicos como hidrógeno fluorídico. Los fuertes olores rechazados pueden irritar la nariz y garganta. Por lo que se debe prevenir la descomposición por exposición a altas temperaturas.

- Estabilidad con metales y lubricantes:

Las pruebas de estabilidad para refrigerantes con los metales es típicamente llevada a cabo en presencia de aceites refrigerantes. El resultado de la estabilidad se da por la combinación del CFC 12 y un aceite mineral. Estas han demostrado una larga estabilidad en contacto con cobre, acero y aluminio en sistemas actuales de refrigeración. El Polyalkyleno no glicol (PAG) y Polyol-éster (POE) son los lubricantes utilizados en sistemas en el que se utiliza el HFC-134a. Pruebas han demostrado una relativa larga estabilidad del hfc-134a en metales en presencia de estos lubricantes.

El método a seguir es generalmente el mismo; este es el ASHRAE 97 con algunas modificaciones. Un volumen de 3-HL de una solución refrigerante/lubricante es calentada en la presencia de cobre, acero y aluminio en un horno por 14 días a 175°C (347°F)

Los rangos visuales son obtenidos en las distintas soluciones de líquidos después del tiempo designado de exposición. Los rangos visuales van de cero a cinco, con cero siendo lo mejor, y cinco lo peor.

Después de los rangos visuales obtenidos, las muestras son abiertas y el refrigerante y el aceite son analizados. El lubricante es típicamente examinado para constatar su contenido y viscosidad en el mismo momento, el refrigerante es examinado para corroborar la descomposición de productos.

La tabla 5.3 muestra los datos típicos del HFC-134a y el CFC-12. Los rangos visuales son listados en aceites limpios, soluciones lubricante/refrigerante y tres metales que están presentes en las soluciones lubricante/refrigerante. La viscosidad es determinada con el aceite virgen, y después en presencia del refrigerante. Un cambio de porcentaje de viscosidad es calculado en las pruebas del lubricante. La descomposición de productos listada en la tabla 5.3 es del HFC-134 así como la del ion de fluoruro. Ambas especies son típicamente medidas en pequeños rangos de partes por millón. (PPM)

tab5.3 Stability of HFC-134a with Metals and Lubricating Oils

Oil	Mineral Oil	Mineral Oil	UCON RO-W-6602 ^(a)	Mobil EAL Arctic 32 ^(b)	Castrol Icematic SW 100 ^(b)
Oil Viscosity, cSt at 40°C (104°F)	30.7	125	134	29.4	108.8
Refrigerant	R-12	R-12	HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a
Ratings					
Neat Oil	—	—	0	0	0
Oil/Refrigerant	4	4	0	0	0
Copper	2	2	0	0	0
Iron	3	3	0	0	0
Aluminum	2	2	0	0	0
Viscosity Change					
% Change Neat	ND	ND	<1	-3.1	4.3
% Change with Refrigerant	ND	ND	-12.7	-36.2	-27.1
Decomposition Analysis					
HFC-134a, ppm	ND	ND	<7	<3	<0.3
Fluoride, ppm	ND	420	<0.7	—	<7

^(a) Polyalkylene glycol lubricant.

^(b) Polyol ester lubricant.

ND = Not determined.

Stability Ratings: 0 to 5

0 = Best

3 = Failed

5 = Coked

Como el CFC-12 mezclado con aceites minerales han sido probados en servicio, las pruebas indican que las soluciones de HFC -134a/ PAG y el HFC-134a/ POE tienen una estabilidad química aceptable. En severas pruebas los resultados han confirmado que la molécula del HFC-134a es tan estable químicamente como la del CFC-12

5.4 - Compatibilidad correspondiente si el HFC-134a y el CFC-12 son mezclados.

El refrigerante alternativo HFC-134a y el refrigerante CFC-12 son químicamente compatibles entre sí. Esto significa que ellos no reaccionan al tener

Tab5.5 Compatibility of Refrigerants with Buna N

Test Conditions: 27 days immersion of the polymer at 25°C (77°F), 80°C (176°F) and 141°C (285°F) in liquid (temporary) plus two weeks drying in air at about 25°C (77°F) (final).

	CFC-12			HFC-134a		
	25°C (77°F)	80°C (176°F)	141°C (285°F)	25°C (77°F)	80°C (176°F)	141°C (285°F)
Length Change (%) (±0.5)						
Temporary	2	1	2	2	2	3
Final	0	-1	0	0	0	0
Weight Change (%) (±0.5)						
Temporary	7	6	8	8	8	8
Final	0	-1	2	0	0	0
Shore A Hardness						
Original	77	76	72	77	74	75
Temporary, Δ SH	-6	-1	9	-5	-1	-3
Final, Δ SH	7	9	14	5	7	4
Elasticity Rating						
Temporary	0	1	1 ^(a)	0	1	1
Final	0	0	0	0	0	0
Visual Rating						
Liquid	0	0	0	0	0	0
Polymer						
Temporary	0	1	1 ^(b)	0	0	0
Final	0	1	1 ^(b)	0	0	0

^(a) More elastic

^(b) Surface dulled

Tab5.6 Compatibility of Refrigerants with Buna S

Test Conditions: 27 days immersion of the polymer at 25°C (77°F) and 80°C (176°F) in liquid (temporary) plus two weeks drying in air at about 25°C (77°F) (final).

	25°C (77°F)		80°C (176°F)	
	CFC-12	HFC-134a	CFC-12	HFC-134a
Length Change (%)				
Temporary	-0.1	1.1	0.7	0.8
Final	-2.5	<0.1	-2.6	0.3
Weight Change (%)				
Temporary	2.8	1.9	2.9	2.5
Final	-6.2	-0.1	-6.2	-0.1
Shore A Hardness				
Original	85	84	83	81
Temporary, Δ SH	-12	-12	-16	-9
Final, Δ SH	8	-2	-9	-2
Elasticity Rating				
Temporary	0	0	0	1 ^(a)
Final	3 ^(b)	1 ^(b)	3 ^(b)	0
Visual Rating				
Liquid	0	0	0	0
Polymer				
Temporary	0	0	0	0
Final	0	0	0	0

^(a) More elastic

^(b) Less elastic

Tab 5.7 Compatibility of Refrigerants with Neoprene W

Test Conditions: 27 days immersion of the polymer at 25°C (77°F) and 80°C (176°F) in liquid (temporary) plus two weeks drying in air at about 25°C (77°F) (final).

	25°C (77°F)		80°C (176°F)	
	CFC-12	HFC-134a	CFC-12	HFC-134a
Length Change (%)				
Temporary	0.2	0.7	0.9	1.4
Final	-7.6	-0.5	-7.3	-0.3
Weight Change (%)				
Temporary	6.6	2.3	6.8	2.9
Final	-12	-0.6	-13	-1.8
Shore A Hardness				
Original	73	73	73	72
Temporary, Δ SH	-1	0	-5	-7
Final, Δ SH	-10	0	5	-5
Elasticity Rating				
Temporary	2 ^(a)	0	1 ^(b)	0
Final	2 ^(a)	0	2 ^(b)	0
Visual Rating				
Liquid	1 ^(c)	0	1 ^(c)	0
Polymer				
Temporary	0	0	1 ^(c)	0
Final	0	0	0	0

^(a) Less elastic

^(c) Hazy

^(b) More elastic

^(d) White film

Tab5.8 Compatibility of Refrigerants with Silicone

Test Conditions: 27 days immersion of the polymer at 25°C (77°F) and 80°C (176°F) in liquid (temporary) plus two weeks drying in air at about 25°C (77°F) (final).

	25°C (77°F)		80°C (176°F)	
	CFC-12	HFC-134a	CFC-12	HFC-134a
Length Change (%)				
Temporary	41	6.1	44	5.5
Final	-0.1	0.1	-0.2	-0.2
Weight Change (%)				
Temporary	173	20	187	20.3
Final	0.7	-0.1	-0.7	-0.3
Shore A Hardness				
Original	60	61	60	58
Temporary, Δ SH	-13	-8	-15	-8
Final, Δ SH	-7	-4	-7	-2
Elasticity Rating				
Temporary	0	1 ^(a)	1 ^(a)	0
Final	0	0	0	0
Visual Rating				
Liquid	0	0	0	0
Polymer				
Temporary	5 ^(b)	0	4 ^(b)	0
Final	0	0	0	0

^(a) Less elastic

^(b) Swollen

Las muestras pueden ser probadas bajo condiciones sin uso, antes de especificar los distintos elastómetros para componentes.

Los materiales polímeros más usados en los equipos de refrigeración son expuestos a una mezcla de refrigerante y aceite.

Permeabilidad en mangueras:

Las mangueras elastométricas son usadas en sistemas de aire de acondicionamiento móvil y para transferir el refrigerante HFC-134a y el CFC-12. Los rangos de permeabilidad del HFC-134a en otras aplicaciones.

Los rangos de permeabilidad del HFC-134a y el CFC-12 a través de tuberías de sistemas de aire acondicionado para vehículos (A/C), son tomadas como medida para la selección de tuberías. En los estudios donde el refrigerante se mueve a 80°C con un volumen inicial de 80% de carga de líquido de HFC-134a en 76 cm de longitud con un diámetro interno de 159 mm (5/8 in) en tuberías de aire acondicionado para vehículo. La construcción de la tubería y los rangos de permeabilidad se encuentran en la tabla 5.18. Basados en estas pruebas, las tuberías con nylon así como aquellas hechas de HYPALON-48 pueden ser utilizadas con el HFC-134a. Se debe tener en cuenta que esos rangos de medida proveen una comparación de varias tuberías, con una temperatura específica y no puede ser usada como un indicador en la pérdida por permeabilidad de un sistema en operación.

Tab 5.18 HFC-134a Permeation Through Elastomeric Hoses

	Permeation Rate, gm/cm-yr (lb/ft-yr)			
	Nylon	HYPALON® 48	Nitrile #1	Nitrile #2
CFC-12	4.5 (0.3)	14.9 (1.0)	22.3 (1.5)	28.3 (1.9)
HFC-134a	3.0 (0.2)	3.0 (0.2)	26.8 (1.8)	40.2 (2.7)
Hose Construction:				
Inner Liner	Nylon	HYPALON® 48	Nitrile (NBR)	
Second Layer	—	Rayon	Rayon	
Reinforcement	Nylon	2 Braids	2 Braids	
Outer Cover	Chlorobutyl	EPDM	EPDM	

Disecantes:

Los filtros secantes llenados con disecantes son típicamente usados en almacenamiento del mismo. Un tamiz molecular disecante usado comúnmente con CFC-12 es el 4A-XH-5 de la Union Carbide; este tamiz no es compatible con el HFC-134, de tal forma la unión carbide ha fabricado otro tamiz molecular disecante tales son el XH-7 y el XH-9, los cuales han tenido un gran desempeño con el HFC-134a en servicio. Además, muchos otros fabricantes ofrecen disecantes

que son compatibles con el HFC-134, así como los lubricantes utilizados.

5.6 - Lubricación en refrigeración.

La mayoría de los compresores requieren una lubricación para proteger internamente las partes móviles. Los fabricantes de compresores usualmente recomiendan el tipo de lubricantes, y la viscosidad que puede ser utilizada para que se dé una buena operación y duración de la vida útil del equipo. Las recomendaciones son basadas en criterios bastante severos, así como la lubricidad, compatibilidad con los materiales de construcción, estabilidad térmica y la miscibilidad entre aceite y el refrigerante.

Los refrigerantes generalmente usados con el CFC-12 son miscibles en su totalidad bajo los rangos esperados en las condiciones de operación, facilitando así el problema de retorno del aceite hacia el compresor. Los sistemas de refrigeración con CFC-12 toman la ventaja a causa de su miscibilidad total cuando se considera el retorno del lubricante. En los refrigerantes como el HFC-134a, pueden exhibir menos solubilidad con los lubricantes minerales o alkyloenzenos existentes.

La tabla 5.11 , muestra la solubilidad de varias combinaciones refrigerantes/lubricantes. Lubricantes tales como: naftenicos, parafinicos y alquilbenzenos tienen una pobre solubilidad con el HFC-134a. PAG's (Polialkilenosglicol) con baja viscosidad muestran buena estabilidad pero conforme aumenta la viscosidad ellos se vuelven menos solubles. Los lubricantes esterres (lubricantes sintéticos) de los cuales existen muchos tipos, generalmente muestran muy buena solubilidad con el HFC-134a. Cuando son comparados los esterres con los PAG's, los esterres son más compatibles con los motores herméticos y son menos sensitivos a los aceites minerales en los sistemas con R12

Tab5.11 Solubilities of HFC-134a in Lubricants

Temperature Range: -50°C to 93°C (-58°F to 199°F)

Oil Type	Percent Refrigerant in Mixture		
	30%	60%	90%
500 SUS Naphthenic	2 phase	2 phase	2 phase
500 SUS Paraffinic	2 phase	2 phase	2 phase
125 SUS Dialkylbenzene	2 phase	2 phase	2 phase
300 SUS Alkylbenzene	2 phase	2 phase	2 phase
165 SUS PAG	-50 to >93 ^(a)	-50 to >93	-50 to +73
525 SUS PAG	-50 to >93	-40 to +35	-23 to -7
100 SUS Ester	-40 to >93	-35 to >93	-35 to >93
150 SUS Ester	-50 to >93	-50 to >93	-50 to >93
300 SUS Ester	-50 to >93	-50 to >93	-50 to >93
500 SUS Ester	-40 to >93	-35 to >93	-35 to >93

^(a) One phase in this temperature range, °C.

Aunque el HFC-134a y el CFC-12 son químicamente compatibles uno con el otro, no es el caso con el CFC-12 y los lubricantes PAG's. Especialmente el cloro contenido en el CFC-12 puede reaccionar con el PAG y causar una

degradación del lubricante. El CFC-11 que es generalmente utilizado como agente para limpieza es compatible con los PAG's por lo que su degradación es mínima. La degradación del lubricante puede resultar en una pobre lubricación y falla prematural del sistema; además puede formar "lodos" que pueden tapar tubos o cualquier pequeña abertura del sistema.

6.0.- TUBERÍAS PARA REFRIGERACIÓN

Debido a su peso ligero, su resistencia a la corrosión y su facilidad de instalación, la tubería de cobre es la utilizada en sistemas de refrigeración.

Las tuberías de cobre pueden ser de temple duro o suave (tubería rígida o flexible), la cual se adquiere en tramos de seis metros (20 pies) en la rígida y en los rollos de 7.5 metros (25 pies), 15 metros (50 pies) para la flexible. Para tuberías usadas en refrigeración sólo son apropiadas las de tipo K y L.

La tubería flexible es utilizada en equipos de baja capacidad, eliminando de esta forma la necesidad de utilizar antivibradores.

Los diámetros de las tuberías de cobre utilizadas son:

FLEXIBLE: 3/8", 1/2", 5/8", 7/8"

RÍGIDA: 1/2", 5/8", 7/8", 1 1/8", 1 3/8", etcétera

El rendimiento del compresor será optimizado o reducido, según se efectúe un buen o mal diseño en las tuberías (dimensionamiento e instalación), por lo cual se deberá tener un especial cuidado en:

1.- Asegurar un suministro de refrigerante adecuado para todos los evaporadores.

2.- Asegurar un regreso positivo y continuo de aceite al cárter del compresor.

3.- Para evitar pérdidas excesivas de presión del refrigerante, las cuales innecesariamente reducen la capacidad y eficiencia del sistema, se necesita utilizar la tubería adecuada en cuanto a diámetros y longitudes.

4.- Evitar la entrada de refrigerante líquido al compresor durante su operación o cerrado del ciclo, o durante el arranque.

5.- Evitar el entrampe del aceite en el evaporador o en la tubería de succión con lo cual subsecuentemente puede regresar al compresor en forma de "babasa" (lodo) con el posible daño del mismo.

6.1 Tuberías de succión

El diseño y tamaño de la tubería de succión es especialmente crítico para la eficiente operación de la unidad. Las pérdidas de presión en las líneas de succión obligan al compresor a trabajar bajo condiciones de presiones muy bajas, las cuales dan como resultado una notable reducción de su capacidad.

Las líneas de succión deberán diseñarse para:

a) Una pérdida de presión de 3 PSI. Equivale a un cambio de dos grados fahrenheit en la temperatura de saturación.

b) Una velocidad suficiente del gas, con la cual pueda retornar el aceite al compresor y sea "arrastrado" si es tubería vertical o drenado por gravedad si la tubería es horizontal. Por ello se le debe dar una leve inclinación en los tramos horizontales, con pendiente hacia el compresor. En la tabla 4 del anexo, se dan las capacidades mínimas en toneladas de refrigeración para las cuales la velocidad del gas es lo suficientemente alta para asegurar el regreso del aceite a través de tuberías verticales de succión para diferentes temperaturas de succión saturada.

c) Para prever la entrada de refrigerante líquido al compresor cuando este se encuentra fuera de ciclo. Esto se puede evitar dándole una longitud no menor de 20" en equipos de alta capacidad. Para equipos pequeños se le puede acortar la distancia.

- La tubería de succión deberá ser aislada térmicamente ya sea con hule (Rubatex) de 3/8" ó 1/2" (hasta 3/4" para aplicaciones de temperaturas bajas) de espesor, o fibra de vidrio, por las siguientes razones:

a) El calor que absorbería el gas de la succión impediría un enfriamiento adecuado, ya que agregaría una carga adicional al compresor.

b) La alta temperatura del gas de succión dañaría por sobrecarga el alambrado del motor.

c) La humedad que condensaría en la línea de succión podría causar daños en las áreas por donde pasa la tubería.

El material de aislamiento deberá proveer una barrera de vapor para evitar la condensación, deberá estar completamente "pegado" en todas sus puntas.

6.2 Tuberías de líquido

La línea de líquido es la menos crítica en el diseño porque el aceite refrigerante es miscible con el refrigerante en forma líquida, de tal forma que no presenta ningún tipo de problema el regreso del aceite y por ende, no afecta directamente la capacidad del sistema. Lo que sí se debe evitar es la formación instantánea de gas antes de que el líquido llegue a la válvula de control del refrigerante.

Las líneas líquidas deberán ser diseñadas para:

- a) Una pérdida de presión por fricción de 3 a 6 PSI, equivalente a 1-2 °F de cambio en la temperatura de saturación.
- b) Un subenfriamiento del líquido necesario para evitar la formación instantánea del gas, esto se logra manteniendo la presión del líquido en el tubo por encima del calor de la presión de saturación correspondiente a la temperatura del líquido.

Estas formaciones de gas afectan al sistema de la siguientes maneras:

- Reduce la capacidad de la válvula de control del refrigerante.
- Causan erosión en el perno y asiento de la válvula.
- Conducen a un control errático del refrigerante líquido hacia el evaporador.

" Ya que el líquido que sale del condensador generalmente está subenfriado de 5 a 10 grados fahrenheit, no ocurrirá la formación de gas, si la caída total de presión no excede de 5 a 10 lb/pulg², para evitar la formación de gas, es muy probable que sea necesario en alguna forma proporcionar subenfriamiento al líquido.

Para cada instalación particular puede calcularse la cantidad de subenfriamiento necesario, calculando la caída de presión que se tiene en la tubería del líquido. Esta caída de presión no sólo se debe a las pérdidas de presión debidas a la elevación vertical. Las pérdidas de presión estática en libras por pulgadas cuadradas por pie de elevación vertical, se obtienen dividiendo la densidad del líquido por 144 pulg²/pie².

Las tuberías de líquido no deben aislarse si la temperatura ambiente es inferior o igual a la temperatura del líquido. Se recomienda el aislamiento sólo cuando la tubería del líquido pueda absorber una considerable cantidad de calor.

Cuando las líneas de líquido y de succión puedan sujetarse conjuntamente, puede utilizarse una sola caja de aislamiento para ambas. Esto induce un intercambio de calor que es favorable en lo que respecta al efecto del subenfriamiento en el líquido; sin embargo, demasiado intercambio de calor puede originar un sobrecalentamiento excesivo del gas de succión.

6.3 Tuberías de descarga

La tubería de descarga es la que une al compresor con el condensador. Generalmente estos dos forman una sola unidad, pero cuando no es así, en equipos tipo paquete condensador remoto, habrá que diseñar la tubería de descarga, ya que el compresor estará en la unidad evaporadora, siendo la tubería de succión la que viene ensamblada en fábrica.

Las caídas de presión debido a las pérdidas por fricción en las líneas de descarga causan que el compresor trabaje a presiones demasiado altas reduciendo la capacidad e incrementando el consumo de energía.

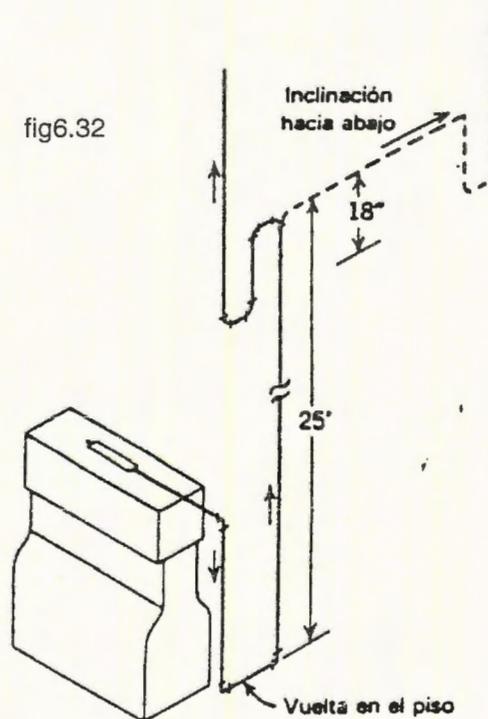
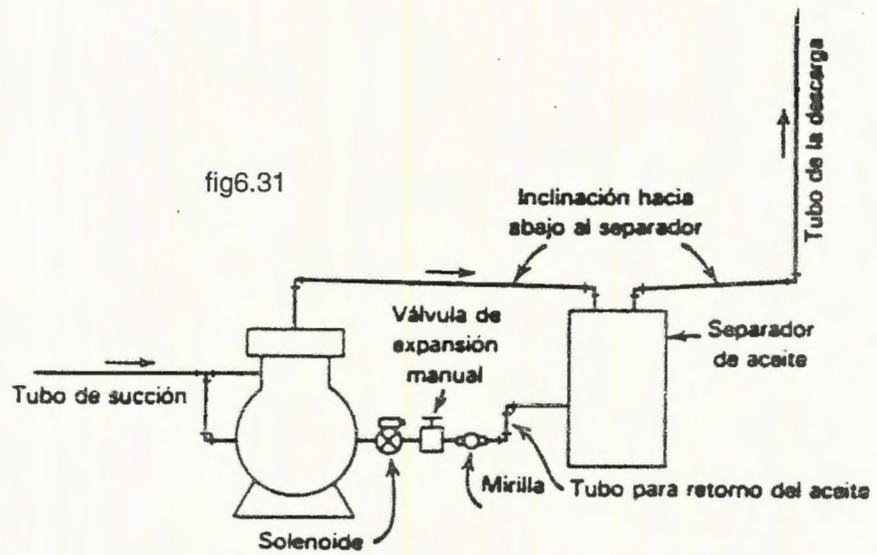
Todas las tuberías de descarga horizontales deberán tener un cierto declive hacia abajo en la dirección del flujo refrigerante, de tal manera que cualquier aceite bombeado en el compresor hacia el tubo de descarga drene hacia el condensador y no se regrese al cabezal del compresor. Aunque la velocidad mínima del vapor en tuberías de descarga horizontales ordinariamente no es crítica, debe ponerse especial atención a la velocidad del vapor en los tubos verticales de descarga.

Como en el caso de tubos verticales de la succión, el tubo vertical de la descarga debe ser aislado de tal manera que la velocidad del vapor en el tubo vertical bajo condiciones de carga mínima sea suficientemente alta para arrastrar el aceite por el tubo vertical. Cuando la capacidad del sistema varía en un amplio rango, será necesario instalar tubo vertical doble, a menos que se instale un separador de aceite en la tubería de descarga.

Cuando se instala el separador de aceite en la tubería de la descarga, la velocidad del vapor en el tubo vertical de la descarga no es crítica y el tubo vertical deberá dimensionarse para una baja caída de presión, ya que cualquier aceite que no sea arrastrado por el tubo vertical durante los períodos de carga mínima será regresado hacia el separador. (ver figura 6.3.1)

Si se tiene en la instalación una tubería vertical mayor que ocho metros, deberá de hacerse una trampa en el suelo para evitar que el aceite que queda adherido a la tubería, se deslice y entre a la cabeza del compresor cuando éste no se encuentre funcionando. Si la distancia vertical es de quince metros o más, se deberán instalar trampas adicionales cada siete punto cinco metros (ver figura 6.3.2)

Las tuberías de descarga (gas caliente) no deben ser aisladas. Cualquier pérdida de calor en estas líneas reduce el trabajo a efectuar por el condensador.



7. Diseño y Cálculo de Componentes Principales del Sistema de Refrigeración.

Para obtener un correcto diseño de cada uno de los componentes, es necesario seguir un ordenamiento para los cálculos. así como establecer las condiciones de trabajo del sistema de refrigeración.

A continuación se presenta el diseño de los componentes del sistema de refrigeración, basándose en la utilización del refrigerante HFC-134a, como se estableció en el capítulo 5.0. El diagrama del sistema puede observarse en la figura 1.0 del Anexo 2.

7.1 Cantidad de Agua Producida por la Compresión del Aire en el Compresor Quincy Modelo.

Datos de Compresión:

Caudal de Aire = 60 CFM (102m³/hr)

Temperatura Ambiente = 26.7°C = 80°F

Presión de Descarga = 200 PSia

Es necesario calcular la humedad relativa del aire a la temperatura ambiente

$$\text{Humedad Relativa} = \frac{\text{Humedad Absoluta}}{\text{Grado de Saturación}} \times 100 \quad \text{Ecuación 7-1}$$

Del "Manual Para Aplicaciones Industriales de la FESTO" obtenemos que para 26.7°C el aire cuenta con una humedad absoluta de 18 gr/m³.

El grado de saturación para una temperatura de 26.7°C se obtiene a partir del diagrama del punto de rocío (fig. 7.1). Diagrama obtenido del "Manual Para Aplicaciones Industriales de la FESTO".

Por tanto, el grado de saturación obtenido a partir del diagrama es de 22.5 gr/m³.

Sustituyendo los valores de la humedad absoluta y del grado de saturación en la ecuación 7-1 obtenemos la humedad de aire a temperatura

ambiente.

$$\text{Humedad Relativa} = \frac{18 \text{ gr/m}^3}{22.53 \text{ gr/m}^3} \times 100$$

$$\underline{\text{Humedad Relativa} = 80 \%}$$

Para 75°C el aire posee una humedad absoluta de 60 gr/m³ y un grado de saturación de 230 gr/m³.

Por tanto, la humedad relativa del aire es:

$$\text{Humedad Relativa} = \frac{\text{Humedad Absoluta}}{\text{Grado de Saturación}} \times 100$$

$$\underline{\text{Humedad Relativa} = 26.1 \%}$$

Con el caudal de aire proporcionado por el compresor y la humedad absoluta calculamos la cantidad de agua de la siguiente ecuación:

$$\text{Cantidad de Agua} = \text{Caudal de aire} \times \text{Humedad Absoluta} \quad \text{Ec. 7-2}$$

$$\begin{aligned} &= 102 \text{ m}^3/\text{hr} \times 60 \text{ g/m}^3 \\ &= 6120 \text{ g/hr} \\ &= 6.12 \text{ Kg/hr} \\ &= 13.46 \text{ lb/hr} \times 1 \text{ gal}/8.33 \text{ lb} \\ &= 1.61 \text{ gal/hr} \end{aligned}$$

$$\text{Cantidad de Agua} = 1.61 \text{ gal/hr}$$

Esta es la cantidad de agua que se pretende eliminar del aire con el secador a base de refrigeración.

7.2. Definición las Condiciones de Trabajo, del Sistema de Refrigeración.

1. Temperatura ambiente.

Es la temperatura del fluido que rodea al cuerpo a enfriar.

Generalmente este fluido es el aire, sin embargo, para nuestro caso este fluido es propilen-glicol, alrededor del serpentín de coronación del aire comprimido.

2. Tipo de Refrigerante a Utilizar: HFC 134a.

Esta elección está basada en las características enfocadas en el capítulo 5.0 sobre este refrigerante; entre las cuales se encuentran:

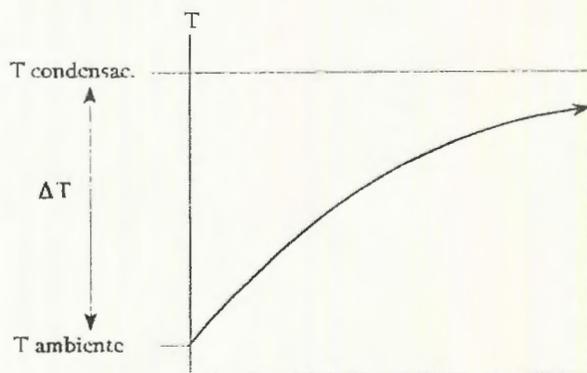
- a) No daña la capa de ozono (ODP = 0.0)
- b) Ofrece similar capacidad a la del refrigerante R-12
- c) Bajo nivel de toxicidad (AEL = 1000 ppm v/v)

3. Temperatura de Condensación.

Esta es la temperatura que se encuentra de la suma de la temperatura ambiente más un diferencial de temperatura del condensador (ΔT). Para aplicaciones de baja temperatura se acostumbra utilizar $\Delta T=10^\circ\text{F}$ y para alta temperatura $\Delta T=30^\circ\text{F}$.

Se aplicará para este diseño un ΔT promedio en el rango de aplicaciones:

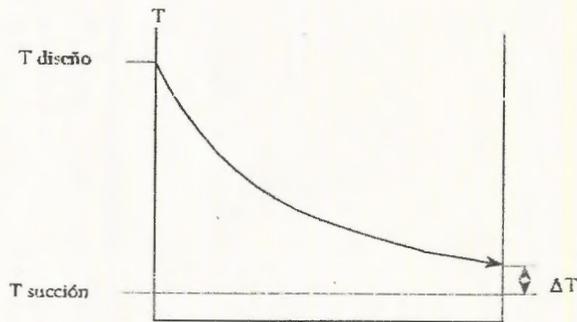
$$\overline{\Delta T} = \frac{10 + 30}{2} = 20^\circ\text{F}$$



ΔT = Diferencial de Temp.

Fig. 7.2

4. Temperatura de evaporación es llamada también temperatura de succión. Su valor se calcula restándole a la temperatura de diseño anterior el ΔT del evaporador.



$\Delta T =$ Diferencial de Temp.

Fig. 7.3

Los evaporadores trabajan con un diferencial de temperatura comprendido entre 10 y 30°F, por lo que tomaremos un valor promedio de 20°F.

5. Temperatura de diseño.

Esta temperatura depende de la utilidad práctica que se pretende cubrir en el sistema de refrigeración.

Para nuestro caso, lo que se pretende es enfriar el propileno-glicol hasta que este alcance una temperatura de 40°F.

7.3. Desarrollo de los Cálculos para el Diseño.

- Temperatura de Condensación = Temperatura del glicol a Patm. + ΔT

$$T_{\text{glicol}} = 30^{\circ}\text{C} = 86^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T = 20^{\circ}\text{F} \text{ (Tercera condición de trabajo),}$$

$$T_{\text{cond}} = 86^{\circ}\text{F} + 20^{\circ}\text{F}$$

$$\underline{T_{\text{cond}} = 106^{\circ}\text{F}}$$

- Temperatura de succión = Temp. de diseño interior - ΔT

$$T_{di} = 40^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta T = 20^{\circ}\text{F} \text{ (Cuarta condición de trabajo)}$$

$$T_{\text{succión}} = 40^{\circ}\text{F} - 20^{\circ}\text{F}$$

$$\underline{T_{\text{succión}} = 20^{\circ}\text{F}}$$

Del gráfico P-h del refrigerante HFC-134a (fig. 7.4) determinemos los puntos de operación del sistema.

- Punto a.

$$T_a = 106^{\circ}\text{F} \text{ (Temp. de condensación)}$$

$$P_a = 153.8 \text{ PSIA}$$

$$h_a = 44.5 \text{ BTU/lb}$$

- Punto b.

$$T_b = 20^{\circ}\text{F} \text{ (Temp. de succión)}$$

$$P_b = 33.3 \text{ PSIA}$$

$$h_b = h_a = 44.5 \text{ BTU/lb}$$

- Punto c.

$$T_c = T_b = 20^{\circ}\text{F}$$

$$P_c = P_b = 33.3 \text{ PSIA}$$

$$h_c = 105.9 \text{ BTU/lb}$$

$$S_3 = 0.223 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}$$

- Punto d.

$$P_d = P_a = 153.8 \text{ PSIA}$$

$$T_d = 120^{\circ}\text{F}$$

$$S_d = S_c = \text{BTU/lb}^{\circ}\text{F} \text{ (Proceso Isentrópico).}$$

$$h_d = 121.76 \text{ BTU/lb}$$

Ahora que ya se cuenta con los puntos de operación del sistema, determinaremos algunos parámetros que son importantes para el diseño de los componentes:

- EFECTO REFRIGERANTE (E.R.)

$$\text{E.R.} = h_c - h_b$$

Ecuación 7-4

$$E.R. = 105.9 - 44.5$$

$$\underline{E.R. = 61.4 \text{ BTU/lb}}$$

- **TRABAJO DEL COMPRESOR (W comp.)**

$$W \text{ comp.} = h_d - h_c$$

$$W \text{ comp.} = 121.76 - 105.9$$

Ecuación 7-5

$$\underline{W \text{ comp.} = 15.86 \text{ BTU/lb}}$$

- **CARGA DEL CONDENSADOR (C cond.)**

$$C \text{ cond.} = h_d - h_a$$

$$C \text{ cond.} = 121.76 - 44.5$$

Ecuación 7-6

$$\underline{C \text{ cond.} = 77.26 \text{ BTU/lb}}$$

7.4 Evaporador.

- **Calor Absorbido por el Evaporador.**

Se determinará a continuación el calor absorbido por el evaporador, para luego establecer el flujo másico de refrigerante necesario para el sistema.

- Datos:
- Flujo de aire = 60 CFM (pie³/min)
 - Temperatura ambiente del aire = 26.7°C = 80°F

De la tabla 7-1 para propiedades del aire con la temperatura ambiente de 80°F y la presión parcial ejercida por el vapor de agua de 10 PSI, encontramos la densidad del aire.

$$\rho_{\text{aire}} = 0.1236 \text{ lb/pie}^3$$

luego:

$$\text{CFM}_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} / \rho_{\text{aire}}$$
$$\dot{m}_{\text{aire}} = \text{CFM} \times \rho$$

Ecuación 7-3

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 60 \text{ pie}^3/\text{min} \times 0.1236 \text{ lb}/\text{pie}^3$$

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 7.42 \text{ lb}/\text{min}$$

Flujo másico de aire a través del secador

$$Q = \dot{m}_{\text{aire}} C_{p\text{aire}} \Delta T \quad \text{Ecuación 7-4}$$

Donde:

Q = Caudal de calor del aire (BTU/hr)

\dot{m} = Flujo másico de aire (lb m/hr)

ΔT = Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del desecador (°F)

$\Delta T = T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}$; donde:

$$T_{\text{salida de aire}} = 26.7^\circ\text{C} = 80^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{entrada del aire}} = 75^\circ\text{C} = 167^\circ\text{F}$$

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$Q = 7.42 \text{ lb}/\text{min} \times 60 \text{ min}/1\text{hr} \times 0.24 \text{ BTU}/\text{lb}^\circ\text{F} \times (80-167)^\circ\text{F}$$

$$Q = -9165.7 \text{ BTU}/\text{hr}$$

Lo cual indica que el aire cede calor al glicol del secador.

La cedencia de calor, en lo que comprende al evaporador, se da de la siguiente manera:

- El calor del aire es cedido al propilen-glicol a través de las paredes de la tubería ($\phi = 1 \frac{1}{2}$ " Acero al carbono cedula 40).
- El propilen-glicol absorbe el calor del aire y lo cede al HFC-134a a través de las paredes del "tubing" de cobre por conducción (tubing de cobre tipo K).

Por tanto, la capacidad nominal del equipo será de: 9,000 BTU/hr.

Ya con la capacidad nominal del sistema estableceremos la capacidad del compresor, así como el flujo de calor real que tendrá que ser disipado en el condensador.

Capacidad Nominal = 9,000 BTU/hr

- Flujo másico de refrigerante 134a.

$$\dot{m} = \text{Capac. nominal} / \text{E.R.} = 9,000 \text{ btu/hr} / 61.4 \text{ BTU/lb}$$
$$\dot{m} = \underline{149.2 \text{ lbm/hr}}$$

- Calor producido por el trabajo del compresor.

$$Q_{W_{\text{comp}}} = \dot{m} W_{\text{comp}} = 149.2 \text{ lbm/hr} \times 15.86 \text{ BTU/lbm}$$
$$Q_{W_{\text{comp}}} = \underline{2325.1 \text{ BTU/hr}}$$

- Potencia teórica del compresor (Pc).

$$P_c = Q_{W_{\text{comp}}} = 2325.1 \text{ BTU/hr} \times (1 \text{ Hp-hr})/2545 \text{ BTU}$$
$$P_c = \underline{0.91 \text{ HP}}$$

Para 9000 BTU/hr, se obtiene:

$$P_c = 0.91 \text{ HP} (9000/12000) = \underline{0.68 \text{ HP}}$$

- Potencia real del compresor (Pr)..

$$Pr = P_c / (\eta_m \times \eta_{\text{mot.ei.}} \times \text{F.P.})$$
$$Pr = 0.68 \text{ HP} / (0.75 \times 0.85 \times 0.8)$$
$$Pr = \underline{1.34 \text{ HP}}$$

$$\text{F.P.} = 80\%$$
$$\eta_m = 75\%$$
$$\eta_{\text{mot.ei.}} = 85\%$$

$$Q_{W_{\text{comp real}}} = (1.34 \text{ HP} \times 2545 \text{ BTU/hr})/1 \text{ HP}$$
$$Q_{W_{\text{comp real}}} = \underline{3405.8 \text{ BTU/hr}}$$

- Calor disipado en el Condensador.

$$Q_{\text{cond}} = Q_{\text{evaporador}} + Q_{W_{\text{comp. real}}}$$
$$Q_{\text{cond}} = 9000 + 3405.8$$

$$Q_{\text{cond}} = \underline{12405.8 \text{ BTU/hr}}$$

- Evaporador.

$$Q_1 = \text{Calor rechazado por el aire} = -9165 \text{ BTU/hr}$$

$$Q = \frac{2\pi K(\text{acero}) L (\Delta T)}{2.3 \log (r_o/r_i)}$$

Ecuación (7-5)

$$Q_1 \approx Q_2 \approx Q_3$$

$$\Delta T = \frac{2.3 \log (r_o/r_i) Q_1}{2 \pi K(\text{acero}) L} \quad L = 1 \text{ pie}$$

$$\Delta T = \frac{2.3 \log \left(\frac{0.524}{0.66} \right) (9165)}{2 \pi (312) (1)}$$

$$\Delta T = \frac{+ 2112 \text{ BTU/hr}}{1960 \text{ BTU/hr } ^\circ\text{F}}$$

$$\Delta T = 1.077 \text{ pie/pulg } ^\circ\text{F} = \underline{12.93 ^\circ\text{F}}$$

$$\Delta T = T_{\text{aire}} - T_{\text{glicol}}$$

$$12.93 = 167 ^\circ\text{F} - T_{\text{glicol}}$$

$$T_{\text{glicol}} = 167 ^\circ\text{F} - 12.93 ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{glicol}} = T_2 = \underline{154 ^\circ\text{F}}$$

Se asume que el glicol sólo transfiere el calor (es un medio de transferencia) al serpentín del refrigerante, por lo que el $Q_1 = Q_3$. Se tomará una pérdida de temperatura de un 15% para tomar en cuenta a el glicol, por lo que la temperatura que llega al serpentín será de $\approx 131 ^\circ\text{F}$.

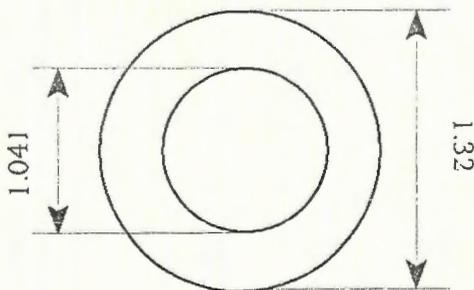
$$\begin{array}{l} 154 ^\circ\text{F} \rightarrow 100\% \\ x \rightarrow 85\% \end{array} \quad x = 131 ^\circ\text{F}$$

$$T_1 = 167 ^\circ\text{F}$$

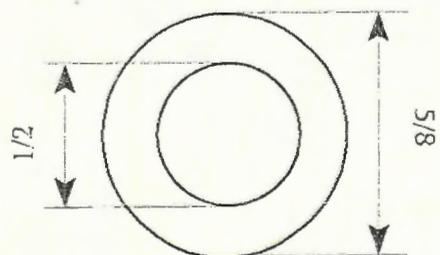
$$T_2 = 154 ^\circ\text{F}$$

$$T_3 = 131 ^\circ\text{F}$$

$$T_4 = 20 ^\circ\text{F}$$



Tubería de Acero



Tubing

Cálculo del Coeficiente Global de Transferencia de Calor (U_0).

$$U_0 = \frac{1}{\frac{A_0}{A_i} + \frac{l}{h_i} + \frac{A_0 (R_0 / R_i)}{2 \pi KL}} + \frac{1}{h_0}$$

Ecuación (7-6)

U_0 = Coeficiente Global de Transferencia

h_0 = Coeficiente de transferencia de calor en la superficie exterior de los tubos en [BTU/hr pie²-°F].

h_i = Coeficiente de transferencia de calor en la película interior de los tubos en [BTU/hr pie²-°F].

K = Conductancia del material (cobre) [BTU/hr-pie²-°F]
= 224 BTU/hr-pie²-°F.

R_0 = Radio externo de tubo [pie]

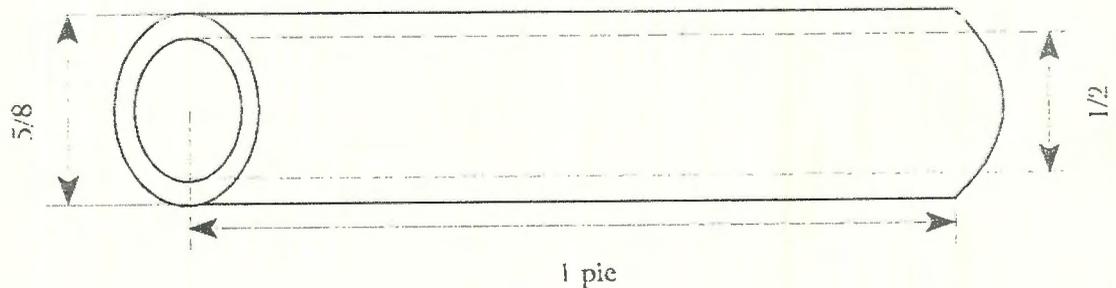
R_i = Radio interno de tubo [pie]

L = Longitud del tubo

A_0 = Area externa [pie²]

A_i = Area interna [pie²]

Se supone un tubo de cobre tipo K de $\phi = 5/8$ "



Datos obtenidos de un tubo real de cobre, para alta presión para ser utilizado en refrigeración.

Por lo tanto: $R_0 = 5/16$ "

$R_i = 1/4$ "

- Calculando área externa:

$$A_o = 2\pi R_o L \quad \text{Ecuación (7-7)}$$

$$A_o = 2\pi (5\text{pie}/(16 \times 12)) 1\text{pie} = \underline{0.1636 \text{ pie}^2}$$

- Calculando área interna:

$$A_i = 2\pi R_i L \quad \text{Ecuación (7-8)}$$

$$A_i = 2\pi (5\text{pie}/(16 \times 12)) 1\text{pie} = \underline{0.1308 \text{ pie}^2}$$

- Relación de áreas:

$$A_o/A_i = 0.1636 \text{ pie}^2 / 0.1308 \text{ pie}^2 = 1.25$$

$$\text{Si } A_o/A_i = 2\pi R_o L / 2\pi R_i L \rightarrow A_o/A_i = R_o/R_i = 1.25$$

Para encontrar el coeficiente de transferencia de calor del gas:

$$h_i = \frac{K_i}{D} (0.06) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.28} \left(\frac{D_i G_{MAX} X}{\mu_L}\right)^{0.87} Pr^{0.4} \quad \text{Ecuación (7-9)}$$

Donde:

h_i	=	Coeficiente de transferencia de calor del gas
D_i	=	ϕ interior del tubo
K	=	Conductividad del material de los tubos (Tabla 7-2).
ρ	=	Densidad del fluido
G_{MAX}	=	Velocidad de masa máxima
X	=	Calidad
μ_L	=	Viscosidad dinámica
Pr	=	Número de Prandtl

De la tabla de las propiedades físicas del refrigerante alternativo 134.a obtenemos:

K	=	0.0478 BTU/hr-pie-°F
μ_L	=	0.48 lb/pie-hr
ρ_L	=	75.28 lb/ft ³
ρ_v	=	0.3528 lb/ft ³

$$Pr = C_p \mu / K \quad \text{Ecuación (7-10)}$$

Donde:

C_p = Calor específico a presión constante

μ = Viscosidad del líquido

K = Conductividad térmica

$$Pr = \frac{(0.48 \text{ lb/pie}\cdot\text{hr}) (0.3040 \text{ BTU/lb}\cdot\text{F})}{0.0478 \text{ BTU/pie}\cdot\text{F}}$$

$$Pr = 3.41$$

- $G_{MAX} = \dot{m} / \text{Area mínima} \quad - \quad \dot{m} = 149.2 \text{ lb/hr}$
 $G_{MAX} = (149.2 \text{ lb/hr}) / (1.36 \times 10^{-3} \text{ pie}^2)$

$$G_{MAX} = 109705.88 \text{ lb/hr}\cdot\text{pie}^2$$

$$A_i = \pi D^2/4 = \pi/4 \times [1/(2 \times 12)]^2 = 1.36 \times 10^{-3} \text{ pie}^2$$

- $X = 0.2$

Sustituyendo en Ecuación (7-9):

$$h_i = \frac{0.0478}{(0.5)(12)} (0.06) \left(\frac{75.28}{0.328}\right)^{0.28} \left(\frac{(6)(109705.88)(0.2)}{0.48}\right)^{0.87} (3.41)^{0.4}$$

$$h_i = 193 \text{ BTU/hr}\cdot\text{pie}^2\cdot\text{F}$$

$$h_o = 116 \left[\left(\frac{K^3 \rho^2 C \beta}{\mu'} \right) \left(\frac{\Delta T}{D_o} \right) \right]^{0.25}$$

Ecuación (7-11)

Donde:

K = Conductividad térmica del glicol [BTU/hr-pie-°F]

ρ = Densidad [lb/pie³]

C = Calor específico [BTU/lb-°F]

β = Coeficiente de expansión térmica [1/°F]

D_o = ϕ exterior del tubo

Δ = Diferencia a través de la partícula

De la tabla 7-4 obtenemos las propiedades siguientes para el glicol:

$$\begin{aligned}
K &= 0.228 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C} \times (\text{BTU/h pie}^\circ\text{F}) / (1.49 \text{ Kcal/hm}^\circ\text{C}) \\
&= 0.15 \text{ BTU/h pie}^\circ\text{F} \\
\rho &= 1.033 \text{ lb/pie}^3 \\
C &= 0.60 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \\
\beta &= 300 \times 10^{-6} \text{ 1}^\circ\text{C} = 1.65 \times 10^{-4} \text{ 1}^\circ\text{F} \\
\mu_f &= 35 \text{ cp} = 84.35 \text{ lb/h-pie} \\
D_0 &= 5/8'' \\
\Delta T &= 23^\circ\text{F} = 154^\circ\text{F} - 131^\circ\text{F} \\
T_f &= (154 + 31)/2 = 142.5^\circ\text{F}
\end{aligned}$$

$$\left(\frac{K^3 \rho^2 C \beta}{\mu} \right) = \left[\frac{(0.15)^3 (1.033)^2 (0.60) (1.65 \times 10^{-4})}{84.35} \right]$$

$$\left(\frac{\Delta T}{D_0} \right) = \frac{23 \text{ }^\circ\text{F}}{5/8} = \underline{36.8}$$

Sustituyendo en Ecuación (7-8):

$$\underline{h_0 = 2.3 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{F}}$$

Calculando el coeficiente de transferencia de calor $[U_0]$.

Sustituyendo los valores encontrados en la ecuación (7-6):

$$U_0 = \frac{1}{(1.25) \left(\frac{1}{193} \right) + \frac{0.1636 (1.25)}{2 \pi (224) (1)} + \frac{1}{2.3}}$$

$$\boxed{U_0 = 2.265 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{F}}}$$

Este cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U_0) ha sido calculado por pie de longitud.

Calculando el calor disipado por la tubería.

$$Q = U_0 A \Delta T \quad \text{Ecuación (7-12)}$$

$$\Delta T = T_3 - T_{suc} = 131 - 20 = 111^\circ\text{F}$$

$$A = \pi D_0 L \quad \text{Ecuación (7-13)}$$

- En un pie de longitud hay 180 aletas con un espesor de 1/64".
Calculamos L:

$$L = 1 \text{ pie} - 180 \left[\frac{1}{(64 \times 12)} \right] \text{ pie} = \underline{0.76562 \text{ pie}}$$

Donde: L = Longitud efectiva

Sustituyendo en la ecuación (7-13)

$$A = \pi (518/12)(0.86562) = \underline{0.1252 \text{ pie}^2}$$

Sustituyendo en ecuación (7-12)

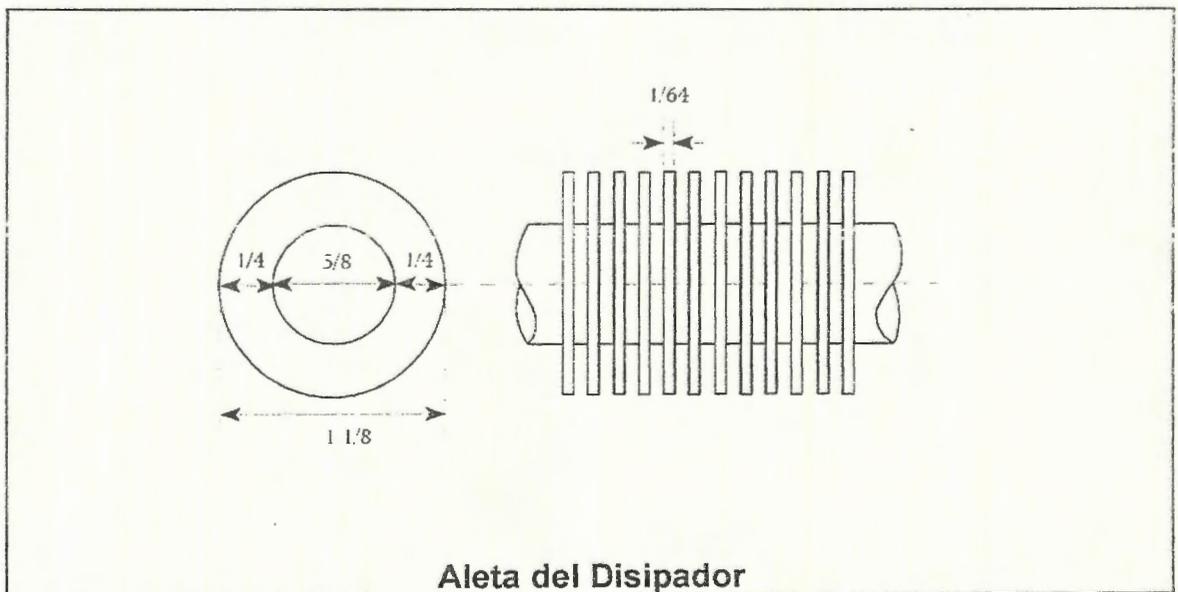
$$Q = (2.265)(0.1252)(111) = \underline{31.49 \text{ BTU/hr}}$$

Calculando el calor desprendido por la aleta.

$$\varepsilon = Q_{\text{real}} / Q_{\text{ideal}}$$

Ecuación (7-14)

Donde: ε = Eficiencia de la aleta



$$Q_{\text{ideal}} = h_0 A \Delta T$$

Ecuación (7-15)

Donde: $h_0 = 2.26 \text{ BTU/hr-pie}_2\text{-}^\circ\text{F}$

$$\Delta T = T_3 - T_{134-a} = 131 - 20 = 111^\circ\text{F}$$

- Sacando área efectiva:

$$A = \pi/4 (1.125/12)^2 - \pi/4 [(5/8)/12]^2$$

$$\underline{4.772913 \times 10^{-3} \text{ pie}^2}$$

$$Q_{\text{ideal}} = (2.265)(4.772913 \times 10^{-3})(111)$$

$$= \underline{1.1999 \text{ (BTU/hr) / Aleta}}$$

Para las 180 Aletas:

$$1.1999 \text{ (BTU/hr)/Aleta} \times 180 \text{ Aletas/1 pie}$$

$$= \underline{215.99 \text{ (BTU/hr)/pie}}$$

- Para encontrar la eficiencia:

$$L_c = L + t/2 \text{ (Para aleta rectangular)} \quad \text{Ecuación (7-16)}$$

Donde: $L = 1/(4 \times 12) \text{ pie}$ (Separación entre orilla del tubo y orilla de la placa -ver aleta del disipador-).

$$t = \text{Espesor de Aleta } 1/(64 \times 12) \text{ pie.}$$

Sustituyendo en ecuación (7-16):

$$\underline{L_c = 0.02148 \text{ pie}}$$

$$A_m = t L_c \text{ (para aleta rectangular)} \quad \text{Ecuación (7-17)}$$

$$A_m = [(1/64)/12] (0.02148) \text{ pie} = 2.796874 \times 10^{-5} \text{ pie}^2$$

Para encontrar la eficiencia de la aleta nos referimos al gráfico (7.5). [Eficiencia de aleta circunferencial con perfil rectangular].

Como las aletas son de aluminio, tenemos que encontrar la conductividad térmica del aluminio (K)(Tabla 7-2)

Con una temperatura de $20^\circ\text{F} = 117 \text{ BTU/hr-pie}^\circ\text{F}$, y la ecuación:

$$\left(L_c \right)^{3/2} \left(\frac{h_0}{K A_M} \right)^{1/2}$$

Ecuación (7-18)

Sustituyendo en la ecuación (7-18)

$$(0.02148)^{3/2} \left(\frac{2.265}{117 \times 2.796874 \times 10^{-5}} \right)^{1/2} = \underline{0.082823}$$

Con este parámetro entramos al gráfico 7.5 y encontramos la eficiencia (ϵ) de la aleta.

Obtenemos: $\epsilon = 0.95 = 95\%$

Ahora, de la ecuación (7-14)

$$Q_{\text{real}} = \epsilon Q_{\text{ideal}}$$

$$Q_{\text{real}} = (0.95)(215.99) = 205.19 \text{ BTU/hr}$$

$$\underline{Q_{\text{real}} = 205.19 \text{ BTU/hr}} \quad (\text{calor disipado por pie de tubería con las aletas}).$$

- Calculando el calor total disipado.

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{tub}} + Q_{\text{aletas}}$$

$$Q_{\text{total}} = 31.49 + 205.19$$

$$\underline{Q_{\text{total}} = 236.66 \text{ BTU/hr-pie}}$$

Determinando la longitud total de tubería (L) del evaporador.

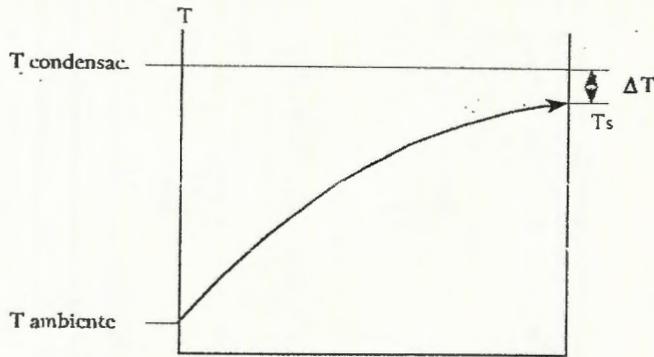
$$L = Q_{\text{absorbido}} / Q_{\text{total}} \quad \text{Ecuación (7-19)}$$

$$L = (9165 \text{ BTU/hr}) / (236.66 \text{ BTU/hr-pie})$$

$$\underline{L = 38.72 \text{ pies}}$$

7.5 Condensador.

En la sección 7.2 se desarrolló lo que se refiere a la temperatura de condensación.



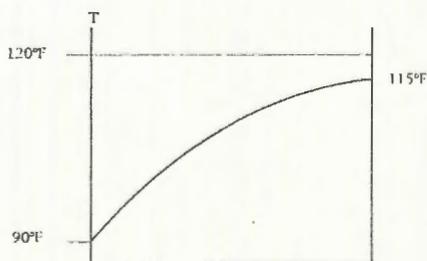
Donde:

$T_{\text{condensac.}} = 120^{\circ}\text{F}$ (del cálculo en el diagrama P-h del 134a).

$T_{\text{ambiente}} = 80^{\circ}\text{F}$ (26.7°C).

$T_s =$ Temperatura de salida del aire.

Necesitamos saber la temperatura de salida del aire al pasar por el condensador. partimos de una temperatura de entrada de 80°F ; asumiremos que el ambiente gana un diferencial de temperatura debido al rechazo de calor, y que el aire a la salida del condensador se encuentra 5°F más abajo que la temperatura de condensación del refrigerante. Por tanto:



$$Q = \dot{m} C_p (T_s - T_{\text{amb}})$$

$$\dot{m} = Q / (C_p(T_s - T_{\text{amb}}))$$

$Q =$ Calor real = Calor condensación.

$$Q = 12405.8 \text{ BTU/hr}$$

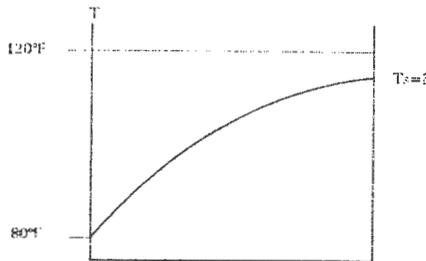
$$C_p \text{ aire} = 0.24 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}$$

$$\dot{m} = \frac{12405.8 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}}{0.24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \times (115 - 90) ^\circ\text{F}}$$

Ver Ec. (7-4)

$$\dot{m} = 2067.63 \text{ lbm/hr}$$

Luego:



$$T_s = Q / (\dot{m} C_p)$$

$$T_s = \frac{12405.8 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}}{2067.63 \frac{\text{lbm}}{\text{hr}} \times 0.24 \frac{\text{BTU}}{\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}}} - 80 ^\circ\text{F}$$

$$T_s = 105 ^\circ\text{F}$$

Utilizaremos las siguientes

ecuaciones:

$$h_o = \frac{K_L C}{D_o} \left(\frac{U_w D_o}{\mu_L} \right)^n Pr^{0.3} \quad \text{Ecuación (7-20)}$$

$$h_i = \frac{K_L C}{D_i} (0.026) Rem^{0.8} Pr^{0.3} \quad \text{Ecuación (7-21)}$$

$$Rem = \frac{D_i}{\mu_L} \left[G_L + G_V \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{1/2} \right] \quad \text{Ecuación (7-22)}$$

Como es aire: $T_L = 1/2 [(T_{\text{ent. aire}} + T_{\text{sal. aire}})/2 + T_{\text{refrig}}]$

$$T_L = 1/2 [(80 + 125)/2 + 120] = 106.25 ^\circ\text{F}$$

Con esta temperatura encontramos K_L , ρ_L , μ_L y Pr para el aire.

De la tabla 7-5 encontramos que no existe en la misma el dato de la temperatura exacta, sino entre los datos 100 y 200°F. Por ser bastante cercano 106.25°F a 100°F no interpolaremos y tomaremos los datos para 100°F de la tabla.

$$\begin{aligned}
 \rho_f &= 0.071 \text{ lbm/pie}^3 \\
 C_{p_f} &= 0.24 \text{ BTU/lbm}^\circ\text{F} \\
 \mu_f &= 1.285 \times 10^{-5} \text{ lbm/pie-seg.} \\
 K_f &= 0.154 \text{ BTU/hr-pie}^\circ\text{F} \\
 Pr &= 0.82
 \end{aligned}$$

Calculando Reynolds. (Re).

$$Re = V_{\infty} D_0 / \mu_f \quad \text{Ecuación (7-23)}$$

$$V_{\infty} = G_{\text{máx}} = \dot{m}/A \quad \text{Ecuación (7-24)}$$

Necesitamos calcular la velocidad del aire, para ello tenemos que:

$$\dot{m} = \text{Cap. nominal} / C_p \text{ aire } \Delta T;$$

$$\Delta T = T_{\text{diseño}} - (T_{\text{evaporación}} + 5^\circ\text{F})$$

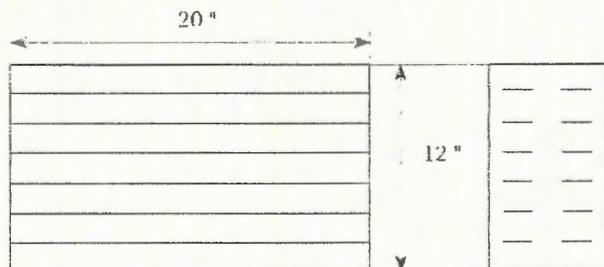
Sustituyendo:

$$= (9000 \text{ BTU/hr}) / [0.24 \text{ BTU/lbm}^\circ\text{F} \times (40^\circ\text{F} - (20 + 5^\circ\text{F}))]$$

$$= \underline{2500 \text{ lbm-aire/hr}}$$

Area mínima neta del serpentín.

Contamos con un arreglo de 7 tubos en "U", con dos hileras, o sea un total de 14 tubos y dimensiones:



$$A = (20 \times 12) - (3/8)(20 \times 12) = 150 \text{ pulg}^2 \times 1 \text{ pte}^2 / (12 \text{ pulg})^2$$

$$A = \underline{1.04 \text{ pie}^2}$$

$$V_{\infty} = \dot{m} / A = (2500 \text{ lbm/hr}) / 1.04 \text{ pie}^2$$

$$V_{\infty} = \underline{2403.8 \text{ lbm/hr-pie}^2}$$

En ecuación (7-23):

$$Re = \frac{(2403.8 \frac{\text{lbm}}{\text{hr-pie}^2}) (\frac{9}{8 (12)}) \text{ pie}}{1.285 \times 10^{-5} \frac{\text{lbm}}{\text{pie-seg}} \times \frac{360 \text{ seg}}{1 \text{ hr}}}$$

$$\underline{Re = 1624}$$

Por lo tanto, Reynolds está en el rango de flujo laminar, ya que se cumple que $40 < Re < 4,000$ y, de la tabla No. 7-5a

$C = 0.683$ y $n = 0.466$ Valores para el coeficiente promedio de un cilindro dentro de un gas que fluye perpendicular a su eje.

Sustituyendo K_f , C , D_0 , V_{∞} , μ_f , n y Pr en la ecuación (7-20)

$$h_o = \frac{K_f C}{D_0} \left(\frac{V_{\infty} D_0}{\mu_f} \right)^n Pr^{0.3}$$

$$h_o = \frac{0.0154 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}} (0.683)}{\frac{3}{8 \times 12} \text{ pie}} \times (1624)^{0.466} (0.72)^{0.3}$$

$$h_o = 9.55 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}}$$

Cálculo de h_i

Con la temperatura de condensación de 120°F encontramos en la tabla No. 7-6.

$$\begin{aligned} Pr &= 3.41 \\ \rho_v &= 0.328 \text{ lbm/pie}^3 \\ \rho_L &= 75.28 \text{ lbm/pie}^3 \\ \mu_L &= 0.202 \text{ CP} \\ K_L &= 0.0478 \text{ BTU/hr-pie-}^{\circ}\text{F} \\ \mu_L &= 0.202 \text{ CP} \times (2.42 \text{ lbm/hr-pie}) / 1 \text{ CP} \\ \mu_L &= 0.49 \text{ lbm/hr-pie} \end{aligned}$$

Necesitamos G_L y G_V para sustituir en la ecuación (7-22)

$$\dot{m}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{Liq}} + \dot{m}_{\text{Vap}} \quad (\text{Flujo másico de refrigerante en el condensador})$$

$$\dot{m}_{\text{total}} = 149.2 \text{ lbm/hr} \quad \dot{m}_T = \text{Flujo total de refrigerante en el sistema.}$$

Si se supone que en el condensador el flujo másico de refrigerante en forma de vapor será sólo el 5% del flujo total, obtendremos:

$$\dot{m}_V = (0.05)(149.2 \text{ lbm/hr})$$

$$\dot{m}_V = \underline{7.46 \text{ lbm/hr}}$$

Por tanto, el flujo másico de líquido será:

$$\dot{m}_L = \underline{141.75 \text{ lbm/hr}}$$

Para $G_L = \dot{m}_L / A_i$ Ecuación (7-26)

De tabla 7-7 (dimensiones de tubería de cobre), para un diámetro de tubería de 3/8" y tubería tipo K, obtenemos directamente el área transversal interna.

$$A_i = 0.076 \text{ pulg}^2 \times 1 \text{ pie}^2 / (12 \text{ pulg})^2$$

$$A_i = 5.277 \times 10^{-4} \text{ pie}^2$$

en ecuación (7-26)

$$G_L = \dot{m}_L / A_i = (141.75 \text{ lbm/hr}) / 5.277 \times 10^{-4} \text{ pie}^2$$

$$\underline{G_L = 268578.95 \text{ lbm/hr-pie}^2}$$

$$G_V = \dot{m}_V / A_i = (7.46 \text{ lbm/hr}) / 5.277 \times 10^{-4} \text{ pie}^2$$

$$\underline{G_V = 14134.74 \text{ lbm/hr-pie}^2}$$

Sustituyendo en ecuación (7-22)

$$\text{Rem} = \frac{D_i}{\mu_L} \left[G_L + G_V \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{1/2} \right]$$

$$\text{Rem} = \frac{0.311 \text{ pulg}}{0.49 \frac{\text{lbm}}{\text{hr-pie}} \left(\frac{1 \text{ pie}}{12 \text{ pulg}}\right)} \left[268578.95 \frac{\text{lbm}}{\text{hr-pie}^2} + 14134.74 \frac{\text{lbm}}{\text{hr-pie}^2} \left(\frac{75.28}{0.328}\right)^{1/2} \right]$$

$$\text{Rem} = 25531.4$$

Sustituyendo K_L , C , D_i , Rem y Pr en ecuación (7-21) para encontrar el coeficiente interno de película.

$$h_i = \frac{K_L C}{D_i} (0.026) \text{Rem}^{0.8} \text{Pr}^{0.3}$$

$$h_i = \frac{0.0478 (0.683)}{0.311 \left(\frac{1}{12}\right)} (0.026) (25531.4)^{0.8} (3.41)^{0.3}$$

$$h_i = 158.75 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}}$$

Con los dos coeficientes de película, encontramos el coeficiente global de transferencia; de ecuación 7-6.

$$U_0 = \frac{1}{\sum \frac{1}{A h} + \sum \frac{\ln \left(\frac{D_0}{D_i}\right)}{2\pi L K}} = \frac{1}{\frac{1}{A_0 h_0} + \frac{1}{A_i h_i} + \frac{\ln \left(\frac{D_0}{D_i}\right)}{2\pi L K}}$$

K del cobre de tabla (7-2) de conductividades térmicas para diversos materiales es:

$$K = 2690 \text{ BTU-pulg} / \text{pie}^2\text{-hr-}^\circ\text{F}$$

Por tanto:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1.205}{158.75} + \frac{\left(\frac{0.375}{12}\right) (\pi) (1) \ln(1.205)}{2\pi (2690)(1)} + \frac{1}{9.55}}$$

Cálculo de la longitud del condensador.

La longitud del serpentín en si está relacionada con la cantidad de calor total que tiene que ser disipada por el condensador.

Como ya se estableció anteriormente, el condensador a utilizar es con convección forzada y con aleteado para que contribuya a la disipación del calor.

Para el cálculo del calor total se tomará en cuenta el calor que se disipa en la zona de vapor sobrecalentado.

Calculando el calor disipado por pie de tubería:

- Zona de T = 106°F:

$$Q = U_0 A \Delta T$$

$$\Delta T = 100 - 80 = 26^\circ F$$

$$A = \pi D_0 l \text{ (ver ecuación 7-13)}$$

Donde: A = Area efectiva
 D₀ = Diámetro externo del tubo
 l = Longitud efectiva; tomando en cuenta las aletas

Basándonos en las medidas tomadas en un condensador real, afirmamos lo siguiente:

En un pie de longitud existen 165 aletas con un espesor de 1/64". Por tanto, la longitud efectiva será:

$$l = 1 \text{ pie} - 165 (1/(64 \times 12)) \text{ pie} = 0.785 \text{ pie}$$

Sustituyendo en la ecuación (7-12) encontramos el área:

$$A = \pi D_0 l$$

$$A = \pi(3/(8 \times 12))(0.785) = 0.077 \text{ pie}^2$$

Por tanto, el calor disipado es:

$$Q_1 = U_0 A \Delta T = 8.9 (0.077)(26)$$

$$Q_1 = 17.82 \text{ BTU/hr}$$

Zona de T = 120°F.

Como la temperatura de 120°F no es constante en su recorrido de condensación, aplicaremos a la zona de vapor sobrecalentado el concepto de temperatura media (T_m).

$$T_m = (106 + 120)/2 = 113^\circ\text{F}$$

Por tanto:

$$\Delta T = 113 - 80 = 33^\circ\text{F}$$

El calor disipado será: $Q_2 = 8.9 (0.077)(33)$
 $Q_2 = 22.6 \text{ BTU/hr}$

$$Q_{\text{total}} = Q_1 + Q_2 = 17.82 + 22.66 = 40.43 \text{ BTU/hr}$$

(por cada pie de tubería)

Calor desprendido por la aleta.

Zona de T = 106°F.

$$\varepsilon = Q_{\text{real}} / Q_{\text{ideal}} \quad (\text{ver ecuación 7-14})$$

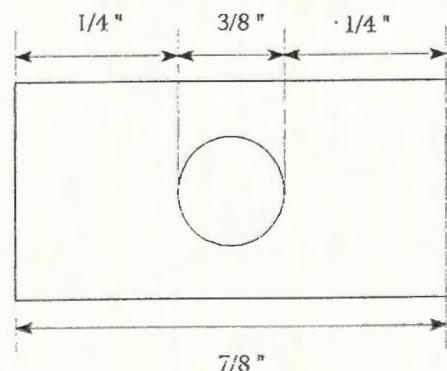
$$Q_{\text{ideal}} = h_0 A \Delta T \quad \text{Ecuación (7-27)}$$

$$h_0 = 9.55 \text{ BTU/hr-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}$$
$$\Delta T = 106 - 80 = 26^\circ\text{F}$$

Una vista frontal del condensador nos llevará a:

Area efectiva:

$$A = (7/8)(7/8) \text{ pulg}^2 \times \text{pie}^2/144 \text{ pulg}^2$$



$$- 0.7854(0.375/12)^2 \text{ pie}^2$$

$$\underline{A = 4.55 \times 10^{-3} \text{ pie}^2}$$

Sustituyendo en ecuación (7-27)

$$Q_{\text{ideal}} = 9.55 (4.55 \times 10^{-3})(26) = 1.13 \text{ BTU/hr por cada aleta.}$$

- Zona de 113°F.

$$\Delta T = 113 - 80 = 33^\circ\text{F}$$

$$Q = 9.55 (4.55 \times 10^{-3})(33) = (1.43 \text{ BTU/hr}) / \text{aleta}$$

Calor total de la aleta:

$$Q_{\text{aleta}} = 1.13 + 1.43 = (2.56 \text{ BTU/hr}) / \text{aleta}$$

Como se mencionó antes, en un pie de tubería existen 165 aletas (basado en un condensador real).

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{aleta}} \times \# \text{aletas} / 1 \text{ pie}$$

$$Q_{\text{total}} = 2.56 (\text{BTU/hr}) / \text{aleta} \times 165 \text{ aletas} / 1 \text{ pie}$$

$$\underline{Q_{\text{total}} = 422.4 \text{ BTU/hr-pie} = Q_{\text{ideal rotal}}}$$

Calor real disipado por las aletas en 1 pie.

Necesitamos conocer la eficiencia de la aleta, para lo que utilizaremos la siguiente ecuación:

$$L\varepsilon = L + t/2 \quad (\text{ver ecuación 7-16})$$

Donde: ε = Eficiencia de la aleta
 L = Distancia entre la orilla del tubo y la orilla de la placa
 t = Espesor de la aleta

$$L = 1/4 \text{ pulg} \times 1 \text{ pie} / 12 \text{ pulg} = 0.021 \text{ pie}$$

$$t = 1/(64 \times 12) = 0.0013 \text{ pie}$$

Sustituyendo en ecuación (7-16)

$$L\varepsilon = L + t/2$$

$$L\varepsilon = 0.021 + 1/(64(12)^2)$$

$$L\varepsilon = 0.022 \text{ pie}$$

Para una aleta del tipo rectangular:

$$A_m = t L \varepsilon$$

Por ser de aluminio, la conductividad del aluminio es 117 BTU/hr-pie-°F.

$$A_m = 1/(64 \times 12) \times 0.22 \text{ pie}$$

$$A_m = 2.86 \times 10^{-5} \text{ pie}^2$$

luego:

$$(L\varepsilon)^{3/2} (H_o/K A_m)^{1/2} \text{ (ver ecuación 7-18)}$$

Sustituyendo:

$$(0.022)^{3/2} (9.55/(117 \times 2.86 \times 10^{-5}))^{1/2} = 0.17$$

Con este parámetro de la figura (7.5) para eficiencia de aletas tendremos :
 ε del gráfico.

$$\varepsilon = 0.96$$

Por tanto:

$$Q_R = Q_{\text{real}} = \varepsilon Q_{\text{ideal}}$$

$$Q_R = 0.96(422.4) = 405.5 \text{ BTU/hr-pie.}$$

Calor total disipado por pie de tubería. (Q_{TP}).

$$Q_{TP} = Q_{\text{total}} = Q_{\text{tubos}} + Q_{\text{aletas}}$$

$$Q_{TP} = Q_{\text{total}} = 40.43 \text{ BTU/hr} + 405.5 \text{ BTU/hr}$$

$$\underline{Q_{TP} = Q_{\text{total}} = 445.93 \text{ BTU/hr}} \quad (\text{por c/pie de tubería})$$

La longitud de la tubería estará dada por:

$$L = \text{Carga del Condensador} / \text{Calor total por pie de tubería.}$$

$$L = 27.82 \text{ pies}$$

contacto uno al otro y tampoco forman otros compuestos, de tal forma, cuando estas dos materias se mezclan entre sí, forman lo que es conocido como un "azeotropo". Un azeotropo es una mezcla de dos componentes que actúan como un solo compuesto, pero tiene propiedades físicas y químicas diferentes, que las de los dos refrigerantes.

Como ejemplo podemos tomar el freón 502. Este es un azeotropo de HCFC-22 y el CFC-115. Cuando el HCF-134a y el CFC-12 son mezclados en cierta concentración, ellos forman un azeotropo de alta presión (bajo hervor). Esto significa que la presión de vapor del azeotropo es más alta que la de los dos componentes por separado. A 109 PSIA (752 KPa absolutos), el azeotropo contiene 46% del peso del HFC-134a. En general, la presión de descarga del compresor sería indeseable si el equipo operara con una mezcla de HFC-134a y CFC-12.

Otra característica de un azeotropo es que ya hecha la mezcla, la separación de los componentes es muy dificultosa, de tal forma que una mezcla de HFC-134a y CFC-12 no puede ser separada. Esta mezcla usualmente es incinerada.

5.5 Compatibilidad de materiales

Ya que el HFC-134a es utilizado en muchas aplicaciones, es importante discutir los materiales de construcción para comprobar su compatibilidad cuando se diseña un nuevo equipo, se adapta al equipo que ha utilizado CFC-12 o solamente para efectos de almacenamiento y manejo.

Plásticos:

Las pruebas en veintitrés materiales plásticos expuestos a líquidos de HFC-134a en tubos sellados a una temperatura ambiente se puede ver en la tabla 5. los resultados mostrados, muestran una buena compatibilidad con la mayoría de los materiales probados.

Elastometros:

De la tabla 5.5 a la 5.8, se puede apreciar los resultados del HFC-134a y el CFC-12 y su comportamiento con los elastometros.

Se puede reconocer que el efecto de elastometros específicos depende de: la naturaleza del polímero, la formulación del componente usado y la curación de las condiciones de vulcanizado.

$$L \approx 29 \text{ pies.}$$

7.6 Cálculo del Compresor.

Partiremos primero recordando que el compresor a utilizar es hermético del tipo alternativo.

Ya en el análisis de los puntos de operación del sistema, a partir del gráfico P-h del refrigerante alternativo 134a, se establecieron algunos parámetros que determinan las bases para la selección del compresor. Estas son:

$$W_{\text{comp}} = 15.86 \text{ BTU/lbm}$$

$$\dot{m}_{\text{refrig}} = 149.2 \text{ lbm/hr}$$

$$Q_{W_{\text{comp}}} = 2325.1 \text{ BTU/hr}$$

Con estos calcularemos a continuación la potencia teórica del compresor:

$$\begin{aligned} P_c &= Q_{W_{\text{comp}}} \times (1\text{HP-hr})/2545 \text{ BTU} \\ &= 2325.1 \text{ BTU/hr} \times 1 \text{ HP-hr}/2545 \text{ BTU} \end{aligned}$$

$$P_c = 0.91 \text{ HP}$$

Encontrando la potencia teórica basada en la capacidad nominal de nuestro sistema:

$$P_c = 0.91 \text{ HP} (9000 \text{ BTU/hr})/(12000 \text{ BTU/hr})$$

$$P_c = 0.68 \text{ HP}$$

Sin embargo, la potencia teórica está muy lejos de ser aceptable, ya que esto sería ideal si se considera 100% de eficiencia mecánica y eléctrica.

Es por tanto necesario apegarnos a la realidad y para ello calcularemos la potencia real del compresor basándonos en los siguientes datos:

$$\eta_m = 75\%$$

$$\eta_{\text{mot el.}} = 85\%$$

$$F.P. = 80\%$$

Con estos datos sustituidos en la ecuación siguiente (7-28), encontramos la potencia real del compresor.

$$Pr = Pc / (\eta_m \times \eta_{\text{mot. el.}} \times F.P.)$$

Donde:

η_m = eficiencia mecánica (75%)

$\eta_{\text{mot. el.}}$ = eficiencia del motor eléctrico (85%)

F.P. = Factor de potencia (80%)

$$Pr = (0.68 \text{ HP}) / (0.75 \times 0.85 \times 0.8)$$

$$Pr = 1.34 \text{ HP}$$

Como esta potencia no se encuentra en el mercado, se selecciona la próxima inmediata superior como margen de seguridad.

Por tanto, el compresor a utilizar en el sistema será de 1 1/2 HP de potencia.

Transformando la potencia a watts:

$$1.5 \text{ HP} \times (746 \text{ watts}) / \text{HP} = 1119 \text{ watts}$$

Con esta potencia y la temperatura de evaporación (20°F o aproximadamente -5°C) entramos a la tabla 7-7a proporcionada por Charles Hasler AG para selección de equipos de refrigeración y aire acondicionado con la utilización de los nuevos refrigerantes.

Selección:

Compresor de la serie J con capacidad para 1332 watts y las siguientes características eléctricas:

220/240 Voltios, 1 fase (monofásico), 50 Hertz Con un cilindraje nominal de 25.8 cm³.

A partir de aquí calcularemos el volumen desplazado por el pistón en el compresor.

La fórmula para el volumen desplazado es la siguiente:

$$V_D = (\pi D^2 \times l \times N \times n) / 4 \quad \text{Ecuación (7-29)}$$

Donde: V_D = Desplazamiento del pistón (cm³/min)

- D = Diámetro del cilindro (cm)
- l = Longitud de la carrera (cm)
- N = Revoluciones del cigüeñal (rpm)
- n = Número de cilindros

De la selección del compresor contamos ya con el cilindraje del compresor:

$V = 25.8 \text{ cm}^3$. Esta capacidad en volumen del cilindro está dada por:

$$V = \pi D^2/4 \times l \quad \text{Ecuación (7-30)}$$

Por tanto, el volumen desplazado con respecto al compresor hermético de 1750 rpm y 1 cilindro será:

$$V_D = V \times N \times n = 25.8 \text{ cm}^3 (1750 \text{ rpm})(1)$$

$$V_D = 45.15 \text{ cm}^3/\text{min}$$

7.7 Control del Flujo de Refrigerante.

Para determinar el control de flujo de refrigerante necesitamos tomar en cuenta la capacidad del equipo primero para establecer si se utilizará una válvula de expansión (en cualquiera de sus tipos), o un tubo capilar.

Es de hacer ver primero que las válvulas de expansión en el mercado parten de una capacidad de una tonelada de refrigeración. Los tubos capilares pueden utilizarse para diferentes rangos de temperatura, capacidad y tipos de refrigerantes en una amplia gama de capacidades de operación (desde 200 BTU/hr hasta 60,000 BTU/hr) en equipos de refrigeración comercial de media y baja temperatura. Es por estas razones por las que utilizaremos un **TUBO CAPILAR** como control del flujo de refrigerante.

El cálculo del tubo capilar es un proceso muy complejo, además de ser un tanto imprecisos para los sistemas de refrigeración. Por lo que utilizaremos una tabla que ha sido elaborada en base a teoría y práctica por personas que trabajan en estas áreas.

La selección se realiza inmediatamente, como se puede observar en la tabla 7-8 del anexo, la cual fue extraída del "Manual para Refrigeración de la TECUMSEN".

El procedimiento para la selección fue el siguiente:

Con el rango de operación (9,000 BTU/hr), la temperatura de evaporación (20°F) y el refrigerante (134a) entramos a la tabla. El tipo de condensador es con convección forzada (ventilador) y, ubicándonos directamente en la tabla, obtenemos un circuito para el tubo capilar de 12 pies con 0.080 pulgadas de diámetro (Aproximadamente 5/64").

7.8 Diseño y Cálculo de la Tubería de Succión.

Partiremos de la suposición de un diámetro de tubería igual a 1/2". La longitud de tubería desde el evaporador hasta el compresor es de 1.5 pies. La longitud equivalente de los accesorios utilizados en esta línea la encontramos en la tabla 7-9 del Anexo 1.

Los accesorios a utilizar son:

- 3 codos a soldar ϕ 1/2" x 90°.
- 1 visor.

Accesorios	Longitud equivalente unitaria (pies)	Total (pies)
Codos	4.7	14.1
Visor	1.7	1.7
Total =		15.8

Por tanto, la longitud equivalente total será: $15.8 + 1.5 \text{ pies} = 17.3 \text{ pies (X)}$.

Como tenemos un equipo con una capacidad teórica de (9,000Btu/hr), lo que transformado a toneladas sería:

- Toneladas de Refrigeración = $9000/12000 \text{ (BTU/hr)} = 0.75 \text{ Ton}$.

En la tabla 7-10 se plantea el dimensionamiento de la tubería de acuerdo a una temperatura de evaporación de 40°F y de condensación de 105°F.

Como en nuestro caso la temperatura de succión es de 20°F y la de condensación es de 120°F necesitamos encontrar un factor de corrección,

a partir de la tabla 7-11.

$$\text{Factor de Corrección} = 1.36$$

$$\text{Capacidad Corregida} = 1.36 \times 0.75 = 1.02 \text{ Ton.} \quad (1)$$

Para conocer la exactitud en cuanto a la tubería supuesta (1/2"), se comprueba en la tabla 7-10 que la longitud equivalente cumpla con la capacidad requerida.

- Longitud Equivalente Total (X) = 17.3 \approx 20 pies
- Caída Recomendada de Presión = 2 PSI

Con la longitud equivalente total de 20 pies y caída de presión de 2 PSI, encontramos en la tabla que la capacidad (2), será: 0.7 Ton.

Como (2) es menor que (1), por tanto, la tubería supuesta no cumple y se necesita asumir un diámetro mayor.

Asumiendo un diámetro de tubería de 5/8" y realizando el mismo procedimiento de cálculo obtenemos:

Accesorios	Long. Equivalente (pies)	Total
Codos	5.7	17.1
Visor	2.3	2.3
Total =		19.4

$$\text{Longitud equivalente total} = 19.4 + 1.5 = 20.9 \text{ pies}$$

$$\text{Capacidad corregida} = 1.02 \text{ Ton.} \quad (3)$$

Con longitud equivalente total de veinte pies y caída de presión de 2 PSI encontramos en la tabla 7-10 que la capacidad (4) será: 1.4 Ton. (4)

Como (4) es mayor que (3), la tubería de 5/8" es la correcta para la línea de succión.

7.9 Diseño y Cálculo de la Tubería de Descarga.

Asumiremos un diámetro de tubería de 1/2" y utilizando la tabla 7-9 encontraremos la longitud equivalente de los accesorios a utilizar. La longitud real de la tubería será de 1 pie.

Accesorios	Long. Equivalente (pies)	Total
Codos	4.7	4.7
Visor	1.7	1.7
Total =		6.4

Longitud equivalente total = $6.4 + 1.0 = 7.4$ pies

Toneladas de refrigeración = 0.75 Ton.

La tabla 7-12 para la capacidad en toneladas de la línea de descarga está basada en una temperatura de succión de 40°F y de condensación de 105°F. Por tanto, de la tabla 7-13 obtenemos el factor de corrección:

- Factor de corrección = 0.98
- Tonelaje corregido = $0.98 \times 0.75 = 0.74$ Ton. (A)

En el capítulo 6.0 se planteó una caída recomendable en la línea de descarga de 4 PSI.

Comprobando que la longitud equivalente cumpla con la capacidad requerida (B) para la tubería supuesta (1/2"), en la tabla 7-12 obtenemos:

Por no encontrarse una longitud equivalente de 7.4 pies, asumiremos el inmediato superior, que es 10 pies.

Con 10 pies de longitud equivalente y caída de presión de 4PSI, obtenemos:
2.4 Ton. (B)

Como (B) es mucho mayor que (A), implica que podríamos reducir el diámetro de la tubería a 3/8" y estaríamos siempre en la tubería correcta.

7.10 Diseño y Cálculo de la Tubería de Líquido.

Asumiremos un diámetro de tubería de 1/2". La longitud real de la tubería es de 2.5 pies.

De la tabla 7-9 obtenemos la longitud equivalente de los accesorios.

Accesorios	Long. Equivalente (pies)	Total
Válvula Manual	70.0	70.0
Visor	1.7	1.7
Válvula Solenoide	70.0	70.0
T de Flujo	1.7	1.7
Total =		143.4

De la tabla 7-15 obtenemos el factor de corrección para las temperaturas de operación de 20°F en succión y 120°F en condensación.

- Factor de corrección = 1.13
- Tonelaje corregido = $1.13 \times 0.75 = 0.85$ Ton. (X)

Con una caída de presión de 2 PSI y longitud equivalente de 143.4 pies, entramos a la tabla 7-14.

Se debe comprobar por tanto, que la longitud equivalente cumpla con la capacidad requerida, para un diámetro de 1/2".

- Toneladas de refrigeración: Z

Para el valor de Z en la tabla 7-14, no se encuentra directamente, por lo que interpolaremos, obteniendo:

Longitud Equivalente (pies)	Toneladas de Refrigeración
125	2.0
143.4	Z
150	1.8

$$\underline{Z = 1.8528 \text{ Ton.}}$$

Por tanto, Z es mayor que X, y la tubería es correcta en el diámetro supuesto de 1/2". Sin embargo, la capacidad es mucho mayor que la que necesitamos, por lo que podríamos utilizar una tubería de menor diámetro.

- Utilizaremos por tanto, una tubería de 3/8" de diámetro.

7.11 Chequeo de Tubería con Respecto a la Velocidad del Refrigerante.

Las velocidades recomendadas del refrigerante para que este pueda arrastrar el aceite son como mínimo de 500 pie/min, en líneas horizontales; y de 1000 pie/min en líneas verticales con flujo ascendente. La máxima velocidad permisible es de 4000 pie/min, para evitar vibraciones y ruidos. Es por tanto necesario, antes de la selección final, comprobar la velocidad que llevará el refrigerante dentro de esta.

Las figuras 7.6 y 7.7 nos sirven para encontrar las velocidades en la línea de succión y la de descarga respectivamente para condiciones de operación de 40°F en la succión y 105°F en la condensación. Ya que no trabajamos con esos valores de operación, sino que con 20°F de succión y 120°F de condensación; es necesario encontrar un factor de corrección, para lo que haremos uso de las tablas 7-16 y 7-17 respectivamente.

- Para la Línea de Succión:

- Con Tonelaje = 0.75 de la tabla 7-16 para 120°F y 20°F, obtenemos:

- Factor de corrección = 1.61
- Tonelaje corregido = $1.61 \times 0.75 = 1.2075 \text{ Ton.}$ (P)

Con P y el diámetro obtenido correcto en el cálculo (5/8"), entramos a la figura 7.6, de donde leemos el valor de la velocidad, obteniendo una velocidad de 2250 pie/min.

Por tanto la velocidad se encuentra dentro del rango de 500 pie/min como mínimo y de 4000 pie/min como máximo.

- Para la Línea de Descarga:

Con tonelaje = 0.75Ton., 120°F y 20°F obtenemos de la tabla 7-17:

Factor de correccion = 0.97

Tonelaje corregido = $0.97 \times 0.75 = 0.7275$ Ton. (R)

Con R y el diámetro obtenido correcto en el cálculo (1/2") entramos a la figura 7.7.

Como el gráfico parte de una tonelada, al cruzar con la línea de 1/2" observamos una velocidad de 1480 pie/min; a partir de esto nosotros podemos uponer una variación lineal y obtenemos con un tonelaje de 0.75 una velocidad de 1076.7 pie/min.

Por tanto, el valor de velocidad se encuentra dentro del rango permisible de 500 pie/min mínimo y 4000 pie/min como máximo.

Resumen de los Componentes Principales del Sistema

- Evaporador.

Dimensiones:

- Piscina de Glicol = 15" x 15" x 12"
- Volumen = 2700 pulg³ = 11 galones
- Serpentín : $\phi = 5/8"$
Longitud = 39 pies

- Condensador.

- Serpentín : $\phi = 3/8"$
Longitud = 29 pies
- Aletas : Aluminio con 1/4" de la orilla del tubo hasta la orilla de la aleta.
Espesor = 1/64"
165 Aletas/pie

- Compresor.

- Hermético del tipo alternativo.
1.5 HP
Desplazamiento = 45.15 cm³/min
Cilindraje = 25.8 cm³
- Motor : 1750 rpm, 1 Fase, 50 Htz

- Control de Refrigerante.

- Tubo Capilar de 12 pies de largo y 5/64" de diámetro.

8. Descripción de Componentes Auxiliares.

8.1 Componentes Mecánicas.

8.1.1 Válvula de Paso Manual

Estas válvulas se utilizan con frecuencia, de modo de que puedan ser aisladas partes del sistema de refrigeración para reparaciones y mantenimiento. (Ver Figura 8.1.1)

8.1.2 Válvulas de Servicio del Compresor

Las válvulas de servicio de succión y de descarga del compresor son válvulas de cierre con un vástago accionado manualmente. La mayoría de las válvulas de servicio están equipadas con una conexión para manómetro de modo que la presión de funcionamiento del refrigerante pueda observarse (Ver Figura 8.1.2).

8.1.3 Controles de Baja y Alta Presión

Los controles de baja presión actúan con la presión de succión del refrigerante y, normalmente, se utilizan para regular el ciclo del compresor, con el fin de controlar la capacidad, o como control límite de baja presión. El control de baja presión se utiliza frecuentemente como único control en pequeños sistemas, que pueden tolerar ciertas fluctuaciones en la temperatura que ha de mantenerse. El control de baja presión estándar cierra el circuito al subir la presión y lo interrumpe al descender esta.

Un control de alta presión es sensible a la presión de descarga del compresor y, normalmente se utiliza para parar al compresor en el caso de que exista una presión efectiva. Un control de alta presión cierra un contacto al bajar la presión y lo abre con un aumento de la misma (Ver Figura 8.1.3)

8.1.4 Termostatos

Los termostatos actúan para conectar o interrumpir un circuito en respuesta a un cambio de temperatura. Existen numerosos tipos de termostatos que van desde un simple interruptor bimetálico a interruptores

múltiples que actúan con la señal de bulbos sensibles remotos.

Los termostatos pueden tener un punto de control fijo, o bien pueden ser ajustables. Normalmente, un termostato de refrigeración cerrará su circuito con una elevación de la temperatura y/o interrumpirá con un descenso de este; mientras que un termostato de calefacción cerrará su circuito con un descenso de la temperatura y lo interrumpirá con una elevación.

8.1.5 Separador de Aceite

Los separadores de aceite son básicamente una cámara de separación para el aceite y el gas de descarga. En un sistema de refrigeración siempre existe alguna cantidad de aceite en circulación y el aceite que abandona el compresor es arrastrado por el gas de descarga caliente, el cual se desplaza a gran velocidad.

El separador de aceite, cuando se utiliza, se instala en el conducto de descarga entre el el compresor y el condensador.

8.1.6 Desecante

El desecante es el único medio efectivo para eliminar pequeñas cantidades de humedad. Estos están constituidos por una envoltura rellena con un secante o agente de secado, provisto de un filtro adecuado en cada extremo. La mayoría de los secadores están constituidos de modo que puedan desempeñar la doble función de filtro y secador.

8.1.7 Indicadores de Humedad y de Líquido

Estos indicadores permiten al operario observar el flujo del refrigerante en el sistema. Las burbujas o espumas en el indicador de líquido muestran una escasez de refrigerante o una restricción en la línea del líquido, cosas que afectan el funcionamiento del sistema. Los indicadores de líquido se utilizan ampliamente como medios para determinar si el sistema está adecuadamente cargado cuando se añade refrigerante. Los indicadores de humedad proporcionan una señal de aviso, en el caso de que la humedad haya penetrado en el sistema.

8.1.8 Manómetros de Refrigeración

Los manómetros calibrados en forma especial para su empleo en refrigeración, constituyen la herramienta principal para comprobar el funcionamiento del sistema. Los manómetros para helado de alta presión del sistema tienen escalas con lecturas desde 0 a 21 Kg/cm² (0 a 300 PSI). Los manómetros para helado de baja presión se denominan manómetros compuestos, ya que la escala está graduada para presiones superiores a la presión atmosférica en Kg/cm² (PSI) y para presiones por debajo de la presión atmosférica (vacío), en milímetros o pulgadas de mercurio.

8.2 Componentes Eléctricos.

8.2.1 Relevador de Retardo

Algunos relevadores se construyen con una acción de retardo, de modo que pueden ser energizados durante cierto tiempo predeterminado, sin que la bobina magnética accione los contactos. Normalmente, este retardo no es ajustable, sin embargo, se fabrican relevadores con períodos variables de retardo. Este tipo de relevadores puede ser requerido para motores de arranque bipartidos; para evitar un corto circuito o para otras aplicaciones especiales.

8.2.2 Relé de Tiempo (Timer)

El Timer puede retardar el encendido desde un tiempo mínimo hasta un máximo, después de conectado el interruptor del compresor; este arrancará en el tiempo al cual estaba programado el timer en ese momento.

8.2.3 Relevador Térmico

Este relevador trabaja con un bimetálico, el cual al calentarse se dilata, desconectando los contactos. El calentamiento podría darse si el compresor, por defectos mecánicos, se pegue (no arranque) y suba el amperaje; también por cortocircuitos provocados por fallas eléctricas.

8.2.4 Contactores y Arrancadores

Estos elementos son necesarios en todo sistema de refrigeración, porque permiten utilizar una serie de dispositivos de protección

y de mando.

Los contactores son conocidos como interruptores de trabajo pesado montados en una caja cerrada. Y a los arrancadores se les conoce como contactores que incluyen además como parte del conjunto, dispositivos para proteger al motor de la sobrecarga.

Los contactores controlan un circuito eléctrico por medio de una bobina magnética en un circuito de bajo voltaje, el cual a su vez, opera un componente en el voltaje de la línea. A causa de su construcción más pesada, el contactor es capaz de manejar mayores cantidades de corriente en comparación de un relé (10 a 15 Amperios) a 500 Amperios capaz de manejar un contactor.

8.3 Selección de Componentes Auxiliares.

8.3.1 Relé de Tiempo (Timer)

Se ha seleccionado un timer marca SIEMENS modelo 7PU2240-3AT30, con un tiempo de retardo de 0.6 a 6 minutos (Ver tabla 8.1).

8.3.2 Relevador Térmico

Se seleccionó un relevador térmico marca SIEMENS modelo 3UA5200-2A, con un rango de operación de 10 a 16 Amperios (tabla 8.2).

8.3.3 Contactor

Se ha seleccionado un contactor marca SIEMENS modelo 3TB4312-0A, con una capacidad nominal de 30 Amperios (Ver tabla 8.3).

8.3.4 Termostato

Se seleccionó un termostato marca QUALITY modelo QTH-101-F/C, con un rango de operación de -30°F a 90°F (Ver tabla 8.4).

8.3.5 Manómetros

Se han seleccionado dos manómetros marca QUALITY-TCC con un rango de operación en el manómetro de alta de 0 a 500 PSI y en el manómetro de baja de 36" de mercurio a 250 PSI (Ver tabla 8.5).

8.3.6 Válvulas de Paso

Se seleccionaron válvulas marca HENRY (Ver tabla 8.6).

8.3.7 Desecante

Se ha seleccionado un desecador recomendado por la DUPONT que no reacciona con el refrigerante 134a. Marca DUPONT, modelo 4A-XH-7.

9. PROCESO DE FABRICACION

9.1 Elaboración de la Bancada o Estructura.

- Primero, se cortan las piezas de angular de 1" x 1" x 1/8" a la medida (según plano de conjunto), formando la estructura en forma de paralelepípedo.
- Se forman marcos de cuatro piezas punteadas, para luego unir los mismos con puntos de soldadura eléctrica, con electrodo E6013 de 0K de $\phi 3/32$ ".
- Al tener toda la estructura formada, se colocan tirantes punteados en los marcos para que no deformen por el calor producido por los efectos de la soldadura; luego se procede a soldar completamente toda la estructura.
- Para la bancada o soporte de la estructura, se cortan las cuatro piezas de hierro angular de 3" x 3" x 1/4" a la medida (50 cms. según plano conjunto).
- Se procede al punteo con soldadura eléctrica, uniendo la estructura con las "patas" de soporte, colocando nivel antes del punteo para verificar su perfecta "verticalidad".
- Todos los cortes de piezas angulares se realizan con sierra manual.

9.2 Elaboración de Evaporador.

9.2.1 Elaboración de la Piscina para el Glicol.

- Se cortan las piezas de lámina lisa de hierro comercial al carbono "hierro negro" de 1/8", con las medidas especificadas en el plano del evaporador (4 piezas de 12" y 8 piezas de 15" de largo).
- Se forma el tubo punteado con soldadura eléctrica y electrodo E6013 $\phi 3/32$ ". Al estar ya punteado se colocan tirantes para evitar la deformación y se procede a resoldar toda la "caja".

9.2.2 Elaboración del Serpentín.

Debido a que el tubing de cobre es flexible, se pueden realizar fácilmente dobleces o curvas, por lo que, antes de realizar la forma de la tubería, se elabora un molde con una lámina que puede ser de 1/16" o 1/8" de espesor (lisa) y con una platina delgada se da la forma que se pretende del serpentín. Se solda la pletina a la lámina y luego se coloca el tubing de cobre sobre el molde.

Es necesario mencionar que, para formar todo el serpentín, se requiere el hacer varias partes por separado y luego unirlos con soldadura oxiacetilénica, y varillas de aporte a base de aleación de plata. Se decide, debido a que el serpentín según el diseño (Cap. 7) es en forma de una "C" dentro de la piscina de glicol, elaborar tres partes, por lo que el molde sirve para que las partes sean lo más similares entre sí al hacerlas separadamente.

Teniendo las tres partes del serpentín (ver plano del evaporador) con tubing desnudo, procedemos a la elaboración de las aletas para unirlos posteriormente al tubing.

En una lámina de aluminio de 1/64" de espesor se trazan con compás de puntas, las circunferencias externa e interna de la aleta (basadas en la medida exterior del tubing y el diseño para el diámetro externo de la misma).

Las medidas son las siguientes:

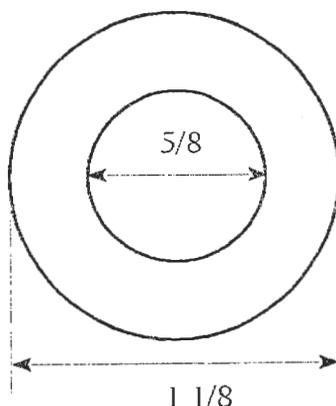


fig. 9.1
Dimensiones de la aleta de aluminio para el evaporador.

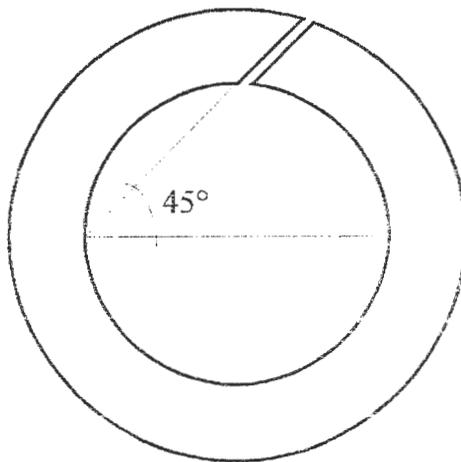
Esta es la parte más larga del proceso en el evaporador ya que son 180 aletas por pie de tubería y el largo total del serpentín es de 39 pies

aproximadamente.

Se procede al cortado de las aletas con "sacabocados" de las medidas requeridas ($\phi 5/8$ " y $\phi 1 1/8$ ""); realizándose el cortado sobre un trozo de madera y con martillo de 1 lb. de peso.

Teniendo ya cortadas todas las aletas, se realiza un corte a 45° con tijeras para cortar lámina, con la intención de poder abrirlas para adaptarlas al tubing desnudo. (Ver fig. 9.2)

fig. 9.2



Corte realizado a la aleta para adaptarla al serpentín.

Luego, hay que comenzar a soldar las aletas al serpentín del tubing desnudo, dejando una separación entre una y otra de $1/16$ " aproximadamente.

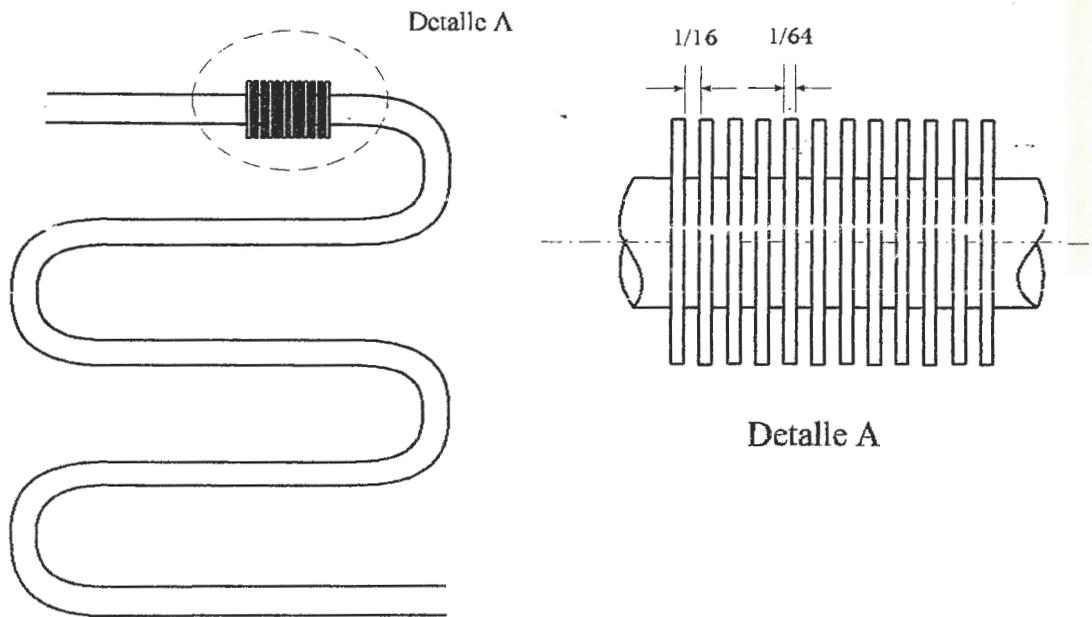


fig 9.3 vista parcial del serpentín ya aletado.

No es necesario soldar las aletas a todo el alrededor del tubing, basta con aplicar cuatro o tres puntos de soldadura oxiacetilénica con varilla de aporte aleada con plata.

Cuando ya se tienen todas las aletas colocadas en el serpentín (las tres partes del serpentín), se procede a unir las tres partes en un solo serpentín con forma de "C".

Se colocan tirantes para la fijación del serpentín a la piscina o recipiente para el glicol, quedando el serpentín de la siguiente forma en tres caras del recipiente:

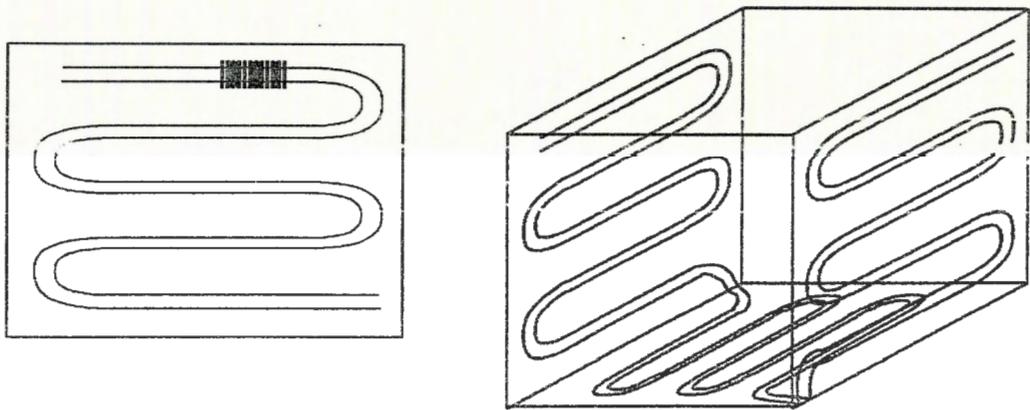
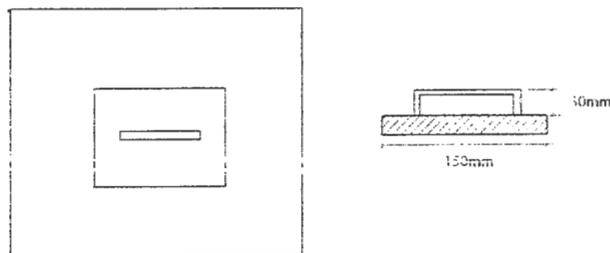


fig.9.4 Vista gráfica del serpentín dentro del recipiente para el glicol.

Se necesita rellenar de glicol el evaporador después de cierto tiempo, por lo que la parte de arriba de la piscina tendrá una especie de "manhold" para su fácil separación. (ver fig.9.5.)



Antes de fijar el serpentín al recipiente, se realiza una limpieza con cepillo de cerdas de alambre y lija para eliminar el óxido en las paredes.

Posteriormente, se aplica pintura anticorrosiva en el interior y el exterior del recipiente.

9.3. Fijacion del Compresor a la Estructura.

Todo compresor trae sus soportes (patas), con agujeros adecuados

para los pernos de acuerdo al nivel de vibración. En nuestro caso, los pernos adecuados son de $\phi 1/2" \times 2"$.

Para evitar pérdidas de apriete con el trabajo del compresor se incorporan, a cada tornillo, arandelas de presión. Se determina la posición del compresor dentro de la estructura y luego se coloca el mismo para el trazo de los agujeros. Se centropuntean los centros de los agujeros y luego se taladra con broca de $\phi 5/16"$ ó $3/8"$ primero, y al final, con una broca $\phi 17/32"$, con el fin de que guarden un poco de holgura con respecto a los pernos. (ver fig 9.6)

9.4. Fijacion del Condensador.

El condensador trae cuatro soportes (patas), con agujeros de $\phi 13/32"$, para tornillos de $\phi 3/8"$.

Se coloca el condensador dentro del piso de la estructura, se trazan los agujeros, se centropuntean y luego se realiza el taladrado, con broca de $\phi 13/32"$.

Ya estando colocado el condensador, se puede establecer la distancia del ventilador y sus agujeros para la fijación.

El ventilador va montado sobre su propia base, la cual se elabora de la manera siguiente:

- Se corta la lámina lisa de hierro comercial de $1/8"$ de espesor, a la medida según el plano de conjunto. Se trazan los dobleces para después realizarlos hasta las pestañas de fijación, en las que se taladran cuatro agujeros de $\phi 13/32"$.



Fig. 10.6. Taladrado de agujeros para la fijación del compresor.

Se coloca la base del ventilador sobre el piso de la estructura, se trazan los agujeros y luego se taladran con broca de $\phi 13/32"$.

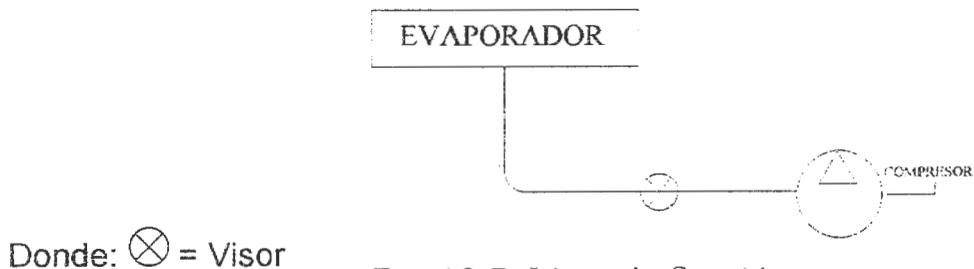
9.5. Union de Componentes Principales.

Los componentes de todo el sistema se unen por medio de tubing de cobre del diámetro apropiado, según el diseño planteado para cada línea en el Cap. 7.

Para la línea de succión se necesita de cuatro soldaduras en la unión del tubing de cobre de $\phi 5/8"$.

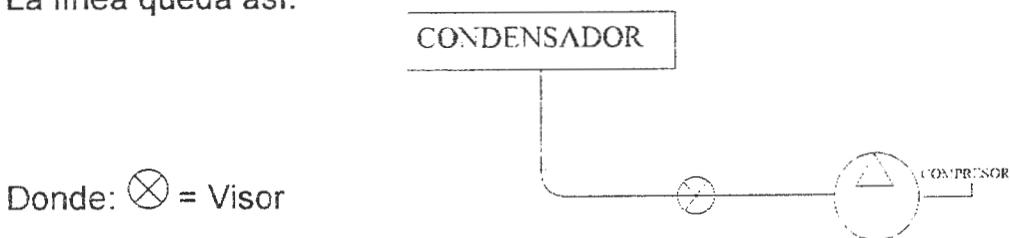
En el capítulo 7 se planteó que el diámetro de $5/8"$ era el correcto para la tubería de succión, además, se dijo que en esta línea existe un visor.

La tubería queda conformada así:



Para la línea de descarga se necesitan cuatro soldaduras, con el fin de unir al compresor con un codo $\phi 3/8"$ por 90° después a un visor y por último al condensador.

La línea queda así:

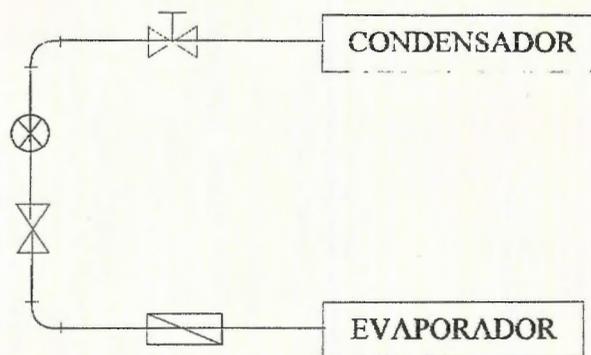


Para la línea de líquido que une al condensador con el tubo capilar, y a este último con el evaporador, se necesitan ocho soldaduras.

De acuerdo al planteamiento del capítulo 7, esta línea contiene una válvula manual, un visor, una válvula solenoide, una "T" de flujo y un filtro

desecante.

La línea queda así:



- DONDE:
-  = VALVULA MANUAL
 -  = FILTRO DESECANTE
 -  = TUBO CAPILAR
 -  = VISOR

Fig. 10.9. Línea de Líquido

10. MANUAL DE OPERACION.

10.1. Encendido.

Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Mantenga el interruptor de encendido en la posición OFF.
2. Conecte la unidad a la línea principal de potencia. Se debe de encender la unidad quince minutos antes de aplicarle la carga, esto permite la protección contra daños en el compresor.
3. Revisar la válvula automática de drenado de condensado, cerciorándose de que se encuentre cerrada.
4. Revisar térmicos, fusibles de sobrecarga y reemplazarlos si fuese necesario.
5. Revisar que esté correcta la conexión, así como la soporteria de la línea de aire comprimido de entrada al secador.
6. Asegurar que a la entrada del secador el aire comprimido mantenga lo más constante que fuese posible los valores de presión y flujos procedentes del compresor, encontrándose estos dentro del rango especificado de trabajo del secador.
7. Asegurar que las líneas de condensado descarguan en lugares que no perjudiquen a los equipos
8. Conectar la unidad colocando el interruptor en la posición ON y luego dar START.

11.2. Apagado

Cuando el secador deba de apagarse para mantenimiento o por paro en la producción de aire comprimido, siga el siguiente procedimiento:

1. Apague la unidad colocando el interruptor en la posición OFF.
2. Desconecte la línea principal de potencia.
3. Si se pretende realizar reparaciones mecánicas, es necesario realizar el venteo de la presión interna del secador hacia la atmósfera.

11.3. Especificaciones del Equipo.

Equipo	Secador de Aire
Voltaje	220-240 V
Frecuencia	50 Hz
Fases	1
Compresor	1
Potencia Compresor	1 1/2 Hp
Potencia ventilador	1 Hp
Refrigerante	HFC-134a
Máximo tamaño de fusible	16 A
Mínimo tamaño de fusible	10 A
Calibre mínimo del conductor	THW #14
Tubería para cable eléctrico mínima	φ1/2"
Corriente a plena carga	5 A

11. MANUAL DE MANTENIMIENTO.

11.1. Generalidades.

Los secadores remueven la humedad, y vapor de aceite del aire comprimido. Esto se realiza por medio del enfriamiento del aire con una unidad refrigerante, la cual baja el punto de rocío, causando que la humedad se condense.

Este secador de alta eficiencia puede ser fácilmente instalado en cualquier línea neumática en la que se necesite aire seco.

11.2. Instalación.

Para la instalación hay que tomar en cuenta lo siguiente:

- Antes de instalar el equipo, debe de inspeccionarse con el fin de determinar algún daño sufrido en el mismo por el manejo o almacenamiento.
- El secador no debe de ser instalado en áreas donde la temperatura ambiente exceda a 45°C (113°F) o menos de 10°C (50°F).
- En instalaciones con un flujo estable, el secador es normalmente colocado después del receptor de aire del compresor. Si las cargas son fluctuantes, como en unidades de tanques, el equipo se coloca después del receptor principal.
- El secador debe de ser instalado en forma horizontal con respecto a la superficie, en otras palabras, debe encontrarse a nivel con respecto al piso.
- El secador ha sido diseñado para que su interior tenga fácil acceso para operaciones de mantenimiento, para ello cuenta con tapaderas que son fácilmente desmontables.
- Se tiene que tener precaución, cuando se elige un circuito monofásico, ya que puede tener variaciones de voltaje, esto puede afectar el encendido del compresor y, en casos extremos, que se queme el devanado del mismo.

11.3. Operación.

Para ello hay que tomar en cuenta dos factores:

- La unidad está precargada ya con el refrigerante HFC-134a.
- Cuando la unidad es encendida, el sistema de refrigeración puede comenzar a intercambiar la temperatura, abajo de los niveles requeridos, para satisfacer la operación del termostato.

Cuando el nivel de temperatura es alcanzado el termostato se abre, y la unidad de refrigeración es apagada. Cuando la unidad esté trabajando en operación normal, el ciclo de apagado y encendido se genera dependiendo de la temperatura de salida del aire, y la frecuencia del cambio dependerá de las condiciones de carga.

11.4. Inspección de Rutina y Servicio.

Se debe dar servicio de mantenimiento a las siguientes partes del sistema:

- Se debe revisar la descarga de condensados del sistema, esto se puede hacer mediante la inspección de la trampa automática; la cual debe estar libre de partículas o contaminantes, por lo que los filtros deben ser removidos y lavados.
- Mantener libre de suciedad como partículas, moho, etc., las superficies del condensador. Este debe de ser cepillado periódicamente, para mantener una transferencia de calor más eficiente.
- Verificar reapriete de todos los pernos de fijación de los componentes.
- Verificar que no existan ruidos anormales en el funcionamiento del compresor.

11.5. Problemas de Funcionamiento.

Las causas más probables del mal funcionamiento del sistema pueden ser las siguientes:

- Excesiva demanda de aire (sobrecarga del secador).
- Excesiva temperatura del aire en la entrada (sobrecarga del secador).

- Temperatura ambiente demasiado alta.
- Condensador con la superficie saturada de partículas sólidas.
- Pérdida de refrigerante.
- Fallas en los componentes eléctricos: Compresor, Motor del Ventilador, Termostato, Relés.
- Fallas en la alimentación de potencia o fusible fundido.

GUIA PARA LA SOLUCION DE PROBLEMAS

PROBLEMA	POSIBLE CAUSA	SOLUCION
- El compresor no arranca	<ol style="list-style-type: none"> 1. Línea desconectada e interruptor abierto. 2. Fusible removido o fundido 3. Protector de sobrecarga disparado 4. Alambrado Suelto o mal instalado. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Conecte el interruptor de encendido. 2. Reemplazar el fusible. 3. Esperar por el contacto automático. 4. Revisar el alambrado.
- El compresor no arranca pero dispara el protector de sobrecarga.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Bajo voltaje en la unidad. 2. Problemas mecánicos internos en el compresor. 3. El motor del compresor tiene corto. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Determinar la razón y corregirla. 2. Reemplazar el compresor. 3. Reemplazar el compresor.
- El compresor arranca pero luego dispara el protector de sobrecarga	<ol style="list-style-type: none"> 1. Tubos del condensador tapados 2. Compresor muy caliente 3. El motor del compresor tiene corto. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Limpiar los tubos del condensador. 2. Revisar la carga de refrigerante (verificar fugas). Rellenar si es necesario. 3. Reemplazar el compresor.
- La unidad opera por largos períodos (no se detiene)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Poca cantidad de refrigerante. 2. El sistema no es suficiente para manejar la carga. 3. El filtro desecante está tapado. 4. La superficie del condensador está sucia. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Arreglar fugas y cargar el sistema. 2. Utilizar un sistema más grande. 3. Reemplazar el filtro desecante. 4. Limpiar el condensador.
- Unidad ruidosa	<ol style="list-style-type: none"> 1. Partes flojas o desmontadas. 2. Tubos flojos. 3. Hélices del ventilador que causan vibración. 4. Rodamientos del motor del ventilador en ,al estado. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Localizarlas y reapretarlas. 2. Colocarlos libres de cualquier contacto o soportarlos. 3. Reemplazar las Hélices del ventilador o reapretar . 4. Reemplazar los rodamientos del motor.

11.7. Seguridad en el Uso del Refrigerante HFC-134a.

Goteos y Fugas

Si existe una gran cantidad de derrame de vapor, este puede concentrarse cerca del piso, desplazando el oxígeno disponible, causando sofocación.

Cuando existan áreas en las que se mantienen tanques de almacenamiento o pueda existir vapor, se deben de instalar aparatos de respiración y máscaras.

Los vapores del refrigerante HFC-134a tienen un olor levemente dulce que es difícil de detectar, por lo que los goteos frecuentes en instalaciones con espacios cerrados deben estar monitoreados permanentemente.

Contacto con la piel y ojos

A temperatura ambiente, los vapores del HFC-134a tienen un pequeño o nulo efecto en la piel y ojos, pero, en forma líquida puede congelar la piel y los ojos al hacer contacto con estos. Se recomienda lavar la parte dañada con agua tibia (no fría ni muy caliente).

Siempre se debe utilizar ropa protectora, cuando exista el riesgo de contacto con el refrigerante. Si la salpicadura es posible, siempre se debe proteger con caretas o placas para la cara.

Combustibilidad del HFC-134a

Este refrigerante no es inflamable a temperatura ambiente y presión atmosférica. Pruebas han demostrado que el HFC-134a puede ser combustible a presiones tan bajas como 5.5 PSIG (139.3 Kpa) o a una temperatura de 177°C (350°F) cuando se mezcla en aire en concentraciones generalmente grandes, tales como en un 60% de volumen de aire.

Basados en la información anterior, se recomienda:

- La presión en los tanques no debe exceder 300 PSI (2170 Kpa), cuando se llena con HFC-134a.
- La presión de los tanques debe ser monitoreada rutinariamente.
- Nunca conectar líneas de aire a los tanques de almacenamiento.

Manejo y Almacenamiento

El HFC-134a es un gas comprimido licuado. Acorde con el Departamento de Transporte de los Estados Unidos (DOT), un gas comprimido no inflamable es definido como material inflamable cuando tiene una presión absoluta de 40 PSI a 21°C (70°F), o a una presión absoluta de 104 PSI a 54°C (130°F).

Los cilindros de 30 lbs. y 123 lbs. diseñados para el refrigerante son de color celeste, con etiquetas con el nombre del producto en letras de color celeste, el color designado está bajo el código PMS-2975.

Compatibilidad de Materiales

La mayoría de componentes utilizados para el CFC-12 son también compatibles con el HFC-134a, incluyendo tipos de aceros al carbón estándar, aluminios, cobre. Algunos elastómeros o componentes no metálicos utilizados para el FREON 12 no son adecuados para el HFC-134a.

Precauciones para el Manejo de los Cilindros con HFC-134a

- Use equipo de protección, como caretas, guantes, zapatos de seguridad, cuando se manejan los contenedores.
- Evitar el contacto con la piel cuando el refrigerante se encuentra en forma líquida.
- Nunca caliente el contenedor a temperaturas mayores de 52°C (125°F).
- Nunca aplicar llama directa o vapor al contenedor o a la válvula.
- Nunca levantar los cilindros con cadenas, solamente con grúas o montacargas.
- Proteger el contenedor de cualquier objeto que pueda ocasionar algún corte o abrasión a la superficie del metal.
- Nunca tratar de reparar las válvulas de los contenedores.
- Mantener las válvulas completamente cerradas cuando el contenedor no se utilice.
- Guardar los contenedores bajo protección en climas extremos.

GLOSARIO

GLOSARIO DE TERMINOS TECNICOS UTILIZADOS

A

- Absorbente:** Sustancia capaz de retener o absorber otra sustancia.
- Absorbente líquido:** Un químico en forma líquida que tiene la propiedad de tomar o absorber humedad.
- Absorsor:** Dispositivo que contiene líquido para absorber el vapor refrigerante u otros vapores. En un sistema de absorción, aquella parte del lado de baja usado para absorber vapor refrigerante.
- Aceite de refrigeración:** Aceite especialmente preparado, usado en los mecanismos del refrigerador que circula con el refrigerante. El aceite debe ser seco, (completamente libre de humedad) de otra manera la humedad se condensará y congelará en el control de refrigerante y puede hacer que el mecanismo refrigerante falle. Un aceite clasificado como aceite de refrigeración debe estar libre de humedad y otros contaminantes.
- Acumulador:** Tanque de almacenamiento que recibe líquido refrigerante del evaporador e impide que él fluya en la línea de succión.
- Adsorbente:** Sustancia que tiene la propiedad de retener moléculas de fluidos sin causar cambios químicos o físicos.
- Aire (calor específico del):** La cantidad de calor absorbido por un peso unitario de aire por grado de aumento de temperatura.
- Aire (normalizado):** Aire con una densidad de 0,075 libras por pie

cúbico y una viscosidad absoluta de $0,0379 \times 10^{-5}$ libras masa por pie por segundo. Equivale sustancialmente a aire a 70°F y 29,92 pulgadas de Hg de presión barométrica.

- Aire (saturado):** Una mezcla de aire seco y vapor de agua saturado, ambos a la misma temperatura de bulbo seco.
- Aislador térmico:** Sustancia usada para retardar o disminuir el flujo de calor a través de una pared o partición.
- Aletas:** Una superficie extendida para aumentar el área de transferencia de calor, como hojas metálicas adheridas a los tubos.
- Arrancador de motor:** Interruptor eléctrico de alta capacidad generalmente operado por electromagnetos.
- Atmósfera normalizada:** Condición cuando el aire se encuentra a una presión de 14,7 psia y 68°F de temperatura.

B

- Baño:** Solución líquida usada para limpiar o mantener una temperatura específica.
- Barómetro:** Instrumento para medir presión atmosférica. Puede ser calibrado en libras por pulgada cuadrada o en pulgadas de mercurio.
- Bulbo húmedo:** Equipo usado para medir humedad relativa. La evaporación de la humedad hace que sea menor la temperatura del bulbo húmedo comparado con la temperatura de bulbo seco en la misma área.
- Bulbo seco:** Instrumento empleado con elementos sensibles, el cual mide la temperatura del aire ambiente.

Bulbo sensible:

Parte de un equipo sellado y con un fluido, que reacciona a la temperatura para medirla o para controlar un mecanismo.

C

Caballo de Fuerza:

Unidad de potencia igual a 33.000 libras-pie de trabajo por minuto. Un caballo de fuerza eléctrico equivale a 746 vatios.

Calor:

Forma de energía cuya adición ocasiona aumentos de la temperatura en la sustancia energía asociada con el movimiento de partículas al azar.

Calor de compresión:

Energía mecánica debida a la presión transformada en energía calorífica.

Calor específico:

El calor absorbido o cedido por una unidad de masa cuando su temperatura se aumenta o disminuye en un grado. Unidades comúnmente usadas son: Btu por (libra, °F); calorías por (gramo°C). Para gases se utilizan el calor específico a presión constante (Cp) y calor específico a volumen constante (Cv). En aire acondicionado se usa generalmente Cp.

Calor latente:

Calor caracterizado por el cambio de estado de la sustancia en cuestión, para una presión dada y siempre a una temperatura constante para una sustancia pura, por ejemplo calor de vaporización o de fusión.

Calor sensible:

Término usado en calefacción o refrigeración para indicar cualquier porción de calor que cambia solamente la temperatura de una

sustancia.

- Capacidad refrigerante:** La capacidad de un sistema refrigerante, o una parte de él, de remover calor expresado como una rata de calor removido, generalmente medido en Btu/h o Tons/24 hrs.
- Carta sicrométrica:** Carta que muestra las relaciones entre la temperatura, la presión y el contenido de humedad del aire.
- Ciclo de Carnot:** Secuencia de operaciones que forman el ciclo de trabajo reversible de una máquina de calor con la máxima eficiencia térmica. Consiste en expansiones isotérmicas, expansiones adiabáticas, compresiones isotérmicas y compresiones adiabáticas desde el estado inicial.
- Compresión:** Término usado para denotar el aumento de presión de un fluido por medio de energía mecánica.
- Compresión adiabática:** Compresión del gas refrigerante sin añadir ni quitar calor.
- Compresor:** La bomba de un mecanismo refrigerante que hace el vacío o la baja presión en el lado de enfriamiento del ciclo refrigerante y comprime o entrega el gas en el lado de alta presión o lado de condensación del ciclo.
- Condensador:** La parte del mecanismo refrigerante que recibe calor y gas refrigerante a alta presión del compresor y enfría el refrigerante gaseoso hasta que él retorna a su estado líquido.
- Convección:** Transferencia de calor por medio del movimiento o flujo de un fluido o gas.
- Convección forzada:** Transferencia del calor que resulta del movimiento forzado de un líquido o gas por medio de un soplador o bomba.
- Convección natural:** Circulación de un gas o líquido debido a la diferencia de densidades que resulta de las diferencias de temperatura.

Criogenia: Refrigeración que tiene que ver con la producción de temperaturas de 250°F bajo cero o menores.

Curva de presión de vapor: Presentación gráfica de varias presiones producidas por el refrigerante a varias temperaturas.

D

Desecante: Sustancia usada para recoger y retener la humedad en el sistema refrigerante. Agente secante. Desecantes comunes son: alúmina activada, sílica gel.

Desplazamiento del pistón: Volumen obtenido de multiplicar el área del cilindro por el largo de la carrera del pistón.

Drenaje: Agua arrastrada de una torre de enfriamiento por la línea de purga.

E

Enfriador de aire: Mecanismos diseñado para bajar la temperatura del aire que pasa a través de él.

Entalpía: Cantidad total de calor en una libra de una sustancia calculada desde la temperatura aceptada como base. La temperatura de 32°F es aceptada como temperatura base para cálculos del vapor de agua. Para cálculos de refrigeración la temperatura base es -40°F .

Entropía: Factor matemático usado en cálculos de ingeniería. Energía en un sistema.

Evaporador:

Parte de un mecanismo refrigerante en el cual el refrigerante se vaporiza y absorbe calor.

F**Filtro:**

Elemento para remover las pequeñas partículas de un fluido.

Freón:

Nombre de fábrica para una familia de refrigerantes químicos sintéticos manufacturados por DuPont De Nemours Inc.

Frío:

Ausencia de calor; temperatura considerablemente por debajo de lo normal.

Fusible:

Elemento eléctrico de seguridad que consiste en una tira de metal fusible en el circuito, la cual se derrite cuando hay una sobrecarga de corriente.

G**Gas:**

Fase o estado de vapor de una sustancia.

Gravedad específica:

La gravedad específica de un sólido o líquido es la relación de la masa del cuerpo a la masa de un volumen igual de agua a cierta temperatura. Actualmente una temperatura de 4°C es comúnmente usada por los físicos, pero los ingenieros usan 15°C. La gravedad específica de un gas es normalmente expresada en términos de aire seco a la misma temperatura y presión del gas.

H

- Humedad:** Presencia de agua. La humedad relativa es la relación entre la cantidad de vapor presente en el aire y la mayor cantidad posible a la temperatura dada.
- Humedad absoluta:** Cantidad de humedad en el aire, indicada en granos por pie cúbico.
- Humedad relativa:** Relación entre la cantidad de vapor de agua presente en el aire y la mayor cantidad posible a la misma temperatura.

I

- Intercambiador de calor:** Equipo usado para transferir calor de una superficie tibia o caliente a una superficie fría o menos tibia. Evaporadores y condensadores son intercambiadores de calor.
- Isotérmico:** Cambios de volumen o presión bajo condiciones de temperatura constante.

J

- Jaula de ardilla:** Ventilador que tiene álabes paralelos a su eje y mueve aire en ángulos rectos o perpendicularmente al eje del ventilador.

L

- Lado de alta:** Parte del sistema refrigerante que está bajo presión de condensación o alta presión.
- Lado de baja:** Parte del sistema refrigerante que tiene una presión menor; la de evaporación.
- Línea de líquido:** El tubo que lleva el refrigerante líquido del condensador o del depósito de líquido al mecanismo de control de refrigerante.
- Línea de succión:** Tubo o manguera usada para llevar gas refrigerante del evaporador al compresor.

M

- Manómetro:** Instrumento para medir presión de gases y vapores. La presión de gas es balanceada con una columna de líquido tal como mercurio, en un tubo en forma de U.
- Masa.** Cantidad de materia que permanece junta para formar un cuerpo el cual es generalmente de forma indefinida.
- Medida nominal de tubería:** Medida de la tubería que tiene la misma medida interior que la tubería de hierro del mismo tamaño establecido.
- Motor con capacitor:** Motor de inducción de una sola fase que tiene un embobinado de encendido auxiliar conectado en serie con un condensador (capacitor) para mejores características de encendido.
- Motor hermético:** Motor que impulsa un compresor el cual se encuentra sellado dentro de la misma carcasa que contiene al compresor.

N

- Neopreno:** Caucho sintético resistente a los aceites y gases hidrocarburos.
- No ferrosos:** Grupo de metales o aleaciones que no contienen hierro.

O

- Ozono:** Forma gaseosa de oxígeno obtenida por la descarga silenciosa de electricidad en oxígeno o aire.

P

- Potencia:** Rata de tiempo a la cual el trabajo es hecho o la energía emitida; fuente o medio de suministro de energía.
- Presión:** Energía ejercida sobre un área unitaria; fuerza o empuje ejercidos sobre una superficie.
- Presión de succión:** Presión en el lado de baja de un sistema refrigerante.
- Protector de sobrecarga:** Un equipo operado por temperatura, presión o corriente que detiene la operación de la unidad si se llega a condiciones peligrosas.
- psi:** Símbolo o iniciales usadas para indicar la presión medida en libras por pulgada cuadrada.
- Punto de rocío:** Temperatura a la cual el vapor (100% humedad) comienza a condensarse y

depositarse como líquido.

Purgado:

Liberar gas comprimido a la atmósfera a través de alguna parte o partes con el fin de remover los contaminantes de esa parte o partes.

R

Reciprocante:

Acción en la cual el movimiento es hacia atrás y hacia adelante en línea recta.

Refrigerante:

Sustancia usada en los mecanismos de refrigeración para absorber calor en el serpentín del evaporador cambiando de estado de líquido a gas y liberándolo en un condensador mientras la sustancia cambia de nuevo de gas a líquido.

Relé:

Mecanismo eléctrico que usa una pequeña cantidad de corriente en el circuito de control para operar un interruptor en el circuito de operación.

Relé térmico:

Control eléctrico usado para activar un sistema de refrigeración. Este sistema usa un alambre para convertir energía eléctrica en energía calorífica.

S

Saturación:

Condición que existe cuando una sustancia contiene el máximo de otra para una temperatura y presión dadas.

Segunda ley de la termodinámica:

El calor fluirá sólo de un material a cierta temperatura a otro material a menor temperatura.

- Sobrecarga:** Carga mayor que aquella para la cual un sistema o mecanismo fue diseñado.
- Soldadura:** Unión de dos metales por la adhesión de un metal con bajo punto de fusión (menor de 800°F).
- Soldadura de arco:** Tipo de soldadura en el cual las partes a soldar se mantienen juntas bajo presión y una gran corriente eléctrica pasa a través de la unión a ser soldada.
- Soldadura de plata:** Proceso de soldadura en el cual la aleación para soldar contiene algo de plata como parte de los elementos de unión.
- Subenfriamiento:** Enfriamiento de un líquido refrigerante por debajo de su temperatura de condensación.

T

- Temperatura ambiente:** Temperatura del fluido (generalmente aire) que rodea el objeto por todos los lados.
- Temperatura bulbo seco:** Temperatura del aire indicada por un termómetro común.
- Temperatura de ebullición:** Temperatura a la cual un fluido cambia de líquido a gas.
- Termóstato:** Equipo que responde a los cambios de temperatura ambiente.
- Tonelada de refrigeración:** Efecto refrigerante igual a la fusión de una tonelada de hielo en 24 horas. Puede ser expresada como sigue: 288,000 Btu/24 hrs
12,000 Btu/1 hr
200 Btu/min
- Transferencia de calor:** Movimiento de calor de un cuerpo o sustancia a otro. El calor puede ser transferido por radiación, conducción, convección o una combinación de estos

tres métodos.

- Tubería:** Línea de transporte de fluido que tiene una pared delgada.
- Tubo capilar:** Sistema de control de refrigerante. Usualmente consiste de algunos centímetros de un tubo con un pequeño diámetro interno. La fricción del refrigerante líquido y las burbujas del refrigerante vaporizado dentro del tubo, sirven para restringir el flujo de tal manera que las presiones del lado de alta y del de baja se mantienen mientras el compresor funcione.

U

- Unidad térmica británica:** Cantidad de calor requerido para aumentar la temperatura de una libra de agua un grado F.

V

- Vacío:** Reducción de presión por debajo de la presión atmosférica.
- Válvula:** Elemento usado para controlar el flujo de fluido.
- Válvula de alivio:** Elemento de seguridad diseñado para abrirse después de que se alcance una presión peligrosa.
- Vapor:** Palabra generalmente usada para denotar el refrigerante vaporizado en vez de la palabra gas.
- Ventilador:** Un elemento de flujo axial o radial usado para mover o producir corrientes artificiales de aire.
- Visor de vidrio:** Tubo o ventana de vidrio en el mecanismo refrigerante el cual muestra la cantidad de refrigerante o aceite en el sistema

BIBLIOGRAFIA

- Dibujo Mecánica 4
Equipo técnico EDEBE
Ediciones Don Bosco
Julian Mata
Joaquin Oms
Claudino Alvarez

- Refrigeración y Aire Acondicionado
Camilo Botero G.
Rodrigo Montaña M.
Editorial Prentice/Hall Internacional
1988

- Flujo de Fluidos
En válvulas, accesorios y tuberías
Crane
Mc Graw - Hill/Interamericana de México
1990

- Transferencia de Calor
J. P. Holman
Compañía Editorial Continental
México
Sept. 1987

- Termodinámica
Vigil M. Faires
Editorial Hispano-Americana
México D.F.
Abril 1965

- Principios y Sistemas de Refrigeración
Edward G. Pita
Primera edición
Editorial Limusa
1991

- Manual del Ingeniero Mecánico
Theodore Baumeister
Eugene A. Avallone

Theodore Baumeister III
Octava Edición-Segunda en español
Mc Graw - Hill/Interamericana
México
Diciembre de 1993

- Compresores
Selección, uso y mantenimiento
Richard W. Greene
Mc Graw Hill/Interamericana
México
Octubre de 1989

- Manual de Refrigeración Reciprocante
The Trane Company
La Crosse, Wisconsin
Febrero 1970

- Thermodynamics
J. P. Holman
Mc Graw - Hill
Estados Unidos de Norte America
1969

- Refrigeración y acondicionamiento de aire
W.F. Stoecker
Ediciones del Castillo S.A.
Madrid, España
1965

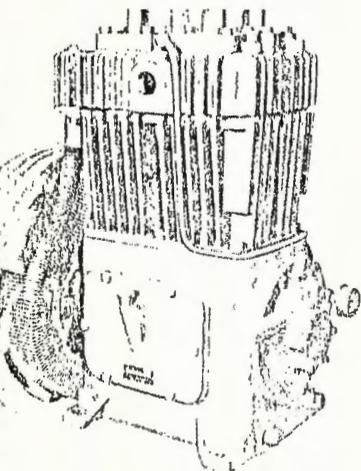
ANEXOS

AIR COOLED BASIC COMPRESSORS

**TWO
STAGE**

QUINCY two stage compressors are designed for heavy duty service and higher pressures. Lubrication is Safe-Q-Lube, QUINCY'S pressure lubrication system. The self-reversing vane type oil pump permits operation either counter clockwise or clockwise. (Except model 306 which is designed to operate counter clockwise only.) A finned tube intercooler, designed as an integral part of the compressor, maintains an unusually low temperature between stages. Consequently, the compressor operates more efficiently.

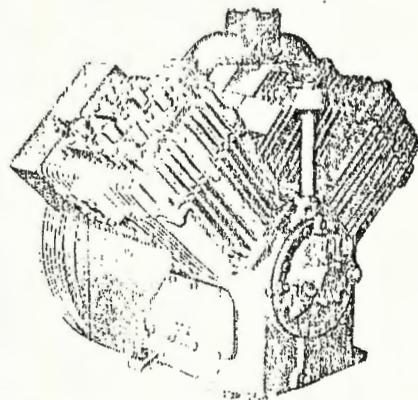
SPECIFICATIONS



MODEL	MOTOR OR ENG. H. P.	CU. FT. DISPL.	CU. FT. FREE AIR	PRESS.	SIZE	R.P.M.	APPROX. SHIPPING WEIGHT
306	1	3.40	2.90	200	2 3/4 & 2 x 2	490	68
	1 1/2	5.40	4.60	200		780	68
308	3/4	4.55	2.90	200	3 & 1 1/4 x 2 1/2	440	140
	1	5.50	3.52	200		530	140
310	1 1/2	7.30	5.00	200	3 1/2 & 2 x 2 1/2	530	140
	2	9.60	6.52	200		700	140
325	3	14.00	10.60	200	4 1/2 & 2 1/2 x 3	500	240
	5	23.00	17.50	200		830	240
340	7 1/2	34.00	25.50	200	5 1/4 & 3 x 3 1/2	770	360
350	10	46.00	36.40	200	6 & 3/4 x 3 1/2	790	410
390	10	54.50	40.50	200	7 1/2 & 4 x 4	530	725
	15	78.00	57.70	200		760	725
	20	90.00	66.50	200		870	725

SPECIFICATIONS

MODEL	MOTOR OR ENG. H. P.	CU. FT. DISPL.	CU. FT. FREE AIR	PRESS.	SIZE	R.P.M.	APPROX. SHIPPING WEIGHT
5080	10	49.40	37.00	200	5 1/4 & 3 x 3 1/2	560	820
	15	74.00	55.50	200		830	820
5105	15	78.00	61.00	200	6 & 3/4 x 3 1/2	680	820
	20	100.00	78.00	200		870	820
5120	20	101.00	75.70	200	6 & 3/4 x 4	770	820
	25	114.00	85.50	200		870	820



MODEL	SIZE	MAXIMUM PRESSURES		*MINIMUM SPEED			MAXIMUM SPEED		
		Continuous	Intermittent	R.P.M.	Piston Displ. C.F.M.	B.H.P. 200 P.S.I.	R.P.M.	Piston Displ. C.F.M.	B.H.P. 200 P.S.I.
306	2 3/4 & 2 x 2	200	200	300	2.1	.68	900	6.2	2.0
308	3 & 1 1/4 x 2 1/2	200	500	300	3.1	.7	900	9.3	2.4
310	3 1/2 & 2 x 2 1/2	200	500	300	4.1	1.2	730	10.0	2.5
325	4 1/2 & 2 1/2 x 3	200	500	300	8.4	2.2	900	25.0	6.1
340	5 1/4 & 3 x 3 1/2	200	500	300	13.2	3.0	900	39.5	10.0
350	6 & 3/4 x 3 1/2	200	350	300	17.5	4.8	900	52.0	13.5
390	7 1/2 & 4 x 4	200	250	300	31.0	6.4	900	92.0	21.6
080	5 1/4 & 3 x 3 1/2	200	350	300	26.4	5.6	940	84.0	20.0
105	6 & 3/4 x 3 1/2	200	350	300	34.0	8.8	940	107.0	26.8
120	6 & 3/4 x 4	200	250	300	40.0	9.4	940	123.0	31.0

operation below 400 R.P.M. consult factory or nearest sales office.

QUINCY COMPRESSOR CO.

QUINCY, ILLINOIS

TABLA 7.1

Densidad y volumen específico de gases y vapores

A-9b. Densidad del aire

Densidad del aire en libras/pie³,
para las presiones manométricas indicadas

(Basada en una presión atmosférica de 14.697 libras/pulg² y un peso molecular de 28.97)

Temp. del aire °F	Densidad del aire en libras/pie ³ , para las presiones manométricas indicadas																
	0 psi	5 psi	10 psi	20 psi	30 psi	40 psi	50 psi	60 psi	70 psi	80 psi	90 psi	100 psi	110 psi	120 psi	130 psi	140 psi	150 psi
30°	.0811	.1087	.1363	.1915	.247	.302	.357	.412	.467	.522	.578	.633	.688	.743	.798	.853	.909
40	.0795	.1065	.1335	.1876	.242	.295	.350	.404	.458	.512	.566	.620	.674	.728	.782	.836	.890
50	.0782	.1048	.1314	.1846	.238	.291	.344	.397	.451	.504	.557	.610	.663	.717	.770	.823	.876
60	.0764	.1024	.1284	.1804	.232	.284	.336	.388	.440	.492	.544	.596	.648	.700	.752	.804	.856
70	.0750	.1005	.1260	.1770	.228	.279	.330	.381	.432	.483	.534	.585	.636	.687	.738	.789	.840
80	.0736	.0986	.1236	.1737	.224	.274	.324	.374	.424	.474	.524	.574	.624	.674	.724	.774	.824
90	.0722	.0968	.1214	.1705	.220	.269	.318	.367	.416	.465	.515	.564	.613	.662	.711	.760	.809
100	.0709	.0951	.1192	.1675	.216	.264	.312	.361	.409	.457	.505	.554	.602	.650	.698	.747	.795
110	.0697	.0934	.1171	.1645	.212	.259	.307	.354	.402	.449	.497	.544	.591	.639	.686	.734	.781
120	.0685	.0918	.1151	.1617	.208	.255	.302	.348	.395	.441	.488	.535	.581	.628	.674	.721	.768
130	.0673	.0902	.1131	.1590	.205	.251	.296	.342	.388	.434	.480	.525	.571	.617	.663	.709	.755
140	.0662	.0887	.1113	.1563	.201	.246	.291	.337	.382	.427	.472	.517	.562	.607	.652	.697	.742
150	.0651	.0873	.1094	.1537	.1981	.242	.287	.331	.375	.420	.464	.508	.553	.597	.641	.686	.730
175	.0626	.0834	.1051	.1477	.1903	.233	.275	.318	.361	.403	.446	.488	.531	.573	.616	.659	.701
200	.0602	.0807	.1011	.1421	.1831	.224	.265	.306	.347	.388	.429	.470	.511	.552	.593	.634	.675
225	.0580	.0777	.0974	.1369	.1764	.216	.255	.295	.334	.374	.413	.453	.492	.531	.571	.610	.650
250	.0559	.0750	.0940	.1321	.1702	.208	.246	.284	.322	.361	.399	.437	.475	.513	.551	.589	.627
275	.0540	.0724	.0908	.1276	.1644	.201	.238	.275	.311	.348	.385	.422	.459	.495	.532	.569	.606
300	.0523	.0700	.0878	.1234	.1590	.1945	.230	.266	.301	.337	.372	.408	.443	.479	.515	.550	.586
350	.0490	.0657	.0824	.1158	.1491	.1825	.216	.249	.283	.316	.349	.383	.416	.449	.483	.516	.550
400	.0462	.0619	.0776	.1090	.1405	.1719	.203	.235	.266	.298	.329	.360	.392	.423	.455	.486	.518
450	.0436	.0585	.0733	.1030	.1327	.1624	.1921	.222	.252	.281	.311	.341	.370	.400	.430	.459	.489
500	.0414	.0555	.0695	.0977	.1258	.1540	.1821	.210	.238	.267	.295	.323	.351	.379	.407	.436	.464
550	.0393	.0527	.0661	.0928	.1196	.1464	.1731	.1999	.227	.253	.280	.307	.334	.360	.387	.414	.441
600	.0375	.0502	.0630	.0885	.1140	.1395	.1619	.1904	.216	.241	.267	.292	.318	.343	.369	.394	.420
	175 psi	200 psi	225 psi	250 psi	300 psi	400 psi	500 psi	600 psi	700 psi	800 psi	900 psi	1000 psi					
30°	1.047	1.185	1.323	1.460	1.736	2.29	2.84	3.39	3.94	4.49	5.05	5.60					
40	1.026	1.161	1.296	1.431	1.702	2.24	2.78	3.32	3.86	4.40	4.95	5.49					
50	1.009	1.142	1.275	1.408	1.674	2.21	2.74	3.27	3.80	4.33	4.87	5.40					
60	.986	1.116	1.246	1.376	1.636	2.16	2.68	3.20	3.72	4.24	4.76	5.28					
70	.968	1.095	1.223	1.350	1.605	2.12	2.63	3.14	3.65	4.16	4.67	5.18					
80	.950	1.075	1.200	1.325	1.575	2.08	2.58	3.08	3.58	4.08	4.58	5.08					
90	.932	1.055	1.178	1.301	1.547	2.04	2.53	3.02	3.51	4.00	4.50	4.99					
100	.916	1.036	1.157	1.278	1.519	2.00	2.48	2.97	3.45	3.93	4.42	4.90					
110	.900	1.018	1.137	1.255	1.492	1.967	2.44	2.92	3.39	3.86	4.34	4.81					
120	.884	1.001	1.117	1.234	1.467	1.933	2.40	2.86	3.33	3.80	4.26	4.73					
130	.869	.984	1.098	1.213	1.442	1.900	2.36	2.82	3.27	3.73	4.19	4.65					
140	.855	.967	1.080	1.193	1.418	1.868	2.32	2.77	3.22	3.67	4.12	4.57					
150	.841	.951	1.062	1.173	1.395	1.838	2.28	2.72	3.17	3.61	4.05	4.50					
175	.807	.914	1.020	1.127	1.340	1.765	2.19	2.62	3.04	3.47	3.89	4.32					
200	.777	.879	.982	1.084	1.289	1.698	2.11	2.52	2.93	3.34	3.75	4.16					
225	.749	.847	.946	1.044	1.242	1.636	2.03	2.43	2.82	3.21	3.61	4.00					
250	.722	.817	.913	1.088	1.198	1.579	1.959	2.34	2.72	3.10	3.48	3.86					
275	.698	.790	.881	.973	1.157	1.525	1.893	2.26	2.63	3.00	3.36	3.73					
300	.675	.764	.852	.941	1.119	1.475	1.830	2.19	2.54	2.90	3.25	3.61					
350	.633	.716	.800	.883	1.050	1.384	1.717	2.05	2.38	2.72	3.05	3.39					
400	.596	.675	.753	.832	.989	1.303	1.618	1.932	2.25	2.56	2.87	3.19					
450	.563	.638	.712	.786	.934	1.232	1.529	1.826	2.12	2.42	2.72	3.01					
500	.534	.604	.675	.745	.886	1.167	1.449	1.731	2.01	2.29	2.58	2.86					
550	.508	.575	.641	.708	.842	1.110	1.377	1.645	1.912	2.18	2.45	2.72					
600	.484	.547	.611	.675	.802	1.057	1.312	1.567	1.822	2.08	2.33	2.59					

TABLA 7.2

Conductividades

Las unidades de k son Btu-pulg/pie²-hr-°F. a la presión atmosférica; k para un sólido varía poco a presiones por debajo de 200 lb/pulg²; pero cambios significativos de k para líquidos y vapores pueden acompañar a variaciones de presión. Los valores se han obtenido de varias informaciones, la mayoría del McAdams (200). Es admisible la interpolación lineal o proporcional entre las temperaturas dadas. Las extrapolaciones a valores cercanos dan resultados satisfactorios.

Material	Temp. °F.	k	Material	Temp. °F.	k
<i>Sólidos</i>			<i>Líquidos (continuación)</i>		
Aluminio	32	1400	Keroseno	68	1.03
	392	1490		167	0.97
Aleación de aluminio para émbolos	0—400	1290*	Aceite de petróleo medio	68	1.0
Asbesto, 29 lb/pie ³	—200	0.865	Sodio	212	590
Asbesto ondulado, 4 ondulaciones/pulg.	300	0.828		410	550
Metal antifricción blanca	68	164	Bióxido de azufre	5	1.53
Ladrillo de baja densidad	68	5		68	1.33
Fundición gris	0—400	360*	Agua	32	4.1
Cobre puro	32	2690		200	4.7
	212	2616		300	4.75
Hormigón seco, 1-4		5.4		620	3.3
Cartón de corcho	86	0.3	<i>Gases</i>		
Vidrio común		3.6—7.4	Aire	—148	0.109
Oro	64	2028		32	0.168
Grafito	32	1165		572	0.312
	392	910	Amoniaco	—58	0.107
Yeso	68	3		32	0.151
Revoque de yeso		3.3		212	0.23
Magnesia (85%)	100—300	0.43*	Bióxido de carbono	—58	0.077
Lana mineral (lana de vi- drio y pétreo)	86	0.27		32	0.101
Monel	68	242		212	0.154
Yeso sobre latas de madera, espesor total $\frac{3}{4}$ pulg.		2.5	Freón F 12	32	0.057
Acero	0—400	312*		212	0.096
Cartón de pared aislante	70	0.34	Hidrógeno	32	1.06
Madera de balsa	86	0.32		572	2.04
Roble, arce	59	1.44	Nitrógeno	32	0.167
Pino blanco	59	1.05		572	0.306
			Oxígeno	32	0.17
				212	0.226
			Vapor de agua	212	0.163
				932	0.394
<i>Líquidos</i>			Bióxido de azufre	32	0.06
Amoniaco	68	3.13		212	0.0827
	140	3.48			

TABLA 7.3

Physical Properties of HFC-134a

Physical Properties	Units	HFC-134a
Chemical Name	—	Ethane, 1,1,1,2-Tetrafluoro
Chemical Formula	—	CH ₂ FCF ₃
Molecular Weight	—	102.03
Boiling Point at 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	°C °F	-26.1 -14.9
Freezing Point	°C °F	-103.0 -153.9
Critical Temperature	°C °F	101.1 213.9
Critical Pressure	kPa lb/in. ² abs	4060 588.9
Critical Volume	m ³ /kg ft ³ /lb	1.94 × 10 ⁻³ 0.0311
Critical Density	kg/m ³ lb/ft ³	515.3 32.17
Density (Liquid) at 25°C (77°F)	kg/m ³ lb/ft ³	1206 75.28
Density (Saturated Vapor) at Boiling Point	kg/m ³ lb/ft ³	5.26 0.328
Heat Capacity (Liquid) at 25°C (77°F)	kJ/kg-K or Btu/(lb) (°F)	1.44 0.340
Heat Capacity (Vapor) at Constant Pressure at 25°C (77°F) and 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	kJ/kg-K or Btu/(lb) (°F)	0.852 0.204
Vapor Pressure at 25°C (77°F)	kPa bar psia	666.1 6.661 96.61
Heat of Vaporization at Boiling Point	kJ/kg Btu/lb	217.1 93.4
Thermal Conductivity at 25°C (77°F)		
Liquid	W/m-K Btu/hr-ft ² °F	0.0824 0.0478
Vapor at 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	W/m-K Btu/hr-ft ² °F	0.0145 0.00836
Viscosity at 25°C (77°F)		
Liquid	mPa·S (cP)	0.202
Vapor at 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	mPa·S (cP)	0.012
Solubility of HFC-134a in Water at 25°C (77°F) and 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	wt %	0.15
Solubility of Water in HFC-134a at 25°C (77°F)	wt %	0.11
Flammability Limits in Air at 1 atm (101.3 kPa or 1.013 bar)	vol %	None
Autoignition Temperature	°C °F	770 1418
Ozone Depletion Potential	—	0
Halocarbon Global Warming Potential (HGWP) (For CFC-11, HGWP = 1)	—	0.28
Global Warming Potential (GWP) (100 yr. ITH. For CO ₂ , GWP = 1)	—	1200
TSCA Inventory Status	—	Reported/Included
Toxicity AEL ^(a) (8- and 12-hr TWA)	ppm (v/v)	1,000

^(a) AEL (Acceptable Exposure Limit) is an airborne exposure limit established by Du Pont scientists for substances to ensure the safe handling and use of that substance.

Note: kPa is absolute pressure.

TABLA 7.4

GLYCOLS

	ETHYLENE GLYCOL	DIETHYLENE GLYCOL	TRIETHYLENE GLYCOL	TETRAETHYLENE GLYCOL	PROPYLENE GLYCOL †	DIPROPYLENE GLYCOL
FORMULA	$C_2H_4O_2$	$C_4H_{10}O_3$	$C_6H_{14}O_4$	$C_8H_{18}O_5$	$C_3H_8O_2$	$C_6H_{14}O_3$
MOLECULAR WEIGHT	62.1	106.1	150.2	194.2	76.1	134.2
BOILING POINT* AT 760 mm. Hg °F.	387.1	472.6	545.9	597.2	369.0	447.8
BOILING POINT* AT 760 mm. Hg °C.	197.3	244.8	285.5	314	187.2	231.0
VAPOR PRESSURE* AT 77°F. (25°C.) mm. Hg	0.12	<0.01	<0.01	<0.01	0.22	0.03
DENSITY AT 77°F. (25°C.)	1.110	1.113	1.119	1.120	1.033	1.023
AT 140°F. (60°C.)	1.085	1.088	1.092	1.092	1.007	0.996
POUNDS PER GALLON AT 77°F. (25°C.)	9.26	9.29	9.34	9.34	8.62	8.54
FREEZING POINT, °F.	8	17	19	22	Supercools	Supercools
POUR POINT, °F.	—	-65	-73	-42	-71	-38
VISCOSITY IN CENTISTOKES AT 77°F. (25°C.)	14.9	25.3	33.3	39.9	42.6	72.5
AT 140°F. (60°C.)	4.68	6.99	8.77	10.2	8.50	11.1
SURFACE TENSION AT 77°F. (25°C.) DYNES/CM.	47	44	45	45	36	33
REFRACTIVE INDEX AT 77°F. (25°C.)	1.430	1.446	1.454	1.457	1.431	1.439
SPECIFIC HEAT AT 77°F. (25°C.) B.T.U./LB./°F.	0.58	0.55	0.53	0.52	0.60	0.58
FLASH POINT, °F. (C.O.C.)	240	280	320	365	215	260
FIRE POINT, °F. (C.O.C.)	245	290	330	375	220	260

*Pure Compound

TABLA 7.5

PROPIEDADES FÍSICAS DE GASES, LÍQUIDOS Y METALES LÍQUIDOS
(Todas las propiedades de los gases son a la presión atmosférica)

GASES

T (°F)	ρ (lbm/pic ³)	c_p (Btu/ lbm °F)	$\mu \times 10^5$ (lbm/ pic seg)	$\nu \times 10^3$ (pic ² / seg)	k (Btu/ hr pic °F)	Pr	α (pic ² /hr)	$\beta \times 10^4$ (1/°F)	$\frac{g\beta\rho^2}{\mu^3}$ (1/°F pic ³)
-----------	-----------------------------------	---------------------------	--	--	----------------------------	----	------------------------------------	-------------------------------	--

Aire

0	0.086	0.239	1.110	0.130	0.0133	0.73	0.616	2.18	4.2×10^4
32	0.081	0.240	1.105	0.145	0.0140	0.72	0.720	2.03	3.16
100	0.071	0.240	1.285	0.180	0.0154	0.72	0.905	1.79	1.76
200	0.060	0.241	1.440	0.239	0.0174	0.72	1.20	1.52	0.850
300	0.052	0.243	1.610	0.306	0.0193	0.71	1.53	1.32	0.444
400	0.046	0.245	1.750	0.378	0.0212	0.689	1.88	1.16	0.258
500	0.0412	0.247	1.800	0.455	0.0231	0.683	2.27	1.04	0.150
600	0.0373	0.250	2.000	0.540	0.0250	0.685	2.68	0.943	0.106
700	0.0341	0.253	2.14	0.625	0.0268	0.690	3.10	0.862	70.4×10^3
800	0.0314	0.256	2.25	0.717	0.0286	0.697	3.56	0.794	49.8
900	0.0291	0.259	2.36	0.815	0.0303	0.705	4.02	0.735	36.0
1000	0.0271	0.262	2.47	0.917	0.0319	0.713	4.50	0.685	26.5
1500	0.0202	0.276	3.00	1.47	0.0400	0.730	7.19	0.510	7.45
2000	0.0161	0.286	3.45	2.14	0.0471	0.753	10.2	0.406	2.84
2500	0.0133	0.292	3.69	2.80	0.051	0.763	13.1	0.338	1.41
3000	0.0114	0.297	3.86	3.30	0.054	0.765	16.0	0.289	0.815

TABLA 7.5 a

Coeficientes para calcular, por medio de la Ec. (7), el coeficiente promedio de un cilindro dentro de un gas que fluye perpendicular a su eje.

Re_{df}	C	n
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.0266	0.805

TABLA 7.7

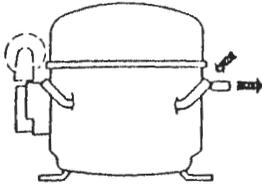
DIMENSIONES Y DATOS FISICOS—TUBO DE COBRE, LATON ACERO SIN COSTURA

Tamaño del tubo plg	Tamaño nominal del tubo, plg	Diámetro exterior plg	Tipo	Diámetro interno, plg	Espesor del metal, plg	Área transversal, plg ²		Pies lineales de tubo por pie ² de		Longitud de tubo en pies, que contiene un pie ²	Longitud de tubería en pies que contiene un galón	Longitud de tubería en pies que ocupa un pie ² de espacio	Peso en lb/plg
						Externa	Interna	Superficie externa	Superficie interna				
¼	¼	.250	—	.190	.030**	.049	.028	15.25	20.00	5090.0	681.0	2940.0	.088
⅜	⅜	.375	K	.311	.032**	.110	.076	10.45	12.29	1895.0	253.0	1310.0	.134
½	½	.500	K	.402	.049	.196	.127	7.65	9.50	1135.0	151.0	735.0	.269
			L	.430	.035		.144		8.89	1001.0	133.5		.190
⅝	⅝	.625	K	.527	.049	.306	.218	6.10	7.25	660.5	88.0	470.0	.344
			L	.545	.040		.232		7.00	621.0	82.6		.284
¾	¾	.750	K	.652	.049	.539	.333	5.10	5.85	432.5	57.5	267.0	.418
			L	.660	.042		.341		5.79	422.0	56.1		.362
⅞	⅞	.875	K	.745	.065	.598	.435	4.36	5.12	331.0	44.0	240.5	.641
			L	.785	.045		.482		4.86	299.0	39.8		.454
1¼	1	1.125	K	.995	.065	.989	.775	3.39	3.84	186.0	24.7	145.9	.839
			L	1.025	.050		.825		3.72	174.7	23.2		.653
1⅜	1¼	1.375	K	1.245	.065	1.481	1.215	2.78	3.06	118.9	15.8	97.3	1.04
			L	1.265	.055		1.255		3.02	115.0	15.3		.882
1½	1½	1.625	K	1.481	.072	2.070	1.725	2.35	2.57	83.5	11.1	69.6	1.36
			L	1.505	.060		1.771		2.54	81.4	10.8		1.14
2¼	2	2.125	K	1.959	.083	3.540	3.000	1.80	1.95	48.0	6.39	40.6	2.06
			L	1.985	.070		3.090		1.92	46.6	6.20		1.75
2½	2¼	2.625	K	2.435	.095	5.400	4.620	1.45	1.57	31.2	4.15	27.6	2.92
			L	2.465	.080		4.760		1.55	30.2	4.01		2.48
3¼	3	3.125	K	2.907	.109	7.750	6.620	1.22	1.31	21.8	2.90	18.6	4.00
			L	2.945	.090		6.810		1.29	21.1	2.80		3.33
3½	3¼	3.625	K	3.385	.120	10.350	8.96	1.05	1.13	16.1	2.14	13.9	5.12
			L	3.425	.100		9.21		1.11	15.6	2.07		4.29
4¼	4	4.125	K	3.857	.134	13.320	11.620	.93	.99	12.4	1.65	7.50	6.51
			L	3.905	.110		11.920		.98	12.1	1.61		5.38
5¼	5	5.125	K	4.805	.160	20.530	18.100	.75	.79	7.95	1.06	7.04	9.67
			L	4.875	.125		18.600		.78	7.75	1.03		7.61
6¼	6	6.125	K	5.741	.192	29.400	25.80	.62	.67	5.59	.76	4.90	13.87
			L	5.845	.140		26.61		.66	5.41	.72		10.20
8¼	8	8.125	K	7.583	.271	51.700	44.80	.47	.50	3.22	.43	2.78	25.90
			L	7.725	.200		46.60		.49	3.09	.41		19.29

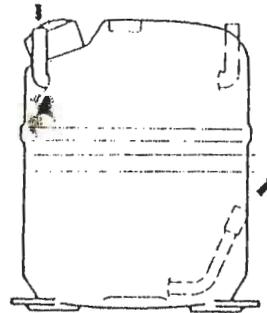
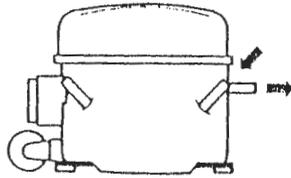
Cortesía de York Corporation.

TABLA 7.7 a

E RSIR, CSIR



T RSIR, CSIR



NEU / NOUVEAU
R134a, R404A

Serie E, T, J 220/240-1-50

série E, T, J 220/240-1-50

Artikel article	BM Nr.	Hubraum cylindres	Kälteleistung nach CECOMAF / puissance selon CECOMAF Verdampfungstemperatur / température d'évaporation °C							Motor moteur	Preis / prix			
			-30 kalibriert	-25 calibré	-20	-15	-10	-5	Fr.					
cm ³			Watt	Watt	W	Amp	Watt	Watt	Watt	Watt	Typ	Fr.		
E1121Z	219AA	V 13,60	R134a	123	190	230	1,7	273	373	488	620	□	RSIR	247.00
E3121Z	219AA	OC 13,60	R134a	123	190	230	1,7	273	373	488	620	□	RSIR	250.00
E1130Z	219CA	V 15,30	R134a	165	243	265	2,0	343	467	611	775	□	RSIR	254.00
E3130Z	219CA	OC 15,30	R134a	165	243	265	2,0	343	467	611	775	□	RSIR	258.00
T1134Z	233AV	V 19,04	R134a	206	301	375	2,8	414	530	654	791	□	RSIR	267.00
T2134Z	233BV	V 19,04	R134a	206	301	375	2,8	414	530	654	791	□ ■	CSIR	286.00

Artikel article	BM Nr.	Hubraum cylindres	Basis modèle de base	Kälteleistung nach ASHRAE / puissance selon ASHRAE Verdampfungstemperatur / température d'évaporation °C							Motor moteur	Preis / prix		
				-20	-15	-10	-5	0	kalibriert +5 calibré	+10			Fr.	
				Watt	Watt	Watt	Watt	Watt	W	Amp	Watt	Watt	Typ	Fr.
E5187Z	217YA	V 12,00	R134a	340	450	580	735	915	490	2,84	1115	□	RSIR	270.00
E6187Z	217XA	V 12,00	R134a	340	450	580	735	915	490	2,84	1115	□ ■	CSIR	280.00
T5185Z	232DV	V 12,58	R134a	300	416	552	708	885	490	2,81	1080	□	RSIR	278.00
T6185Z	232HV	V 12,58	R134a	300	416	552	708	885	490	2,81	1080	□ ■	CSIR	290.00
T5213Z	233CT	V 17,40	R134a	445	587	765	982	1235	673	3,89	1520	□	RSIR	328.00
T6213Z	232DT	V 17,40	R134a	445	587	765	982	1235	673	3,89	1520	□ ■	CSIR	340.00
T6215Z	237FC	V 20,40	R134a	530	700	922	1192	1510	790	4,70	1880	□ ■	CSIR	374.00
J6220Z	164HA	V 25,80	R134a	738	998	1332	1660	2013	975	5,75	2413	□ ■	CSIR	482.00
J6226Z	162HA	V 34,37	R134a	1110	1370	1765	2200	2770	1245	6,80	3545	□ ■	CSR	515.00

Serie E, T, J 220/240-1-50, 380/420-3-50

série E, T, J 220/240-1-50, 380/420-3-50

Artikel article	BM Nr.	Hubraum cylindres	Basis modèle de base	Kälteleistung nach ASHRAE / puissance selon ASHRAE Verdampfungstemperatur / température d'évaporation °C							Motor moteur	Preis / prix		
				-40	-30 kalibriert	-23,3 calibré	-20	-15	-10	Fr.				
				Watt	Watt	Watt	W	Amp	Watt	Watt	Watt	Typ	Fr.	
E2125GK	917AA	8,85	R404A E2125E	72	186	338	308		380	520	690	□ ■	CSIR	225.00
E2134GK	918AA	12,00	R404A E2134E	90	274	513	432		550	740	987	□ ■	CSIR	251.00
T2155GK	903BA	14,50	R404A T2155K	190	406	577	482		740	940	1190	□ ■	CSIR	391.00
T2168GK		17,40	R404A T2168K	275	527	750	544		935	1160	1475	□ ■	CSIR	394.00
T2178GK		20,40	R404A T2178K	322	606	884	703		1065	1335	1685	□ ■	CSIR	428.00
J2192GK	964AA	26,00	R404A J2192K	380	745	1047	797		1240	1595	2070	□ ■	CSR	514.00
J2212GK	963BA	34,37	R404A J2212K	485	990	1395	1067		1700	2210	2885	□ ■	CSR	625.00
J2192GS		26,00	R404A J2192S	380	745	1047	797		1240	1595	2070	□ ■	3Ph	522.00
J2212GS		34,37	R404A J2212S	485	990	1395	1067		1700	2210	2885	□ ■	3Ph	680.00

E- und T-Kompressoren mit Lötanschlüssen

J Standard-Kompressoren, Saugseite mit Bördel-Absperrventil, Druckseite mit Lötanschluss.

Mit separatem Elektro-Ständer

Compresseurs E et T avec connexions à lube

Compresseurs Standard J avec vanne d'aspiration à collerette et connexion à tube au refoulement.

Avec support-électro séparé

TABLA 7.8

TAMANO DEL TUBO CAPILAR

DATOS SUGERIDOS EN RESTRICCIÓN DE TUBERÍAS PARA APLICACIONES COMERCIALES Y DOMÉSTICAS.-

PARA TEMPERATURA BAJA DEL REFRIGERANTE

CAPACIDAD DEL COMPRESOR BTU/Hr	TIPO DE CONDENSADOR	TEMPERATURA NORMAL DE EVAPORACION	
		10° to 15°	15° to 170°
200-300	Static (Fan)	10' - .0267	10' - .026
300-400	Static (Fan)	12' - .026	12' - .031
400-700	Static	12' - .031	12' - .036
	Fan	10' - .031	10' - .036
700-1100	Static	12' - .036	
	Fan	10' - .036	
1100-1300	Static	10' - .036	
	Fan	8' - .036	
1300-1700	Static	12' - .042	
	Fan	10' - .042	
1700-2000	Static	12' - .049	
	Fan	10' - .042	
2000-3000	Fan	10' - .051	15' - .059
3000-4000	Fan	10' - .059	12' - .061
4000-4500	Fan	12' - .061	12' - .070
4500-5000	Fan	10' - .070	12' - .080
5000-7000	Fan	(2 pcs.) 10' - .059	(2 pcs.) 12' - .061
7000-9000	Fan	(2 pcs.) 10' - .064	(2 pcs.) 10' - .070
9000-12,000	Fan	(2 pcs.) 10' - .070	(2 pcs.) 12' - .080
12,000-15,000	Fan	(3 pcs.) 10' - .070	(3 pcs.) 12' - .080

PARA TEMPERATURA BAJA DEL REFRIGERANTE

1000-2000	Fan	10' - .036	12' - .042
2000-3000	Fan	12' - .042	15' - .049
3000-4000	Fan	10' - .054	15' - .059
4000-5000	Fan	10' - .064	15' - .070

PARA TEMPERATURA MEDIA Y ALTA DEL REFRIGERANTE

CAPACIDAD DEL COMPRESOR BTU/Hr	TIPO DE CONDENSADOR	TEMPERATURA NORMAL DE EVAPORACION		
		45° to 120°	120° to 135°	135° to 150°
1100-1600	Fan	12' - .036	8' - .036	8' - .042
1600-1800	Fan	10' - .036	12' - .042	
1800-2500	Fan	12' - .042	12' - .049	8' - .049
2500-3500	Fan	10' - .042	12' - .051	
3500-4000	Fan	12' - .049	10' - .051	
4000-5000	Fan	10' - .054	10' - .059	
5000-6000	Fan	12' - .059	12' - .061	
6000-7000	Fan	10' - .059	10' - .064	12' - .070
7000-10,000	[Fan]	12' - .070	12' - .080	
		(2 pcs.) 12' - .054	(2 pcs.) 10' - .059	
10,000-13,000	Fan	(2 pcs.) 12' - .059	(2 pcs.) 10' - .064	
13,000-16,000	Fan	(2 pcs.) 12' - .070	(2 pcs.) 10' - .080	
16,000-25,000	Fan	(2 pcs.) 12' - .080	(2 pcs.) 10' - .085	
25,000-40,000	Fan	(4 pcs.) 10' - .070	(4 pcs.) 12' - .080	
40,000-60,000	Fan	(5 pcs.) 10' - .070	(5 pcs.) 12' - .080	

TABLA 7.9

LINE SIZE INCHES OD	GLOBE VALVE & SOI. VALVE	ANGLE VALVE	SHORT RADIUS FLL	LONG RADIUS ELL.	TEE LINE FLOW & SIGHT GLASSES	TEE, BRANCH FLOW
1/2	70	24	4.7	3.2	1.7	6.6
5/8	72	25	5.7	3.9	2.3	8.2
3/4	75	25	6.5	4.5	2.9	9.7
7/8	78	28	7.8	5.1	3.7	12
1-1/8	87	29	2.7	1.9	2.5	8
1-3/8	102	33	3.2	2.2	2.7	10
1-5/8	115	34	3.8	2.6	3.0	12
2-1/8	141	39	5.2	3.4	3.8	16
2-5/8	159	44	6.5	4.2	4.6	20
3-1/8	185	53	8.0	5.1	5.4	25
3-5/8	216	66	10	6.3	6.6	30
4-1/8	240	76	12	7.3	7.3	35
5-1/8	292	96	14	8.8	7.9	42
6-1/8	346	119	17	10	9.3	50

TABLA 7.11

FACTORES DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS, APLICABLES A LA CA-
FACIDAD DE LA LINEA DE SUCCION.-

COND TEMP	EVAPORATOR TEMPERATURE																
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
85	2.30	2.04	1.90	1.77	1.66	1.55	1.46	1.36	1.29	1.21	1.14	1.07	1.02	0.97	0.91	0.87	0.82
90	2.25	2.00	1.85	1.81	1.70	1.59	1.50	1.39	1.32	1.23	1.16	1.10	1.04	0.99	0.93	0.89	0.84
95	2.32	2.15	2.00	1.86	1.74	1.64	1.54	1.44	1.35	1.26	1.19	1.12	1.07	1.01	0.95	0.91	0.86
100	2.38	2.21	2.05	1.91	1.79	1.67	1.57	1.47	1.38	1.30	1.22	1.15	1.10	1.04	0.98	0.94	0.89
105	2.45	2.27	2.11	1.96	1.84	1.72	1.62	1.50	1.42	1.34	1.25	1.18	1.12	1.06	1.00	0.95	0.90
110	2.52	2.34	2.17	2.02	1.89	1.76	1.66	1.55	1.46	1.37	1.28	1.21	1.15	1.09	1.03	0.98	0.92
115	2.60	2.41	2.24	2.08	1.95	1.82	1.71	1.59	1.50	1.40	1.32	1.24	1.18	1.12	1.05	1.00	0.95
120	2.69	2.49	2.31	2.14	2.01	1.87	1.76	1.64	1.54	1.44	1.36	1.28	1.21	1.15	1.08	1.03	0.97
125	2.76	2.57	2.39	2.21	2.07	1.91	1.82	1.69	1.59	1.49	1.40	1.31	1.25	1.18	1.11	1.06	1.00
130	2.80	2.60	2.42	2.23	2.13	2.00	1.88	1.74	1.64	1.54	1.44	1.36	1.29	1.22	1.15	1.09	1.03
135	2.89	2.70	2.50	2.31	2.22	2.07	1.94	1.80	1.70	1.59	1.49	1.40	1.31	1.25	1.18	1.12	1.06
140	2.91	2.67	2.46	2.26	2.16	2.01	1.87	1.76	1.64	1.54	1.44	1.35	1.27	1.20	1.12	1.10	1.03
145	2.94	2.69	2.47	2.26	2.16	2.01	1.87	1.74	1.62	1.50	1.39	1.30	1.21	1.13	1.06	1.00	1.03

TABLA 7.10

CAPACIDAD EN TONELADAS DE LA LINEA DE SUCCION PARA REFRIGERANTE
(BASADA EN TEMPERATURAS SATURADAS DE SUCCION DE 40°F Y CONDENSACION DE
105°F).--

FACTORES DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS EN LA TABLA No. 7-11

m.p. piv. de	Calda Pres. Psi	TUBO DE COBRE DE DIAMETRO EXTERNO TIPO 1													
		1/4	3/8	1/2	5/8	1 1/8	1 3/8	1 7/8	2 1/8	2 3/8	3 1/8	3 3/8	4 1/8	5 1/8	6 1/8
10	0.1	0.4	0.7	1.2	1.9	3.7	6.6	10.7	21.0	39.4	61.5	93	130	234	370
	0.6	0.6	1.1	1.8	2.9	5.0	9.0	15.2	31.7	57.0	89.0	132	188	330	540
	1.0	0.7	1.3	2.3	3.7	7.4	12.5	20.2	41.3	74.0	116.0	172	242	440	700
	2.0	1.1	2.1	3.5	6.4	10.7	18.0	29.0	59.0	106.0	167.0	244	340	631	1010
	3.0	1.4	2.6	4.3	6.6	13.2	22.1	35.0	73.0	133.0	206.0	302	427	770	1240
20	0.1	0.3	0.5	0.9	1.3	2.6	4.6	7.4	15.2	27.4	42.7	65.5	90	162	262
	0.6	0.4	0.7	1.2	1.9	3.7	6.6	10.7	21.0	39.4	61.5	93.0	130	234	370
	1.0	0.5	1.0	1.6	2.5	5.1	9.0	14.1	28.0	51.5	81.0	120.0	169	307	491
	2.0	0.7	1.4	2.4	3.7	7.4	12.5	20.2	41.3	74.0	116.0	172.0	242	440	700
	3.0	1.0	1.9	3.0	4.7	9.2	15.5	24.9	51.0	92.5	144.0	212.0	301	544	870
30	0.1	0.3	0.5	0.7	1.1	2.1	3.7	6.0	12.2	22.0	34.4	52.0	72.5	120	209
	0.6	0.3	0.6	1.0	1.5	3.1	5.3	8.6	17.5	31.7	49.4	73.5	105.0	180	302
	1.0	0.4	0.8	1.3	2.0	4.1	7.1	11.3	23.1	41.2	62.5	91.0	136.0	240	396
	2.0	0.6	1.2	1.9	3.0	6.0	10.1	16.3	33.6	60.5	91.0	139.0	197.0	358	570
	3.0	0.7	1.4	2.4	3.7	7.4	12.5	20.2	41.3	74.0	116.0	172.0	242.0	440	700
40	0.1	0.3	0.5	0.9	1.0	2.0	3.2	5.1	10.5	19.0	29.7	44.5	61	112	189
	0.6	0.3	0.5	0.9	1.3	2.6	4.6	7.4	15.2	27.4	42.7	64.5	90	162	262
	1.0	0.4	0.7	1.1	1.7	3.5	6.1	9.7	19.0	35.0	50.0	73.5	117	211	340
	2.0	0.5	1.0	1.6	2.5	5.1	8.7	14.1	28.0	51.5	81.0	120.0	169	307	491
	3.0	0.7	1.2	2.0	3.1	6.3	10.0	17.4	35.4	64.0	100.0	148.0	209	378	608
50	0.1	0.3	0.5	0.8	1.6	2.9	4.5	9.4	16.8	26.0	39.5	55.5	75	130	200
	0.6	0.5	0.8	1.2	2.3	4.1	6.6	13.5	24.2	37.6	57.0	80.0	114	230	
	1.0	0.3	0.6	1.0	1.5	3.1	5.3	8.6	17.5	31.7	49.4	73.5	105.0	180	302
	2.0	0.5	0.9	1.4	2.2	4.5	7.7	12.5	25.3	45.9	71.5	107.0	150.0	272	437
	3.0	0.6	1.1	1.8	2.8	5.6	9.6	15.5	31.7	57.0	89.0	132.0	187.0	330	540
75	0.1	0.3	0.4	0.6	1.3	2.3	3.9	7.5	14.0	21.0	31.7	47.7	66.5	100	170
	0.6	0.4	0.6	0.9	1.9	3.3	5.3	10.9	19.0	30.5	46.6	64.5	94.5	140	240
	1.0	0.5	0.8	1.2	2.5	4.3	6.9	14.2	25.3	39.0	60.0	84.0	120.0	180	302
	2.0	0.4	0.7	1.2	1.8	3.6	6.2	10.0	20.2	36.8	57.3	86.0	121.0	210.0	358
	3.0	0.5	0.9	1.4	2.2	4.5	7.7	12.5	25.3	45.9	71.5	107.0	150.0	272.0	437
100	0.1	0.3	0.4	0.5	1.1	2.0	3.1	6.4	11.5	18.0	27.3	40.5	60.5	111	180
	0.6	0.3	0.5	0.8	1.9	3.0	4.5	9.4	16.8	26.0	39.5	55.5	81.0	130	200
	1.0	0.4	0.7	1.1	2.1	3.7	6.0	12.2	22.0	34.4	52.0	72.5	105.0	180	302
	2.0	0.3	0.6	1.0	1.5	3.1	5.3	8.6	17.5	31.7	49.4	73.5	105.0	180.0	302
	3.0	0.4	0.7	1.2	1.9	3.9	6.6	10.7	21.0	39.4	61.5	93.0	130.0	234.0	370
125	0.1	0.3	0.4	0.4	1.0	1.7	2.7	5.8	10.2	15.0	24.0	33.7	50.5	96.5	160
	0.6	0.5	0.8	1.1	1.4	2.5	4.0	8.2	14.0	23.1	34.9	49.1	70.0	120	200
	1.0	0.4	0.6	0.9	1.9	3.3	5.3	10.9	19.6	30.5	46.6	64.5	94.5	140	240
	2.0	0.3	0.5	0.9	1.4	2.8	4.7	7.7	15.6	28.0	44.0	66.5	91.0	167.0	270.0
	3.0	0.3	0.7	1.1	1.7	3.4	5.9	9.5	19.4	34.9	54.5	82.0	115.0	207.0	332.0
150	0.1	0.3	0.4	0.4	0.9	1.6	2.5	5.1	9.2	13.1	21.6	30.4	43.5	80	140
	0.6	0.3	0.4	0.6	1.3	2.3	3.6	7.5	13.6	21.0	31.9	41.7	60.5	120	
	1.0	0.3	0.6	0.9	1.7	3.0	4.8	9.9	17.8	30.0	42.0	58.5	84.0	120	200
	2.0	0.3	0.5	0.8	1.2	2.5	4.1	6.9	14.2	25.3	39.8	60.0	84.0	152.0	242
	3.0	0.3	0.6	1.0	1.5	3.1	5.1	8.6	17.5	31.7	49.4	71.5	105.0	180.0	302
175	0.1	0.3	0.4	0.4	0.8	1.4	2.3	4.7	8.4	11.3	20.1	28.0	41.0	80	140
	0.6	0.4	0.6	0.9	1.2	2.1	3.3	6.0	12.4	19.3	29.2	41.0	58.5	97.0	156
	1.0	0.5	0.8	1.0	1.6	2.8	4.4	6.4	9.1	16.3	25.3	36.6	54.0	97.0	156
	2.0	0.4	0.7	1.2	2.3	4.0	6.4	11.1	23.6	37.1	55.5	78.0	149.0	272	
	3.0	0.4	0.9	1.4	2.3	5.0	8.0	16.3	29.4	45.9	69.0	96.5	174.0	280	
200	0.1	0.3	0.4	0.4	0.9	1.3	2.1	4.3	7.9	12.1	19.6	26.0	47.1	75	140
	0.6	0.4	0.5	0.7	1.1	2.0	3.1	6.4	11.5	18.0	27.3	40.5	60.5	111	
	1.0	0.3	0.5	0.7	1.5	2.9	4.1	8.5	15.2	23.7	36.2	50.9	90.5	148	
	2.0	0.4	0.7	1.1	2.1	3.7	6.0	12.2	22.0	34.4	52.0	72.5	130.0	209	
	3.0	0.5	0.9	1.3	2.7	4.6	7.4	15.2	27.1	42.7	64.5	90.0	162.0	262	
250	0.1	0.3	0.3	0.3	0.8	1.2	1.9	3.9	6.9	10.8	16.3	23.0	41.8	66.5	
	0.6	0.3	0.5	0.7	1.0	1.7	2.7	5.6	10.2	15.0	24.0	33.7	60.5	96.3	
	1.0	0.3	0.4	0.6	1.3	2.3	3.6	7.5	13.6	21.0	32.0	44.7	80.5	128.0	
	2.0	0.4	0.6	0.9	1.5	3.1	5.1	10.9	19.6	30.5	46.6	64.5	116.0	186.0	
	3.0	0.5	0.8	1.2	2.4	4.1	6.6	13.5	24.2	37.6	57.0	80.0	144.0	240.0	
300	0.1	0.3	0.3	0.3	0.6	1.1	1.7	3.5	6.3	9.8	14.9	20.8	37.0	60.5	
	0.6	0.4	0.4	0.5	0.9	1.6	2.5	5.1	9.2	14.3	21.6	30.4	55.0	80.0	
	1.0	0.3	0.4	0.6	1.2	2.1	3.3	6.8	12.2	19.0	28.0	40.3	71.0	117.0	
	2.0	0.3	0.6	0.9	1.7	3.0	4.8	9.9	17.8	30.0	42.0	58.5	106.0	169.0	
	3.0	0.4	0.7	1.1	2.1	3.7	6.0	12.2	22.0	34.4	52.0	72.5	130.0	209.0	
350	0.1	0.3	0.3	0.3	0.6	1.0	1.9	3.2	5.8	9.1	13.0	18.0	32.0	55.3	
	0.6	0.3	0.4	0.4	0.8	1.4	2.3	4.7	8.4	13.3	20.1	29.0	51.0	81.0	
	1.0	0.3	0.5	0.5	1.1	1.9	3.0	6.2	11.2	17.5	26.5	37.1	67.0	106.0	
	2.0	0.3	0.5	0.8	1.6	2.8	4.4	9.1	16.3	25.3	38.6	54.0	97.0	156.0	
	3.0	0.4	0.6	1.0	2.0	3.4	5.5	11.3	20.3	31.6	47.9	67.0	121.0	194.0	
400	0.1	0.3	0.3	0.3	0.5	0.9	1.5	3.0	5.4	8.4	12.0	17.0	32.0	51.3	
	0.6	0.4	0.4	0.4	0.8	1.3	2.1	3.9	7.2	12.1	18.0	26.0	47.1	75.0	
	1.0	0.3	0.5	0.5	1.0	1.8	2.9	5.0	10.5	16.4	24.6	34.6	62.0	100.0	
	2.0	0.3	0.5	0.7	1.5	3.6	4.1	8.5	15.2	23.7	36.2	50.5	90.5	145.0	
	3.0	0.4	0.6	0.9	1.9	3.2	5.1	10.5	19.0	29.0	43.7	61.0	112.0	180.0	
450	0.1	0.3	0.3	0.3	0.5	0.9	1.4	2.8	5.0	7.9	12.0	16.0	32.0	50.0	
	0.6	0.4	0.4	0.4	0.7	1.3	2.0	4.1	7.4	11.6	17.5	24.5	44.5	71.0	
	1.0	0.3	0.5	0.5	0.9	1.7	2.7	5.4	9.8	15.1	23.2	32.0	50.5	93.5	
	2.0	0.3	0.4	0.7	1.4	2.4	3.9	7.9	14.3	22.2	33.9	47.1	85.0	137.0	
	3.0	0.3	0.5	0.9	1.7	3.0	4.8	9.9	17.8						

TABLA 7.12

CAPACIDAD EN TONELADAS DE LA LINEA DE DESCARGA PARA REFRIGERANTE
(BASADA EN TEMPERATURAS SATURADAS DE SUCCION DE 40°F Y CONDENSACION DE 105°F)

FACTORES DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS EN LA TABLA No. 7-13

Long. Equiv. Pie	Carga Pres. Psi	TUBO DE COBRE DE DIAMETRO EXTERNO TIPO														
		1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4
10	1	1.2	2.2	3.6	5.6	11.1	19.7	30.0	62	112	174	250	366	661	1092	
	2	1.7	3.1	5.2	8.0	16.0	26.0	43.8	80	161	240	360	510	937	1511	
	3	2.1	3.9	6.4	9.8	19.7	32.4	53.3	100	190	282	440	679	1155	1877	
	4	2.4	4.4	7.0	11.5	22.9	39.1	61.7	126	231	351	521	740	1132	2167	
	5	2.7	5.0	8.5	13.0	25.5	42.7	69.3	142	260	396	597	831	1244	2403	
20	1	0.9	1.5	2.5	3.0	7.7	12.7	21.1	43.2	77.5	121	180	256	461	749	
	2	1.2	2.2	3.6	5.6	11.1	18.7	30.0	62.0	112.0	174	250	366	661	1050	
	3	1.4	2.7	4.5	6.9	13.0	23.1	37.4	70.5	130.0	214	317	449	815	1270	
	4	1.7	3.1	5.2	8.0	16.0	26.0	43.5	89.0	161.0	246	360	519	940	1510	
	5	1.9	3.5	6.0	9.1	18.2	30.0	49.9	99.0	182.0	270	413	592	1060	1680	
30	1	0.6	1.2	2.0	3.1	6.2	10.5	17.0	34.0	62.5	98	146	206	374	596	
	2	0.9	1.7	2.9	4.5	9.0	15.2	24.6	50.5	90.5	141	209	297	537	856	
	3	1.2	2.2	3.6	5.6	11.1	18.7	30.0	62.0	112.0	174	250	366	661	1050	
	4	1.4	2.5	4.2	6.5	13.0	21.8	35.1	72.0	131.0	201	290	422	769	1220	
	5	1.5	2.8	4.8	7.3	14.5	24.3	39.6	81.5	147.0	226	330	476	860	1370	
40	1	0.5	1.0	1.7	2.7	5.3	9.1	14.7	30.2	54.0	84	126	177	320	516	
	2	0.8	1.5	2.5	3.6	7.7	12.7	21.1	43.2	77.5	121	180	256	461	749	
	3	1.0	1.9	3.1	4.8	9.5	16.1	26.0	54.0	96.0	149	222	312	569	906	
	4	1.2	2.2	3.6	5.6	11.1	18.7	30.0	62.0	112.0	174	250	366	661	1050	
	5	1.3	2.4	4.1	6.2	12.5	21.1	34.2	70.0	129.0	195	291	412	744	1100	
50	1	0.5	0.9	1.5	2.4	4.7	8.1	13.0	26.8	47.4	74.5	112	150	297	457	
	2	0.7	1.3	2.2	3.4	6.8	11.6	18.7	38.5	69.0	107	161	226	410	656	
	3	0.9	1.6	2.8	4.2	8.5	14.3	23.2	47.6	85.5	133.0	197	280	509	811	
	4	1.0	1.9	3.2	4.9	9.9	16.6	26.8	55.5	100.0	155.0	230	326	586	900	
	5	1.2	2.2	3.6	5.6	11.1	18.7	30.0	62.0	112.0	174.0	250	366	661	1050	
75	1	0.4	0.7	1.2	1.9	3.8	6.6	10.5	21.5	38.6	60.5	90.5	129	210	321	
	2	0.6	1.1	1.9	2.8	5.5	9.4	15.2	31.2	55.5	87.0	131.0	194	312	455	
	3	0.7	1.3	2.2	3.4	6.8	11.6	18.7	38.5	69.0	107.0	161.0	222	359	539	
	4	0.8	1.5	2.6	4.0	7.9	13.6	21.6	44.6	80.5	125.0	186.0	264	426	666	
	5	0.9	1.7	2.9	4.5	9.0	15.2	24.6	50.5	94.0	141.0	209.0	297	476	756	
100	1	0.3	0.6	1.0	1.6	3.2	5.6	9.0	18.4	32.9	51.5	78	110	196	317	
	2	0.5	0.9	1.5	2.4	4.7	8.1	13.0	26.8	47.4	74.5	112	150	267	427	
	3	0.6	1.1	1.8	2.9	5.9	10.0	16.1	32.9	56.5	92.5	140	196	351	567	
	4	0.7	1.3	2.2	3.4	6.8	11.6	18.7	38.5	69.0	107.0	161	226	380	609	
	5	0.8	1.5	2.5	3.8	7.7	12.7	21.1	43.2	77.5	121.0	180	256	461	749	
125	1	0.3	0.6	0.9	1.4	2.9	4.9	8.1	16.4	29.5	45.9	69.5	97.5	175	285	
	2	0.4	0.8	1.3	2.1	4.2	7.2	11.6	23.7	42.5	65.5	100.0	141.0	211	340	
	3	0.5	1.0	1.7	2.6	5.2	8.8	14.3	29.4	52.5	82.0	123.0	174.0	264	426	
	4	0.6	1.2	2.0	3.1	6.1	10.4	16.7	34.1	61.5	96.0	144.0	202.0	307	507	
	5	0.7	1.3	2.2	3.4	6.8	11.6	18.7	38.5	69.0	107.0	161.0	226.0	340	559	
150	1	0.3	0.5	0.8	1.3	2.6	4.5	7.3	14.9	26.8	41.0	63.5	89	160	256	
	2	0.4	0.7	1.2	1.9	3.8	6.6	10.5	21.5	38.6	60.5	90.5	129	200	321	
	3	0.5	0.9	1.5	2.4	4.7	8.1	13.0	26.8	47.4	74.5	112.0	150	227	352	
	4	0.6	1.1	1.8	2.8	5.5	9.4	15.2	31.2	55.5	87.0	131.0	184	276	427	
	5	0.6	1.2	2.0	3.1	6.2	10.5	17.0	34.0	62.5	94.0	146.0	206	314	506	
175	1	0.3	0.5	0.8	1.2	2.4	4.1	6.7	13.7	24.8	38.6	58.5	82	147	216	
	2	0.4	0.7	1.1	1.7	3.5	6.0	9.7	19.8	35.4	55.5	83.5	110	211	341	
	3	0.4	0.8	1.4	2.2	4.4	7.4	12.1	24.5	44.0	69.0	104.0	147	224	325	
	4	0.5	1.0	1.6	2.5	5.1	8.7	13.9	28.7	51.0	80.0	120.0	169	307	491	
	5	0.6	1.1	1.8	2.8	5.7	9.8	15.8	32.2	57.5	95.0	136.0	189	345	554	
200	1	0.3	0.5	0.7	1.1	2.2	3.9	6.2	12.8	23.1	35.8	54	76	137	220	
	2	0.4	0.6	1.0	1.6	3.2	5.6	9.0	18.4	32.9	51.5	78	110	196	317	
	3	0.4	0.8	1.3	2.0	4.1	6.9	11.2	22.8	41.0	64.0	96	136	241	393	
	4	0.5	0.9	1.5	2.4	4.7	8.1	13.0	26.8	47.4	74.5	112	158	287	457	
	5	0.5	1.0	1.7	2.7	5.3	9.1	14.7	30.2	54.0	83.0	126	177	320	516	
250	1	0.3	0.5	0.8	1.2	2.4	4.1	6.5	13.1	24.4	36.6	54.4	76	131	215	
	2	0.4	0.7	1.1	1.8	3.6	6.1	10.0	20.3	36.3	57.0	86.0	120.0	216	350	
	3	0.4	0.8	1.3	2.1	4.2	7.2	11.6	23.7	42.5	65.5	100.0	141.0	251	408	
	4	0.5	0.9	1.5	2.4	4.7	8.1	13.0	26.8	47.4	74.5	112.0	150.0	267	457	
	5	0.5	1.0	1.7	2.7	5.3	9.1	14.7	30.2	54.0	83.0	126	177	320	516	
300	1	0.2	0.4	0.7	0.9	1.8	3.1	5.0	10.3	18.6	28.0	44.0	64.5	110	177	
	2	0.3	0.6	1.0	1.6	3.3	5.6	9.0	18.4	32.9	51.5	78.0	110.0	196	317	
	3	0.4	0.8	1.2	1.9	3.8	6.6	10.5	21.5	38.6	60.5	90.5	129.0	210	371	
	4	0.4	0.9	1.4	2.1	4.3	7.4	11.0	24.2	41.5	67.5	103.0	144.0	256	410	
	5	0.4	1.0	1.6	2.5	5.1	8.7	13.9	28.7	51.0	80.0	120.0	169	307	491	
350	1	0.3	0.5	0.8	1.2	2.4	4.1	6.7	13.7	24.8	38.6	58.5	82	147	216	
	2	0.4	0.7	1.1	1.7	3.5	6.0	9.7	19.8	35.4	55.5	83.5	110	211	341	
	3	0.4	0.8	1.4	2.2	4.4	7.4	12.1	24.5	44.0	69.0	104.0	147	224	325	
	4	0.5	1.0	1.6	2.5	5.1	8.7	13.9	28.7	51.0	80.0	120.0	169	307	491	
	5	0.6	1.1	1.8	2.8	5.7	9.8	15.8	32.2	57.5	95.0	136.0	189	345	554	
400	1	0.3	0.5	0.8	1.2	2.4	4.1	6.7	13.7	24.8	38.6	58.5	82	147	216	
	2	0.4	0.7	1.1	1.7	3.5	6.0	9.7	19.8	35.4	55.5	83.5	110	211	341	
	3	0.4	0.8	1.4	2.2	4.4	7.4	12.1	24.5	44.0	69.0	104.0	147	224	325	
	4	0.5	1.0	1.6	2.5	5.1	8.7	13.9	28.7	51.0	80.0	120.0	169	307	491	
	5	0.6	1.1	1.8	2.8	5.7	9.8	15.8	32.2	57.5	95.0	136.0	189	345	554	
450	1	0.3	0.5	0.7	1.1	2.2	3.6	6.0	12.0	21.5	33.6	51.0	71.5	120	206	
	2	0.4	0.7	1.0	1.5	3.0	5.0	8.2	15.0	27.5	41.0	61.5	89.0	160	266	
	3	0.4	0.8	1.3	2.0	3.6	6.3	10.5	21.5	38.6	60.5	90.5	129.0	210	371	
	4	0.5	0.9	1.5	2.4	4.7	8.1	13.0	26.8	47.4	74.5	112.0	150.0	227	427	
	5	0.4	1.0	1.6	2.5	5.1	8.7	13.9	28.7	51						

TABLA 7.13

FACTORES DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS, APLICABLES A LA CAPACIDAD DE LA LINEA DE DESCARGA.-

COND TEMP	EVAPORATOR TEMPERATURE																
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
85	1.24	1.23	1.22	1.21	1.18	1.17	1.16	1.15	1.14	1.12	1.11	1.10	1.09	1.07	1.06	1.05	1.05
90	1.22	1.21	1.20	1.19	1.17	1.15	1.14	1.13	1.12	1.10	1.09	1.08	1.07	1.05	1.04	1.03	1.03
95	1.20	1.19	1.18	1.17	1.15	1.13	1.12	1.11	1.10	1.08	1.07	1.06	1.05	1.04	1.03	1.02	1.02
100	1.17	1.17	1.16	1.15	1.13	1.12	1.10	1.09	1.08	1.07	1.06	1.05	1.04	1.03	1.02	1.01	1.01
105	1.15	1.15	1.14	1.13	1.12	1.11	1.09	1.08	1.07	1.06	1.04	1.03	1.02	1.01	1.00	0.99	0.99
110	1.13	1.13	1.12	1.11	1.10	1.09	1.08	1.07	1.06	1.04	1.03	1.02	1.01	1.00	0.99	0.98	0.98
115	1.11	1.11	1.10	1.10	1.09	1.08	1.07	1.06	1.04	1.03	1.02	1.01	0.99	0.98	0.97	0.96	0.96
120	1.10	1.10	1.09	1.08	1.06	1.05	1.04	1.02	1.01	1.00	0.99	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.93
125	1.11	1.09	1.08	1.06	1.05	1.03	1.02	1.01	0.99	0.98	0.97	0.95	0.95	0.93	0.92	0.92	0.91
130	1.10	1.08	1.07	1.05	1.03	1.02	1.00	0.99	0.98	0.96	0.95	0.94	0.93	0.91	0.91	0.90	0.90
135	1.08	1.06	1.04	1.03	1.01	1.00	0.98	0.97	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.89	0.88	0.88
140	1.06	1.04	1.02	1.01	0.99	0.98	0.96	0.95	0.94	0.92	0.91	0.90	0.89	0.88	0.87	0.86	0.86
145	1.05	1.03	1.01	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.91	0.89	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84	0.84

TABLA 7.15

FACTORES DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS, APLICABLES A LA CAPACIDAD DE LA LINEA LIQUIDA.-

COND TEMP	EVAPORATOR TEMPERATURE																
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
85	1.05	1.05	1.03	1.02	1.01	1.00	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90	0.90
90	1.08	1.07	1.06	1.05	1.03	1.02	1.01	1.00	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94	0.93	0.92	0.92
95	1.11	1.10	1.09	1.07	1.06	1.05	1.04	1.03	1.01	1.00	0.99	0.98	0.97	0.96	0.95	0.95	0.94
100	1.14	1.13	1.12	1.10	1.09	1.08	1.06	1.05	1.04	1.03	1.02	1.01	1.00	0.99	0.98	0.97	0.96
105	1.18	1.16	1.15	1.13	1.12	1.11	1.09	1.08	1.07	1.06	1.04	1.03	1.02	1.01	1.00	0.99	0.98
110	1.21	1.20	1.18	1.17	1.15	1.14	1.12	1.11	1.10	1.08	1.07	1.06	1.05	1.04	1.03	1.02	1.01
115	1.25	1.24	1.22	1.20	1.19	1.17	1.16	1.14	1.13	1.11	1.10	1.09	1.08	1.06	1.05	1.04	1.03
120	1.27	1.27	1.26	1.24	1.22	1.21	1.19	1.18	1.16	1.15	1.13	1.12	1.11	1.09	1.08	1.07	1.06
125	1.34	1.32	1.30	1.28	1.26	1.25	1.23	1.21	1.20	1.18	1.17	1.15	1.14	1.11	1.11	1.10	1.09
130	1.39	1.36	1.34	1.32	1.31	1.29	1.27	1.25	1.24	1.22	1.20	1.19	1.17	1.16	1.15	1.13	1.12
135	1.44	1.42	1.39	1.37	1.35	1.33	1.31	1.29	1.28	1.26	1.24	1.23	1.21	1.20	1.18	1.17	1.15
140	1.50	1.47	1.45	1.42	1.40	1.38	1.36	1.34	1.32	1.30	1.29	1.27	1.25	1.24	1.22	1.21	1.19
145	1.56	1.53	1.51	1.48	1.46	1.44	1.41	1.39	1.37	1.35	1.33	1.31	1.30	1.28	1.26	1.25	1.23

TABLA 7.14

CAPACIDAD EN TONELADAS DE LA LINEA LIQUIDO PARA REFRIGERANTE

(BASADA EN TEMPERATURAS SATURADAS DE SUCCION DE 40°F Y CONDENSACION DE 105°F).-

FACTORES DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS EN LA TABLA No. 7-15

Long. Equiv. Pie	Caída Pres. Psi	TUBO DE COBRE DE DIAMETRO EXTERNO TIPO 1.											
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	3	3 1/2	4
10	0.3	2.6	5.3	9.1	13.3	20.0	30.5	79	160	290	400	700	990
	0.6	4.2	7.9	13.4	20.6	42.4	73.5	115	242	420	605	1013	1442
	1.0	5.9	10.8	17.7	27.6	60.0	107.0	162	310	552	804	1330	1890
	2.0	8.2	16.4	26.2	40.3	82.5	142.0	222	404	805	1130	1900	2770
	3.0	10.3	20.2	32.0	50.0	104.0	170.0	270	670	1010	1000	2440	3400
20	0.3	1.9	3.6	6.2	9.0	10.7	34.2	51.3	111	190	322	401	600
	0.6	2.0	5.3	9.1	13.3	22.0	20.5	79.0	160	290	400	700	990
	1.0	3.0	7.1	12.0	18.7	38.3	68.0	104.0	210	380	619	920	1310
	2.0	5.6	10.5	17.7	27.5	56.0	97.0	152.0	310	652	904	1330	1890
	3.0	7.0	13.1	22.2	34.4	70.5	122.0	190.0	390	689	1130	1670	2380
30	0.3	1.5	2.9	4.0	7.7	15.0	27.7	43.4	90.5	161	250	306	547
	0.6	2.3	4.0	7.3	11.3	23.1	40.3	63.5	133.0	232	378	562	784
	1.0	3.0	5.0	9.6	14.2	30.4	53.0	83.5	170.0	307	490	739	1050
	2.0	4.8	8.2	14.2	21.9	45.4	70.0	122.0	240.0	460	724	1070	1580
	3.0	6.0	10.0	17.7	27.0	60.0	97.0	152.0	310.0	622	904	1330	1890
40	0.3	1.3	2.4	4.2	6.0	11.4	21.4	37.1	77.0	130	220	310	460
	0.6	1.9	3.0	6.2	9.0	19.7	34.2	64.5	111.0	190	322	401	600
	1.0	2.5	4.0	8.3	12.0	29.1	49.4	71.0	140.0	260	428	619	900
	2.0	3.8	7.1	12.1	18.7	40.3	68.0	104.0	210.0	380	619	920	1310
	3.0	4.0	8.9	15.1	23.4	47.0	83.0	130.0	270.0	474	771	1150	1630
50	0.3	1.1	2.2	3.7	5.0	11.9	20.7	32.9	69.0	121	195	291	412
	0.6	1.7	3.2	5.2	8.5	17.4	30.2	47.9	101	177	264	427	601
	1.0	2.3	4.0	7.3	11.3	23.1	40.3	63.5	133	232	376	562	784
	2.0	3.3	6.3	10.7	16.5	33.9	58.5	72.5	195	339	550	815	1160
	3.0	4.2	7.9	13.4	20.6	42.4	73.5	115.0	242	420	695	1010	1440
75	0.3	0.9	1.7	2.9	4.7	9.6	16.5	26.3	55.0	100	156	235	332
	0.6	1.3	2.6	4.4	6.0	13.9	24.3	38.3	80.5	143	229	342	484
	1.0	1.8	3.4	5.0	9.0	18.5	32.2	51.0	108.0	187	301	451	636
	2.0	2.7	5.0	8.6	13.2	27.2	47.1	74.0	155.0	279	440	656	911
	3.0	3.3	6.3	10.7	16.5	33.9	58.6	92.5	195.0	339	550	815	1160
100	0.3	0.8	1.5	2.5	3.9	8.1	13.0	21.7	46.2	81.5	132	197	281
	0.6	1.1	2.2	3.7	5.0	11.9	20.7	32.9	69.0	121.0	195	291	412
	1.0	1.5	2.9	5.0	7.7	15.0	27.7	43.4	90.5	161.0	250	360	547
	2.0	2.3	4.0	7.3	11.3	23.1	40.3	63.5	133.0	232.0	376	562	784
	3.0	2.8	5.3	9.1	13.3	29.0	50.5	70.0	160.0	290.0	469	700	990
125	0.3	0.7	1.3	2.2	3.4	7.1	12.1	19.4	41.0	74	117	176	248
	0.6	1.0	1.9	3.2	5.1	10.3	17.8	28.3	59.5	107	170	252	366
	1.0	1.4	2.8	4.4	6.0	13.9	24.3	38.3	80.5	143	229	342	484
	2.0	2.0	3.8	6.4	10.0	20.4	35.6	58.5	118.0	207	334	504	705
	3.0	2.6	4.7	8.1	12.5	25.6	44.5	70.0	147.0	256	418	619	880
150	0.3	0.6	1.2	2.0	3.2	6.6	11.3	18.0	37.8	69	107	161	226
	0.6	0.9	1.7	2.9	4.7	9.6	16.5	26.3	55.0	100	156	235	332
	1.0	1.2	2.3	4.0	6.2	12.6	22.0	34.9	73.0	131	207	312	440
	2.0	1.8	3.4	5.8	9.0	18.5	32.2	51.0	106.0	187	301	451	636
	3.0	2.3	4.0	7.3	11.3	23.1	40.3	63.5	133.0	232	376	562	784
175	0.3	0.6	1.1	1.8	2.8	5.9	10.1	16.1	34.2	61.5	96.5	144	208
	0.6	0.9	1.6	2.7	4.2	8.6	14.8	23.6	49.4	89.5	142.0	212	302
	1.0	1.2	2.1	3.5	5.7	11.6	20.2	32.1	67.0	120.0	190.0	286	404
	2.0	1.7	3.1	5.4	8.3	17.0	29.4	46.6	98.0	172.0	278.0	415	586
	3.0	2.1	3.9	6.7	10.3	21.2	36.0	58.0	122.0	216.0	340.0	519	720
200	0.3	0.5	1.0	1.7	2.6	5.5	9.4	14.9	31.0	57.5	80.5	135	195
	0.6	0.8	1.5	2.5	3.9	8.1	13.0	21.7	46.2	81.5	132.0	197	281
	1.0	1.0	2.0	3.3	5.2	10.0	16.7	27.6	62.0	112.0	177.0	265	376
	2.0	1.5	2.9	5.0	7.7	15.8	27.7	43.4	90.5	161.0	250.0	366	547
	3.0	1.9	3.6	6.2	9.6	19.7	34.2	54.5	113.0	199.0	322.0	481	680
250	0.3	0.5	0.9	1.5	2.3	4.9	8.3	13.3	27.8	51.5	80.5	120	172
	0.6	0.7	1.3	2.2	3.4	7.1	12.1	19.4	41.0	74.0	117.0	176	248
	1.0	0.9	1.7	2.9	4.7	9.6	16.5	26.3	55.0	100.0	156.0	235	332
	2.0	1.4	2.6	4.4	6.8	13.9	24.3	38.3	80.5	143.0	229.0	342	484
	3.0	1.7	3.2	5.3	8.5	17.4	30.2	47.9	101.0	177.0	289.0	427	601
300	0.3	0.4	0.8	1.3	2.1	4.4	7.5	12.0	25.1	46.7	71	109	156
	0.6	0.6	1.2	2.0	3.2	6.6	11.3	18.0	37.8	69.0	107	161	226
	1.0	0.8	1.6	2.7	4.2	8.7	15.0	23.0	51.0	90.5	142	214	302
	2.0	1.2	2.3	4.0	6.2	12.6	22.0	34.9	73.0	131.0	207	312	440
	3.0	1.5	2.9	5.0	7.7	15.8	27.7	43.4	90.5	161.0	250	366	547
350	0.3	0.4	0.7	1.2	1.9	4.0	6.9	10.9	23.1	42.0	66.0	99	142
	0.6	0.6	1.1	1.8	2.8	5.9	10.1	16.1	34.2	61.5	96.5	144	208
	1.0	0.8	1.4	2.4	3.9	8.0	13.0	21.0	45.0	81.5	130.0	196	270
	2.0	1.2	2.1	3.5	5.7	11.6	20.2	32.1	67.0	120.0	190.0	286	404
	3.0	1.4	2.8	4.7	7.1	14.5	25.2	40.0	81.5	149.0	247.0	365	504
400	0.3	0.3	0.7	1.1	1.8	3.7	6.4	10.2	21.5	39.6	61.5	92.5	131
	0.6	0.5	1.0	1.7	2.6	5.5	9.4	14.9	31.0	57.5	80.5	135	195
	1.0	0.7	1.3	2.3	3.6	7.5	12.8	20.3	42.8	77.5	121.0	182.0	258
	2.0	1.0	2.0	3.3	5.2	10.8	18.7	27.8	62.0	112.0	177.0	265	376
	3.0	1.3	2.5	4.2	6.6	13.4	23.4	37.1	77.5	130.0	220.0	330.0	460
450	0.3	0.3	0.6	1.1	1.7	3.5	6.0	9.6	20.3	37.1	57.5	80.5	127
	0.6	0.5	0.9	1.6	2.5	5.2	8.8	14.2	30.0	54.5	85.5	128.0	181
	1.0	0.7	1.2	2.1	3.4	7.0	12.0	19.0	40.3	72.5	113.0	171.0	241
	2.0	1.0	1.8	3.1	4.9	10.1	17.5	27.8	58.0	105.0	165.0	249.0	351
	3.0	1.2	2.3	3.9	6.1	12.6	21.9	34.0	72.5	130.0	206.0	310.0	437
500	0.3	0.3	0.6	1.0	1.5	3.3	5.7	9.0	19.2	34.9	54.5	82	118
	0.6	0.5	0.9	1.5	2.3	4.9	8.3	13.3	27.8	51.5	80.5	120	172
	1.0	0.6	1.2	2.0	3.2	6.6	11.3	18.0	37.8	69.0	107	161	226
	2.0	0.9	1.7	2.9	4.7	9.6	16.5	26.3	55.0	100.0	156.0	235	332
	3.0	1.2	2.2	3.7	6.0	11.9	20.7	32.9	69.0	121.0	195	291	412

TABLA 7.18a

Luftgekühlte Kondensatoren Condenseurs refroidis par air

Ventilatordaten und Ersatzteile für
Serie CVA ab 1979

données des ventilateurs et pièces détachées pour
série CVA dès 1979

Kondensator <i>condenseur</i>	Flügel <i>hélice</i>			Schutzgitter <i>grille de protection</i>	Ventilatormotor <i>moteur-ventilateur</i>			220/380-3-50							
	Artikel <i>article</i>	Ø	Anzahl <i>nombre</i>		Artikel <i>article</i>	Artikel <i>article</i>	Aufnahme <i>consommation</i>	A	W	min ⁻¹	Δt				
				mm											
CVA	11N	13N	17N	E1827A	450	1	G450 KC2 1)	400W 4P 1)	1,65/0,95	425	1410	53			
	22N	27N	32N				G450 KC3 2)	250W 4P 2)	1,45/0,84				450	1380	47
	40N	49N													
CVAS	8N	10N	14N			1	G450 KC2 1)	150W 6P 1)	0,95/0,55	195	940	54			
	16N	20N	24N				G450 KC3 2)	80 W 6P 2)	0,64/0,37				185	900	49
	30N	39N													
CVAM	11N	13N				1	G450 KC2 1)	75W 8P 1)	0,70/0,40	105	710	47			
	22N	27N					G450 KC3 2)	45W 8P 2)	0,47/0,27				105	695	26
	40N														
CVA	54	61	81	H600-36-19	600		G600 KA 3)	550W 6P 3)	3,10/1,80	875	935	56			
	108	122	162												
	216	244													
CVAS	45	49	67					250W 8P 3)	1,82/1,05	415	680	45			
	89	98	131												
	178	196													
CVAM	54	81	108					75W12P 3)	1,15/0,65	190	450	30			
	162	216													

Ventilatormotor *moteur-ventilateur* 220/380/3/50

Artikel <i>article</i>	LU-VE Nr. <i>No de LU-VE</i>	Hersteller Code <i>code du fabricant</i>	Preis / prix <i>Fr.</i>
400W4P 1)	233154001		452.00
250W4P 2)	233209001		338.00
150W6P 1)	233154002		464.00
80W6P 2)	233209002		456.00
75W8P 1)	233154003		737.00
45W8P 2)	233209003		710.00
550W6P	233208319		662.00
250W8P	233208321		742.00
75W12P	233208314		777.00
550W4P	233146316		517.00
180W6P	233146213		644.00

Flügel *hélice*

Artikel <i>article</i>	LU-VE Nr. <i>No de LU-VE</i>	Hersteller Code <i>code du fabricant</i>	Preis / prix <i>Fr.</i>
E1827A	234029001		125.00
H600-36-19	234012103		215.00
H450-36-19L	234012102		191.00
H450-36-14L	234012101		170.00

Konsolen für horizontale CVA...H pro Stück *supports pour CVA...H horizontal par pièce*

HF11			100.00
HF54			285.00
HF162			365.00

Schutzgitter *grille de protection*

G450 KC2 1)	234027001	Öffnung für Motor Ø 130 mm / ouverture pour moteur Ø 130 mm	175.00
G450 KC3 2)	234056001	Öffnung für Motor Ø 150 mm / ouverture pour moteur Ø 150 mm	175.00
G600 KA	234025002		175.00

- 1) Produktion 1981 bis 1987
- 2) Produktion ab 1988. Motor und Schutzgitter sind gegenseitig nicht austauschbar. Bei Motortypenwechsel ist auch das Schutzgitter auszuwechseln. In Bestellung vermerken.
- 3) Produktion ab 1979

Daten pro Original-Motor bei 220/380/3/50.

Alle Motoren geschlossene Ausführung und mit eingebautem Thermoschutz. Max. Umgebungstemperatur + 40 °C

Δt = max. zulässiger Temperaturanstieg des Motors über die herrschende Umgebungstemperatur.

Technische Daten siehe Katalog April 1992, Seiten K14 und K15

- 1) production 1981 à 1987
- 2) production dès 1988. Moteurs et grilles de protection ne sont pas échangeables. Lors de l'échange du type de moteur, la grille est également à échanger. A préciser dans la commande.
- 3) production dès 1979

Données techniques par moteur original à 220/380/3/50.

Tous les moteurs exécution fermée et avec protection thermique interne. Température ambiante max. + 40 °C

Δt = échauffement max. du moteur au-dessus de la température ambiante régnante.

Données techniques voir catalogue avril 1992, pages K14 et K15

Ventilator- und Ersatzteile für
aktuelle Serien

*données des ventilateurs et pièces détachées pour
séries actuelles*

Serie STV

série STV

Kondensator <i>condenseur</i>			Flügel für 50Hz <i>hélices pour 50Hz</i>			Schutzgitter <i>grille de protection</i>		Ventilatormotor <i>moteur-ventilateur</i>			
			Artikel <i>article</i>	Ø	Anzahl <i>nombre</i>	Artikel <i>article</i>	Artikel <i>article</i>	A	W	min ⁻¹	Δt
			mm								
STV	64	83	200-26-5A	200	1	G200 KC	7W/S (W7P)	0,19	28	1400	47
STV	90	120	230-26-5A	230	1	G230 KC	7W/S (W7P)	0,20	30	1330	49
STV	112	150 180	254-26-5A	254	1	G254 KC	11W/S (W10P)	0,23	37	1270	51
STV	210	300 360	E1027A	250	1	G250 KC	W25C	0,65	92	1290	58
STV	600	720			2						
STV	400	550 690	E1327A	330	1	G330 KC	W90PSC	0,74	145	1340	54
STV	870	1050 1170			1	G330 KC2	V330C *	0,55	118	1420	
STV	1280				1						
STV	1370	1590 1800			2						

Ventilatormotor

moteur-ventilateur

220/240/1/50

Artikel <i>article</i>	LU-VE Nr. <i>No de LU-VE</i>	Hersteller Code <i>code du fabricant</i>	Preis / prix <i>Fr.</i>
7W/S (W7P)	233212004	Elco NN5-13/462	93.00
11W/S (W10P)	233212005	Elco NN10-20/592	110.00
W25C	233139001	Elco NGSU 25-40/8	167.00
W90PSC	233140001	Elco 3RGF 70-30/1	225.00
233224001	V330C	9408.03 OLMO	320.00
233220001		5MFD 450V	24.00

Flügel / hélice

Artikel <i>article</i>	LU-VE Nr. <i>No de LU-VE</i>	Hersteller Code <i>code du fabricant</i>	Preis / prix <i>Fr.</i>
200-26-5A	234026001		13.00
230-26-5A	234026010		14.00
254-26-5A	234026005		17.00
E1027A	234006013		37.00
E1327A	234024001		65.00

Schutzgitter / grille de protection

G200 KC	234058001	32.00
G230 KC	234058002	36.00
G254 KC	234058003	36.00
G250 KC	234023001	36.00
G330 KC	234023011	54.00
G330 KC2	234062001	75.00

* ab 1991 mit Aussenläufer-Ventilator mit festem Flügel Ø 330mm, Anlaufkondensator 5MFD 450V 23322001 und Schutzgitter G330 KC2 gegenseitig nicht austauschbar

* à partir de 1991 avec moteur-ventilateur à rotor extérieur avec hélice fixe Ø 330mm, avec condensateur de démarrage 5MFD 450V 233220001 et grille de protection G330 KC2 non interchangeable mutuellement

Daten pro Original-Motor bei 220/240-1-50. Die Motoren sind auch für 220/240-1-60 zugelassen, aber mit schwächeren Flügeln. Motordaten und zulässige Flügel für 60Hz auf Anfrage.

Données techniques par moteur original à 220/240-1-50. Les moteurs sont admis également pour 220/240-1-60, mais sont munis d'hélices plus faibles. Données techniques et hélices admissibles pour 60Hz sur demande.

Alle Motoren mit eingebautem Thermoschutz.

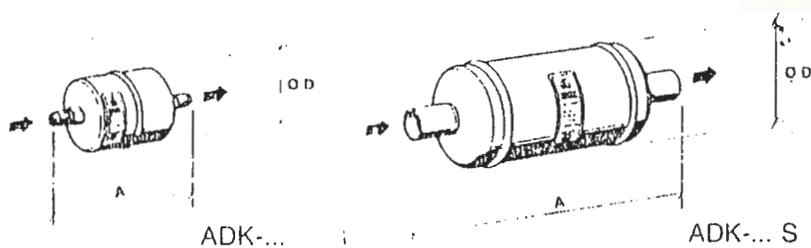
Max. Umgebungstemperatur + 40 °C

Δt = max. zulässiger Temperaturanstieg des Motors über die herrschende Umgebungstemperatur.

Tous les moteurs avec protection thermique interne.

température ambiante max. + 40 °C

Δt = échauffement max. du moteur au-dessus de la température ambiante régnante.



In Flüssigkeitsleitungen
abriebfester Trocknerblock aus Molekularsieve und Aluminiumoxyd
hohe Filtrierleistung
hohe Wasser- und Säureaufnahme

*pour conduites de liquide
cartouche déshydratante sans abrasion de
sieve moléculaire et oxide d'alu
haut pouvoir de filtration
haute absorption d'eau et d'acide*

Serie ADK-Plus für flüssige Kältemittel

série ADK-Plus pour réfrigérants liquides

Artikel article	Anschluss raccord		Leistung puissance kW 1)				Durchflussleistung débit équivalent kW 2)				Abmessung dimensions mm		Bride collier	Inhalt / Karton contenu/ carton	Preis / prix	
	Bordel à visser	Löt à braser	R12	R134a	R22	R502 R404A	R12	R134a	R22	R502 R404A	A	Ø D			Typ	Einzelbezug à l'unité
	Zoll / pouce														Fr.	Fr.
ADK-032	1/4		3	3	4	3	6	7	8	5	111	41	14205-S	25	14.10	12.90
ADK-032S		1/4	3	3	4	3	11	13	14	10	99	41				
ADK-052	1/4		3	3	4	3	6	7	8	5	122	67	14206-S	25	18.50	16.30
ADK-052S		1/4	3	3	4	3	11	13	14	10	114	67				
ADK-053	3/8		8	9	10	7	13	16	18	12	130	67				
ADK-053S		3/8	8	9	10	7	19	23	25	17	114	67				
ADK-082	1/4		3	3	4	3	6	7	8	5	143	67	14206-S	25	22.50	20.20
ADK-082S		1/4	3	3	4	3	11	13	14	10	134	67				
ADK-083	3/8		10	12	13	9	16	19	21	14	151	67				
ADK-083S		3/8	10	12	13	9	22	26	28	19	135	67				
ADK-084	1/2		12	14	16	11	27	32	35	24	157	67				
ADK-084S		1/2	12	14	16	11	30	36	39	26	136	67				
ADK-162	1/4		3	3	4	3	6	7	8	5	167	67	14206-S	25	26.90	24.35
ADK-163	3/8		11	13	14	10	18	21	23	16	175	67				
ADK-163S		3/8	11	13	14	10	24	29	31	22	159	67				
ADK-164	1/2		20	24	26	17	35	42	46	31	179	67				
ADK-164S		1/2	20	24	26	17	42	51	55	38	160	67				
ADK-165	5/8		25	30	32	22	53	63	69	47	191	67				
ADK-165S		5/8	25	30	32	22	53	63	69	47	168	67				
ADK-303	3/8		11	13	14	10	18	21	23	16	245	78	14207-S	10	44.80	40.60
ADK-304	1/2		20	24	26	17	41	49	54	36	250	78				
ADK-304S		1/2	20	24	26	17	45	54	58	40	231	78				
ADK-305	5/8		35	42	44	30	56	67	73	50	262	78				
ADK-305S		5/8	35	42	44	30	60	72	78	54	238	78				
ADK-307S	7/8		45	54	57	38	81	97	106	72	251	78				
ADK-414	1/2		20	24	26	17	42	51	55	38	254	91	14208-S	10	74.50	67.90
ADK-414S		1/2	20	24	26	17	50	60	66	45	234	91				
ADK-415	5/8		35	42	44	30	67	80	88	60	265	91				
ADK-415S		5/8	35	42	44	30	67	80	88	60	240	91				
ADK-417S	7/8		55	66	68	46	89	107	107	73	254	91				
ADK-757S	7/8		70	84	90	60	123	148	158	107	392	91	14208-S	6	101.00	92.30
ADK-759S	1 1/8		95	114	120	80	137	164	176	119	400	91				

Temperaturbereich - 45 °C bis + 65 °C
max. Betriebsüberdruck 31 bar

*température d'utilisation - 45 °C jusqu'à + 65 °C
pression effective de service: 31 bar max.*

1) Die empfohlene Leistung gilt für normale, mit üblicher Sorgfalt installierte Anlagen mit +30 °C Flüssigkeits- und Verdampfungs-Temperaturen bis -15 °C.

1) La puissance recommandée est valable pour des installations réalisées avec les soins habituels, fonctionnant à une température (liquide) de + 30 °C et jusque - 15 °C (évaporation).

Bei Anlagen mit tieferen Verdampfungs-Temperaturen, langen Rohrleitungen, grossen Füllmengen oder ungünstigen Montage-Bedingungen empfiehlt sich die Verwendung des nächstgrösseren Filtertrockner-Typs.

Pour des installations spéciales, températures d'évaporation plus basses, conduites très longues, quantité de réfrigérant importante, conditions de montage défavorables etc., veuillez utiliser un déshydrateur plus grand

2) Die Durchflussleistung bezieht sich gemäss ARI-Standard 710-71 auf einen Druckverlust von 0,14 bar bei einer Flüssigkeits-Temperatur von +30 °C und einer Verdampfungs-Temperatur von -15 °C.

2) Le débit équivalent est basé sur standard ARI-710-71 pour une perte de pression de 0,14 bar, une température du liquide de + 30 °C et d'évaporation de - 15 °C.

Befestigungsbriden Seite F7

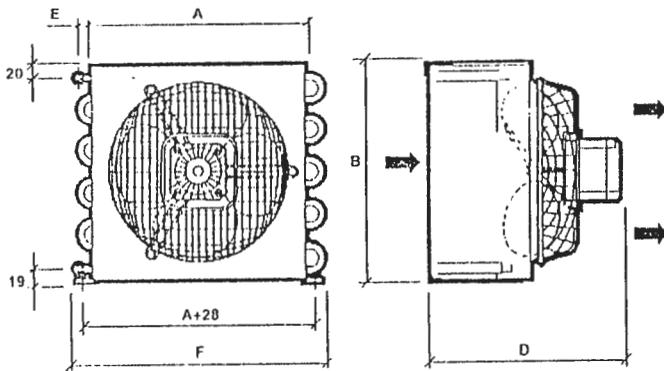
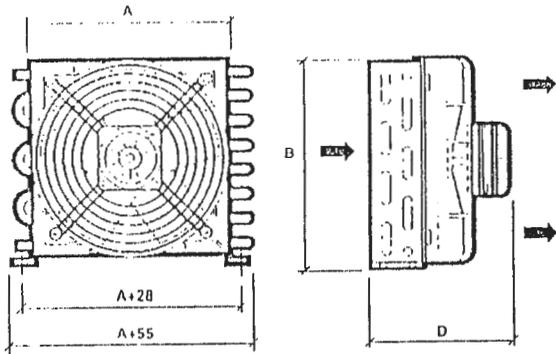
colliers de fixation page F7

Weitere technische Angaben siehe ALCO-Originalprospekt.

pour informations techniques complémentaires voir prospectus ALCO

fig 7.8

Luftgekühlte Kondensatoren *Condenseurs refroidis par air*  **LU-VE**
CONTARDO



A

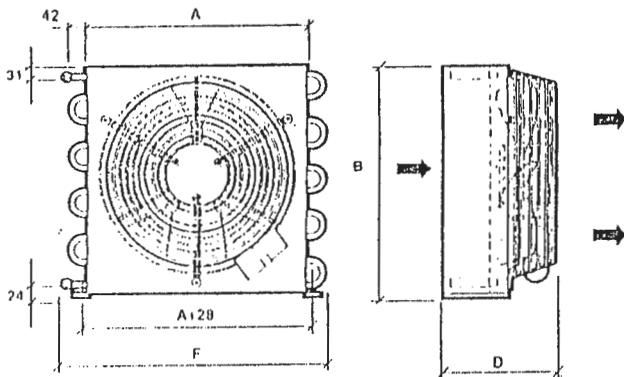


fig 7.5 a

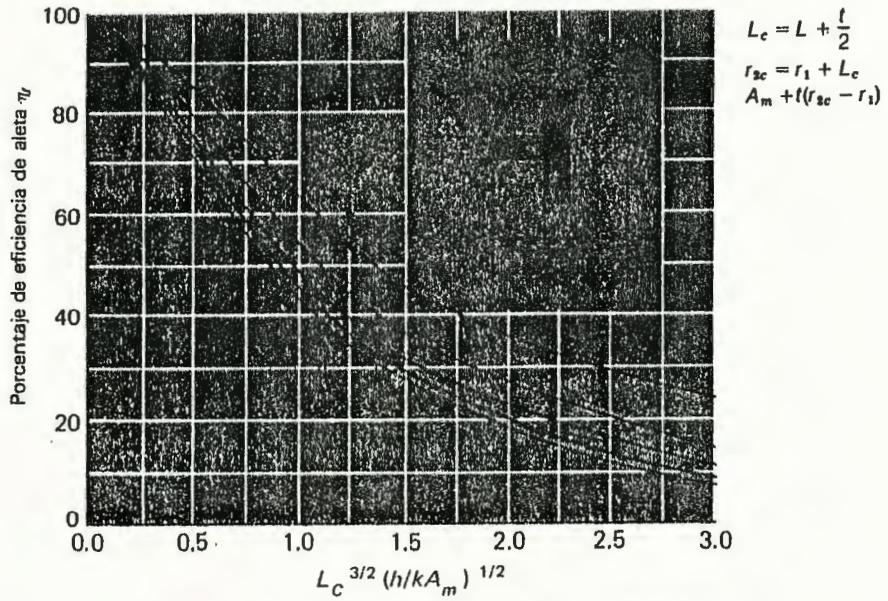
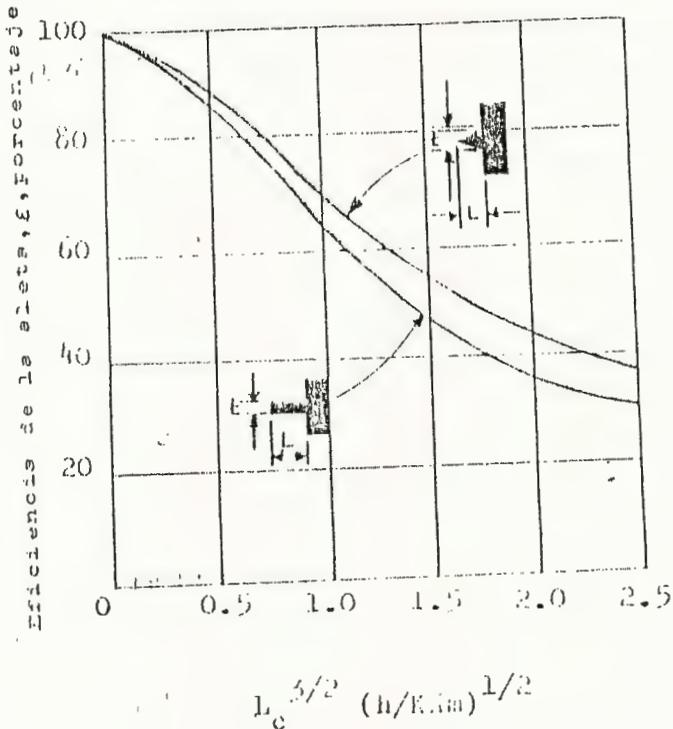


Fig 7.5a Eficiencia de aletas circunferenciales con perfil rectangular,

fig 7.5 b



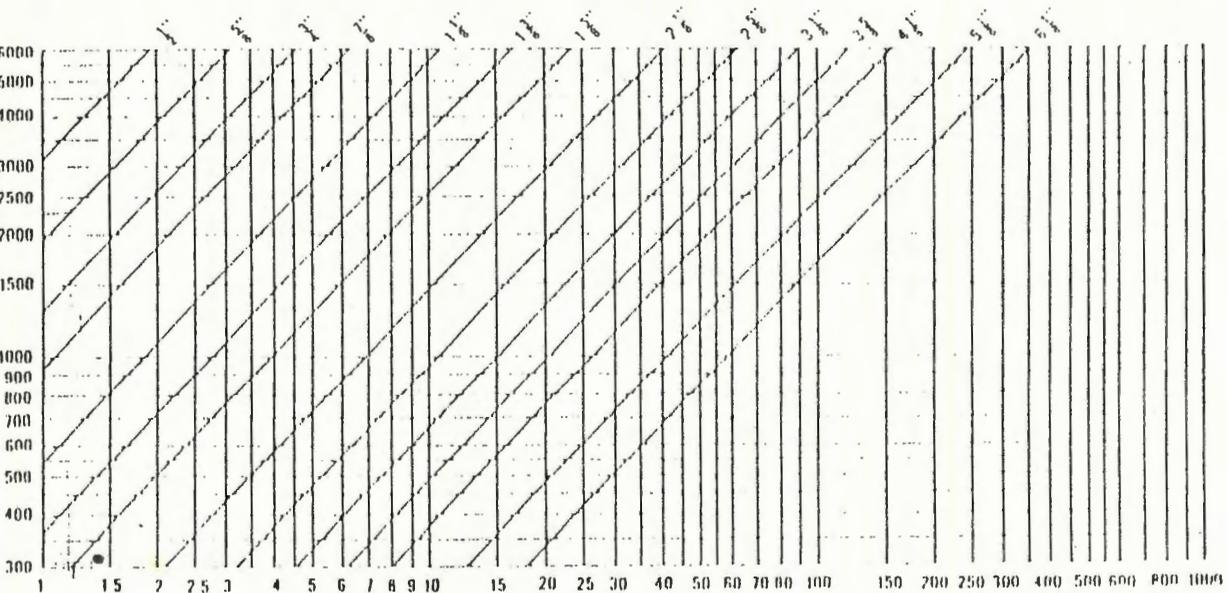
$$L_c = \begin{cases} L + t/2 & \text{aleta rectangular} \\ L & \text{aleta triangular} \end{cases}$$

$$A_m = \begin{cases} tL_c & \text{aleta rectangular} \\ \frac{t}{3} L_c & \text{aleta triangular} \end{cases}$$

fig 7.6 y fig 7.7

VELOCIDAD DEL GAS EN LA LINEA DE SUCCION

TUBO DE COBRE DE DIAMETRO EXTERNO TIPO I.

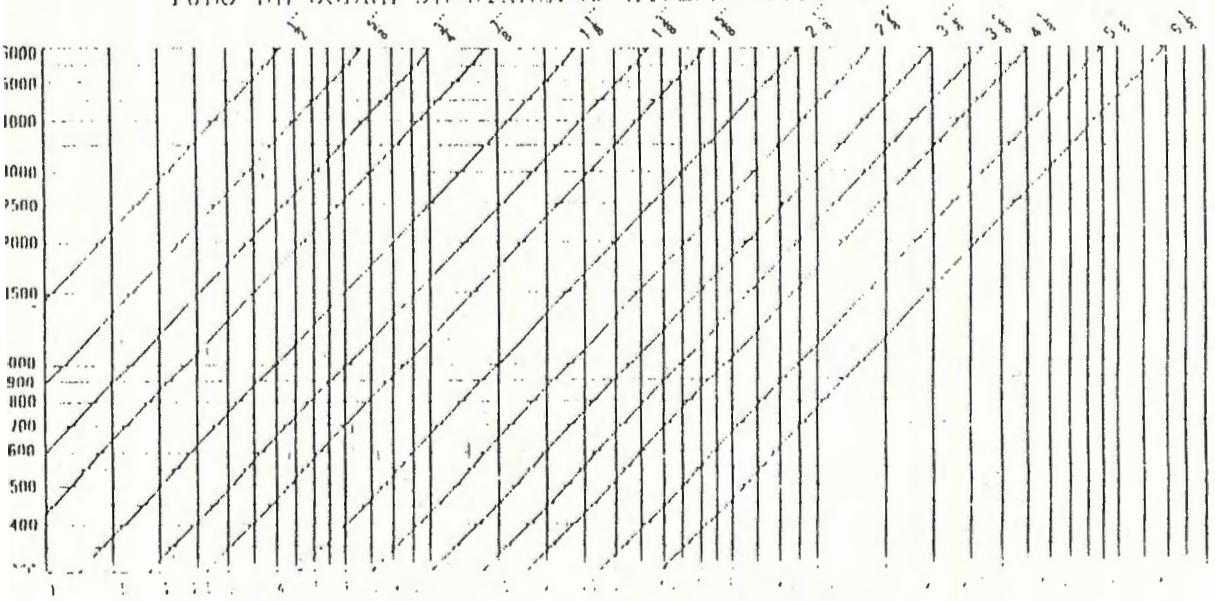


CAPACIDAD EN TONELADAS PARA TEMPERATURAS SATURADAS DE SUCCION DE 40°C Y CONDENSACION DE 105°C .-

FACTORES DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS .-

VELOCIDAD DEL GAS EN LA LINEA DE DESCARGA

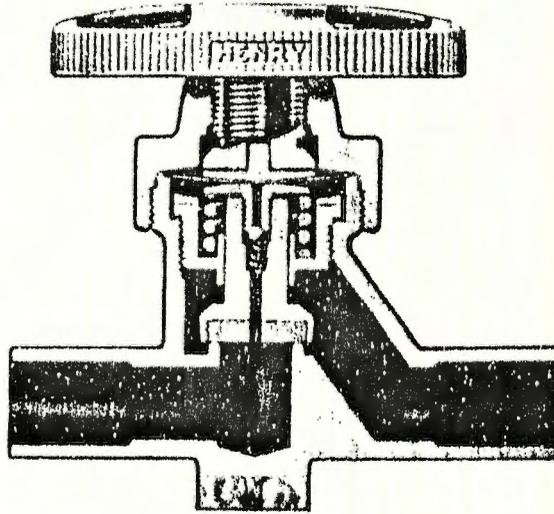
TUBO DE COBRE DE DIAMETRO EXTERNO TIPO I.



CAPACIDAD EN TONELADAS PARA TEMPERATURAS SATURADAS DE SUCCION DE 40°C Y CONDENSACION DE 105°C .-

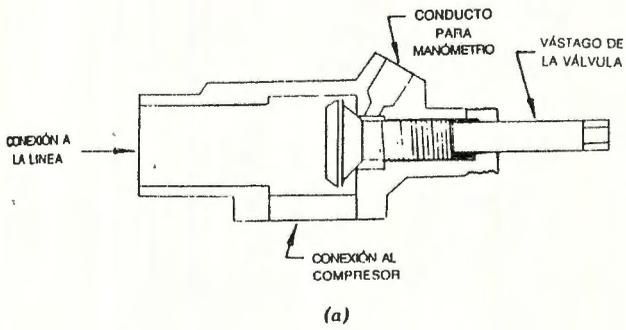
FACTORES DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS .-

fig 8.1.1

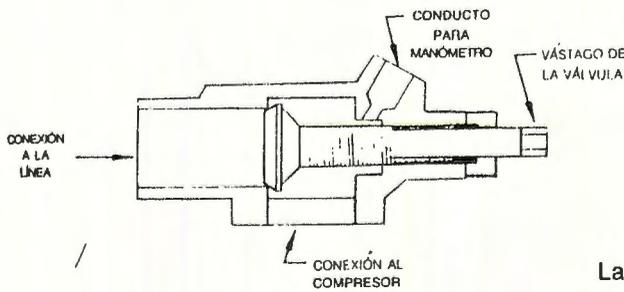


Válvula de cierre manual para refrigerante, del tipo de diafragma sin empaque.

fig 8.1.2



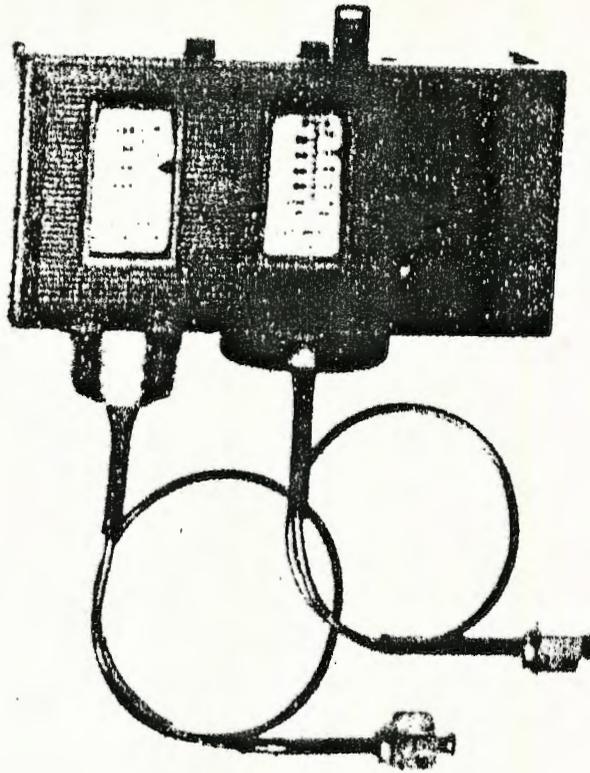
(a)



(b)

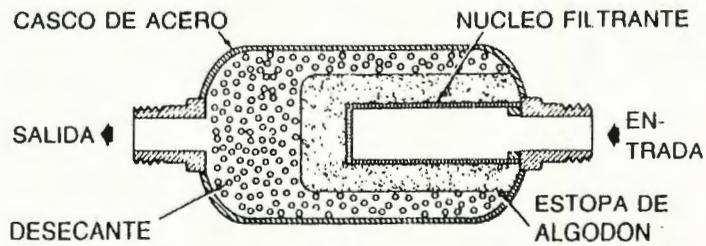
Válvula de servicio del compresor. a) La válvula en posición posterior. b) La válvula en su posición anterior.

fig 8.1.3



Controlador de doble presión (combina los controles de baja y alta presión del compresor).

fig 8.1.4

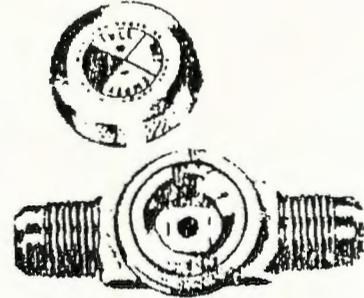


Filtro secador de refrigerante.

fig 8.1.5

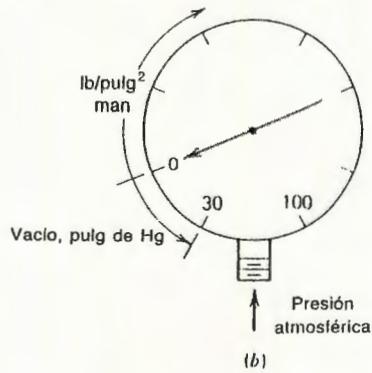
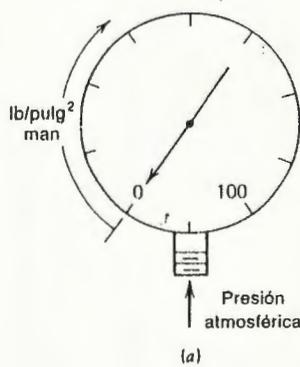


Indicador de líquido para el
gerante.

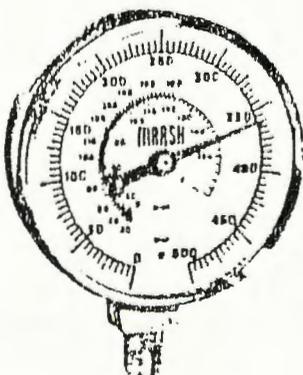


INDICADOR DE HUMEDAD Y DE LIQUIDO

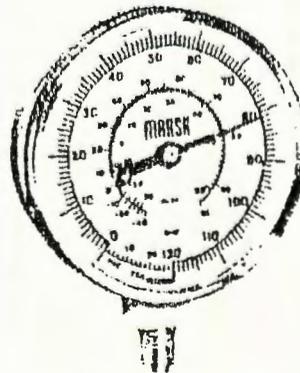
fig 8.1.6



Manómetros de presión. a) El manómetro de compresión indica solamente la presión manométrica. b) El manómetro compuesto indica la presión manométrica y la de vacío.



Manómetro de Alta Presión



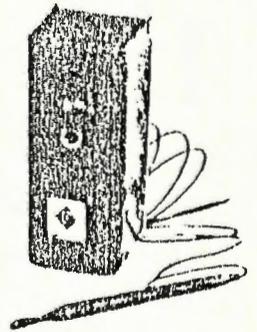
Manómetro Compuesto

fig 8.4

CONTROLES DE TEMPERATURA EN REFRIGERACION

RANGO DUAL (°F y °C)

ELEMENTO PODEROSO DE ACCION HIDRAULICA CON UN ALTO BULBO REMOTO SENSITIVO EL CUAL ESTA PREPARADO PARA APLICARLO A TODO TIPO DE TRABAJO DE REFRIGERACION INDUSTRIAL O COMERCIAL.



TAMAÑO: ALTURA 5-3/8" ANCHO 2-5/16" LONG. 2-9/16"

No. DEL MODELO	GRADOS	Diff.	LONG. DEL TAMAÑO DEL.		ACCION ELECTU. SWITCH	LECTURA DEL MOT.		PESO LBS
			CAPILAR	BULBO		120V AC	240V AC	
OTH-101 F/C	-30 TO 90°F -34 TO 29°C	Adj. 3 1/2 to 40	5 Ft 1.5 M	5-3/4" x 3/8" 14.3 cm x 9.53 mm	TIERRA AL SUBIR	FGH	16A 8.0A	1.25

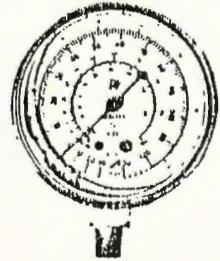
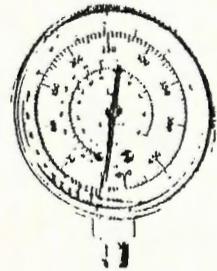
fig 8.5

COMPONENTES Y PRESIONES DE LOS CALIBRADORES

ESTE CALIBRADOR SE PUEDE USAR EN ALGUN MANIFOLD PORTATIL O SE MONTA EN MUCHOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO PERMANENTE.

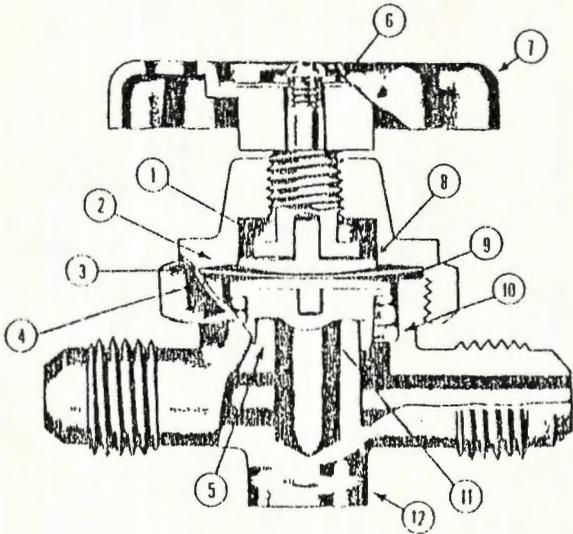
SUS LENTES SE HACEN RESISTENTES PARA QUE NO SE ASTILLEN Y PROVEEN FACILMENTE EL AJUSTE.

SE USAN CON R-12, R-22, Y R-502



No. DEL MODELO	ESCALA DUAL		TAMA NO	COLOR	PESO
	PULG.	KLG.			
QG - 229 P	0.500 P.S.I.	0.35 KLG/CM ²	2 1/2"	ROJO	.32
QG - 230 V	30 VAC. A 250 P.S.I.	760 MMVAC A 17.5 Kg/cm ²	2 1/2"	AZUL	.32

fig 8.6



Modelo 515

- 1-Base del asentamiento
- 2-Charra de bronce forjado
- 3-Jello hermético
- 4-Diámetro del diafragma
- 5-Asentamiento sobresaliente
- 6-Placa individual
- 7-Rueda manual redonda
- 8-Placa con baleros flotante
- 9-Placa no rotativa
- 10-Lapadara de bronce de la base
- 11-Pisco estabilizador de calor
- 12-Cuerpo del núcleo de bronce forjado

Dimensiones-pulgadas

Número de catálogo	Medida de conexión	Abertura total	De cara a cara	Al centro del agujero
A roscar				
5151	1/4" Flare	2 5/8	2 3/8	2
5153	3/8" Flare	2 3/4	2 3/8	2
5154	1/2" Flare	2 1/4	3 1/8	2
5155	3/8" Flare	3 1/8	4 1/8	2
A soldar				
5161	1/4" O.D.S.	2 5/8	3 1/8	2
5163	1/4" O.D.S.	2 3/4	3 3/8	2
5164	1/2" O.D.S.	2 1/4	3 1/8	2
5165	3/8" O.D.S.	3 1/8	4 1/8	2
5166	1/4" O.D.S.	4 7/8	4 1/8	3 1/4
5167	1/4" O.D.S.	4 3/8	4 3/8	3 1/4
5168	1 1/4" O.D.S.	5 1/8	5 1/8	
Con terminal de cobre expandido				
5171	1/4" O.D.S.	2 3/8	6 1/8	2
5173	1/4" O.D.S.	2 3/8	6 1/8	2
5174	1/2" O.D.S.	2 1/4	7 1/8	2
5175	3/8" O.D.S.	3 1/8	7 1/8	2

TABLA 8.2a

Relés de sobrecarga térmicos retardados 3UA5 para arranque normal

Datos para selección y pedidos				
Para montaje a contactor e independiente	Relés de sobrecarga 3UA5 con : <ul style="list-style-type: none"> • Contactos auxiliares 1NA + 1NC • RESET manual/automático • Indicador de estado • Borne para la conexión de la bobina del contactor • Sensibilidad contra falta de fase 10 s 			
	Contactor/ arrancador	Gama de regulación ¹⁾	Relés de sobrecarga 3UA5	
	(tipo ¹⁾)	A	No. de pedido	Precio
Para fijación por abroche y tornillo con piezas de conexión fijación a perfil de 35 mm según DIN EN 50 022				
 3UA50 3UA52	3TF30, 3TF31, 3TF40, 3TF41, 3TD40 ²⁾ , 3TD41 ²⁾ , 3TE40, 3TW10, 3TW12, 3TW40 3TW41	0,1 - 0,16 0,16 - 0,25 0,25 - 0,4 0,4 - 0,63 0,63 - 1 0,8 - 1,25 1 - 1,6 1,25 - 2 1,6 - 2,5 2 - 3,2 2,5 - 4 3,2 - 5 4 - 6,3 5 - 8 6,3 - 10 8 - 12,5 10 - 14,5	3UA50 00-0A 3UA50 00-0C 3UA50 00-0E 3UA50 00-0G 3UA50 00-0J 3UA50 00-0K 3UA50 00-1A 3UA50 00-1B 3UA50 00-1C 3UA50 00-1D 3UA50 00-1E 3UA50 00-1F 3UA50 00-1G 3UA50 00-1H 3UA50 00-1J 3UA50 00-1K 3UA50 00-2S	0,14
 3UX1 418, 3UX1 420	Pieza de conexión para montaje independiente de 3UA50		3UX1 418	0,05
	3TF32, 3TF33, 3TF42, 3TF43, 3TD42 ²⁾ , 3TD43 ²⁾ , 3TE42, 3TW13, 3TW42 3TW43,	0,1 - 0,16 0,16 - 0,25 0,25 - 0,4 0,4 - 0,63 0,63 - 1 0,8 - 1,25 1 - 1,6 1,25 - 2 1,6 - 2,5 2 - 3,2 2,5 - 4 3,2 - 5 4 - 6,3 5 - 8 6,3 - 10 8 - 12,5 10 - 16 12,5 - 20 16 - 25	3UA52 00-0A 3UA52 00-0C 3UA52 00-0E 3UA52 00-0G 3UA52 00-0J 3UA52 00-0K 3UA52 00-1A 3UA52 00-1B 3UA52 00-1C 3UA52 00-1D 3UA52 00-1E 3UA52 00-1F 3UA52 00-1G ✓ 3UA52 00-1H 3UA52 00-1J 3UA52 00-1K 3UA52 00-2A 3UA52 00-2B 3UA52 00-2C	0,14
	Pieza de conexión para montaje independiente de 3UA52		3UX1 420	0,05

TABLA 8.3a

Contadores de corriente alterna 3TF20 hasta 3TF68

Datos para selección y pedidos												
Accionamiento por corriente alterna												
Tamaño	Contactor Categoría de servicio AC-2 y AC-3	Potencias nominales de los motores trifásicos para 50 Hz y					Intensidad nom. de servicio I _N /AC-1	Contactos auxiliares		No. de pedido	Precio	Peso aprox.
		Intensidad nominal de servicio I _n para 400/380 V A	230/220 V kW	400/380 V kW	500 V kW	690/660 V kW		1000 V kW	Nº carac-terístico			
								NA	NC	(Completar el No de pedido según la tabla de la página 3/38)		kg
Con conexión por tornillo												
para fijación por tornillo o abroche sobre perfil de 35 mm según DIN EN 50022												
3TF20	9	2,4	4	4	4	-	16	10	1	-	3TF20 10-0A.. ✓	0,17
								01	-	1	3TF20 01-0A..	
								11	1	1	3TF22 11-0A..	0,22
								22	2	2	3TF22 22-0A..	
3TF40	9	2,4	4	5,5	5,5	-	20	10	1	-	3TF40 10-0A..	0,37
								01	-	1	3TF40 01-0A..	0,37
								11	1	1	3TF40 11-0A..	0,41
								22	2	2	3TF40 22-0A..	0,43
3TF40	12	3,3	5,5	7,5	7,5	-	20	10	1	-	3TF41 10-0A..	0,37
								01	-	1	3TF41 01-0A..	0,37
								11	1	1	3TF41 11-0A..	0,41
								22	2	2	3TF41 22-0A..	0,43
3TF40	16	4	7,5	9	11	-	30	10	1	-	3TF42 10-0A..	0,46
								11	1	1	3TF42 11-0A..	0,47
								20	2	-	3TF42 20-0A..	0,47
								22	2	2	3TF42 22-0A..	0,49
3TF40	22	5,5	11	11	11	-	30	10	1	-	3TF43 10-0A..	0,46
								11	1	1	3TF43 11-0A..	0,47
								20	2	-	3TF43 20-0A..	0,47
								22	2	2	3TF43 22-0A..	0,49
con bloques de contactos auxiliares adosados												
3TF45	32	8,5	15	21	23	-	55	11 ¹⁾	1	1	3TF44 11-0A..	0,7
								22	2	2	3TF44 22-0A..	0,8
	38	11	18,5	25	23	-	55	11 ¹⁾	1	1	3TF45 11-0A..	0,7
								22	2	2	3TF45 22-0A..	0,8
para fijación por tornillo												
fijación por abroche sobre perfil de 75 mm según DIN EN 50023 con placa base (véase página 3/43)												
3TF46	45	15	22	30	39	-	80	22	2	2	3TF46 22-0A..	1,4
								44	4	4	3TF46 44-0A..	1,6
	63	18,5	30	41	55	-	90	22	2	2	3TF47 22-0A..	1,4
								44	4	4	3TF47 44-0A..	1,6
3TF48	75	22	37	50	67	39	100	22	2	2	3TF48 22-0A..	2,3
								44	4	4	3TF48 44-0A..	2,5
	85	26	45	59	67	39	100	22	2	2	3TF49 22-0A..	2,3
								44	4	4	3TF49 44-0A..	2,5
3TF50	110	37	55	76	100	55	160	22	2	2	3TF50 22-0A..	3,3
								44	4	4	3TF50 44-0A..	3,5
	140	43	75	98	100	55	160	22	2	2	3TF51 22-0A..	3,3
								44	4	4	3TF51 44-0A..	3,5

Los contactores de corriente alterna 3TF46 hasta el 3TF50 se suministran con bornes para la conexión de los conductores principales.

Si se desea se pueden suministrar estos contactores sin bornes y en su lugar conexiones de pletina y tornillos por el mismo precio.

En este caso hay que completar el número de pedido con "-Z" y designar la designación abreviada "AC".

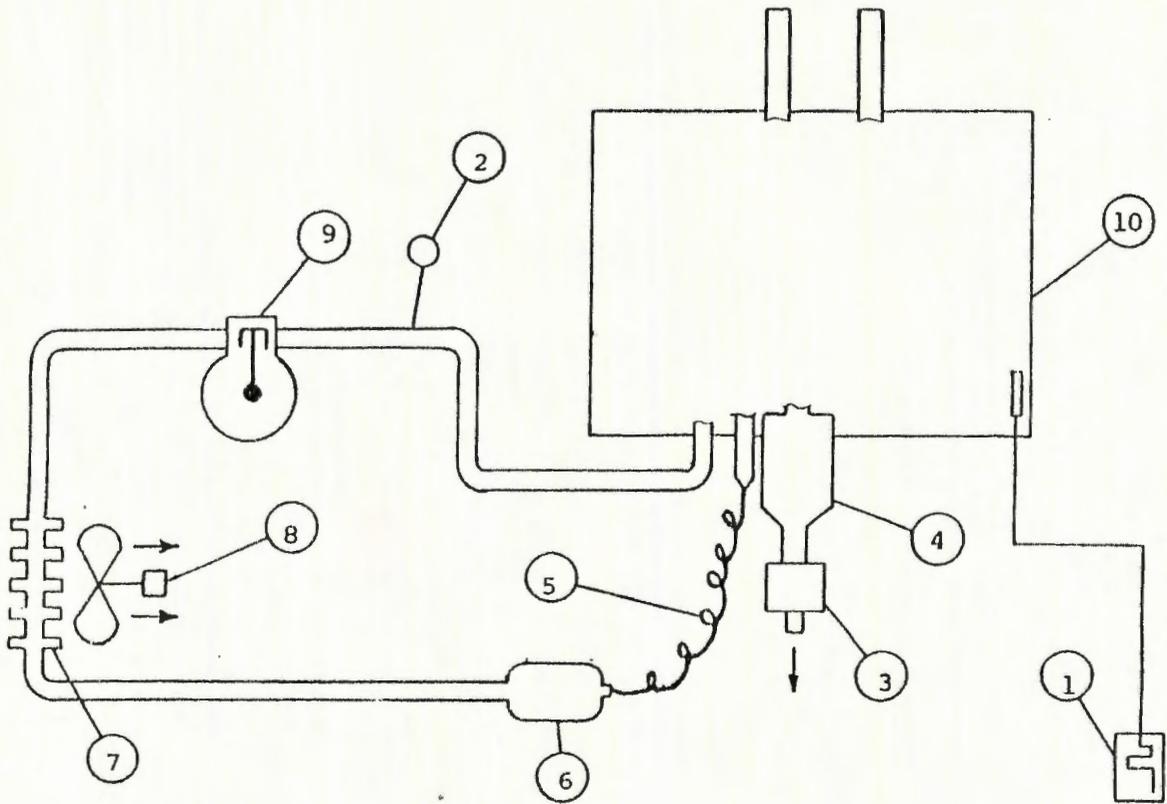
Ejemplo: 3TF50 22-0AP0-Z

Consultar los datos técnicos de los contactores de corriente alterna 3TF2 en las páginas 3/4 hasta 3/6.

Para protección del motor con relés de sobrecarga, véase páginas 3/65 hasta 3/74.

Los accesorios se pueden consultar en las páginas 3/14 y 3/42 hasta 3/45.

PLANOS

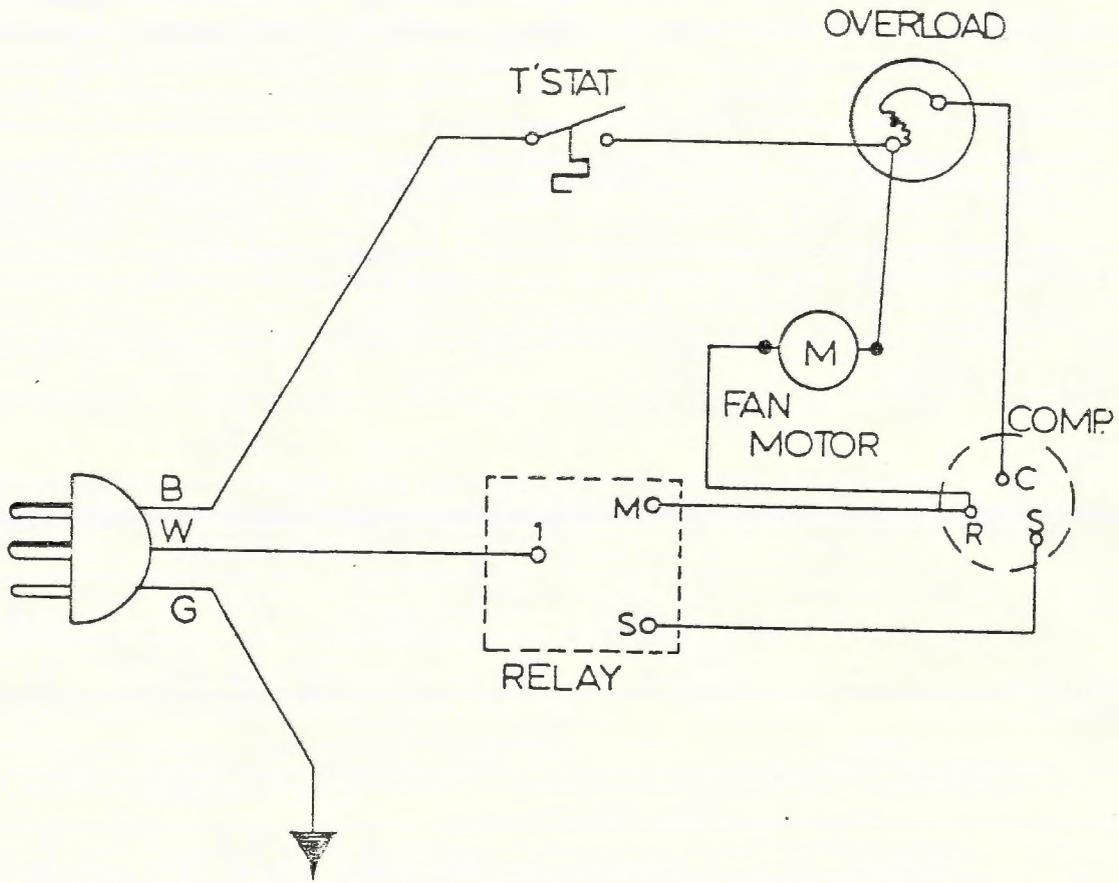


- | | |
|----------------------|----------------|
| 1. TERMOSTATO | 6. DESECADOR |
| 2. MANOMETRO | 7. CONDENSADOR |
| 3. TRAMPA AUTOMATICA | 8. VENTILADOR |
| 4. SEPARADOR | 9. COMPRESOR |
| 5. TUBO CAPILAR | 10. EVAPORADOR |

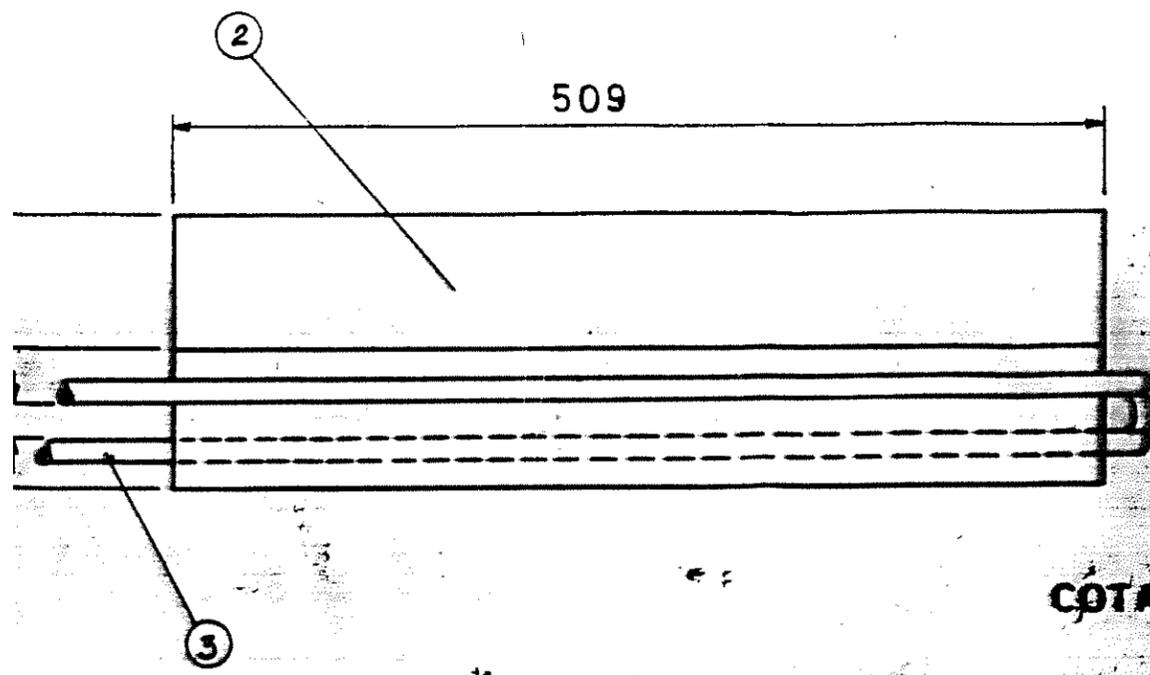
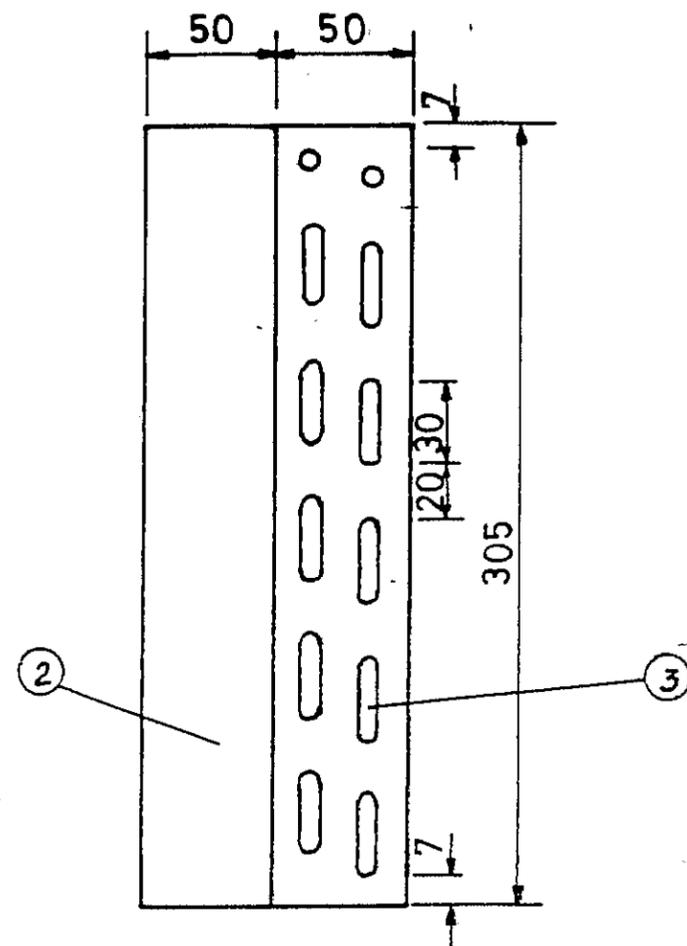
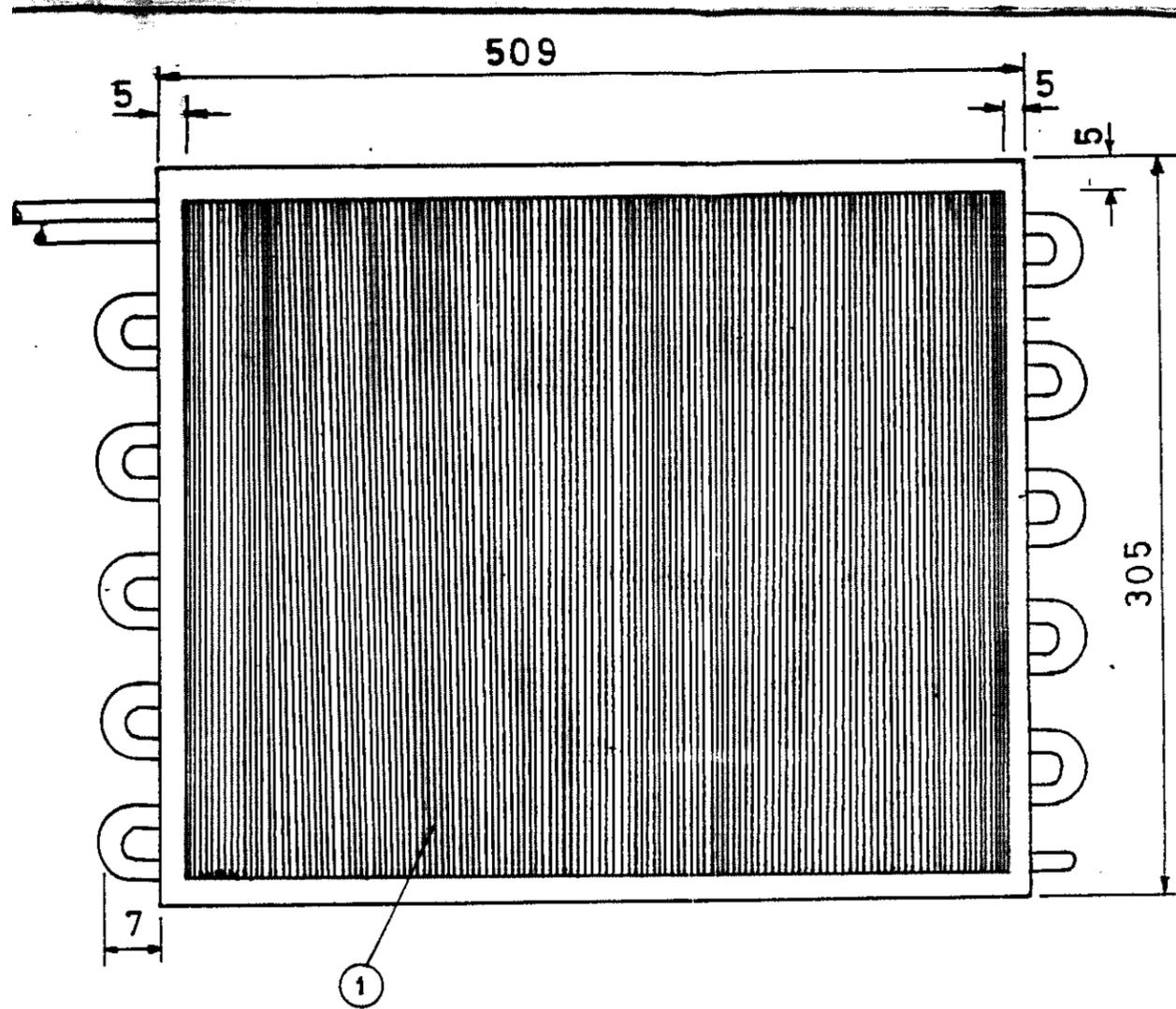
UNIVERSIDAD DON BOSCO

PLANO1

ESQUEMA DEL SECADOR



UNIVERSIDAD DON BOSCO	PLANO 2
CIRCUITO ELECTRICO	



COTAS EN mm

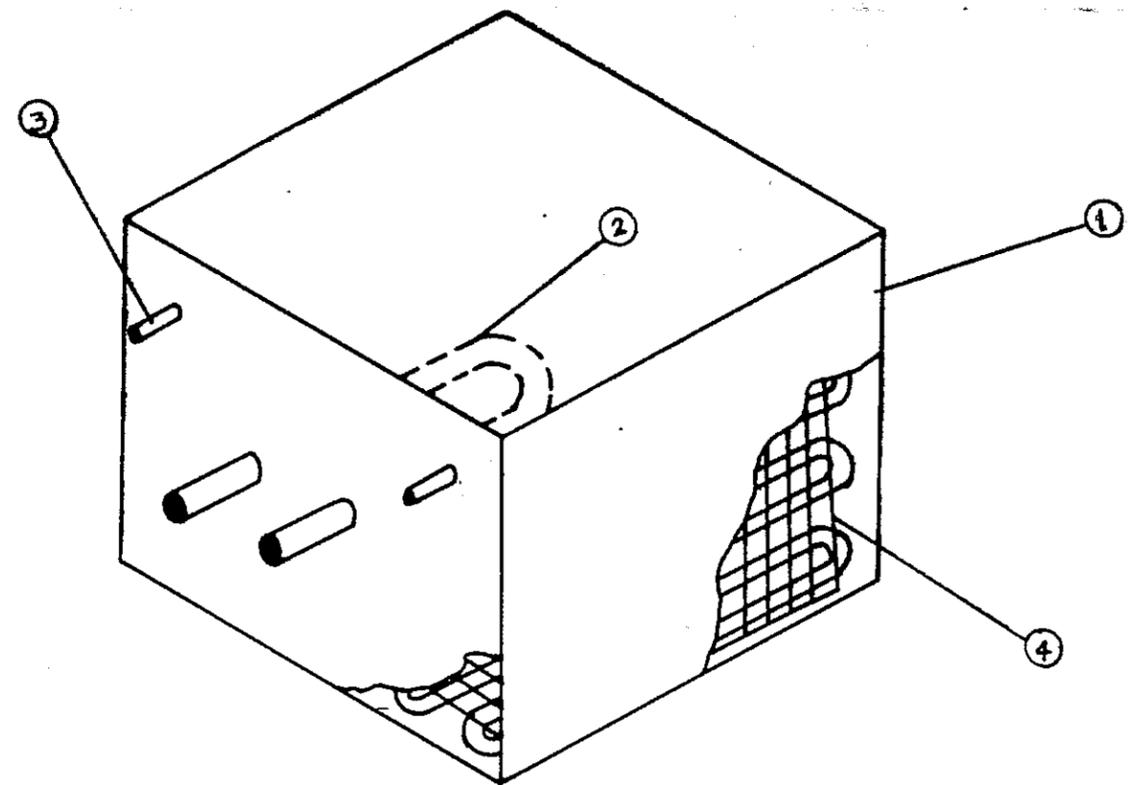
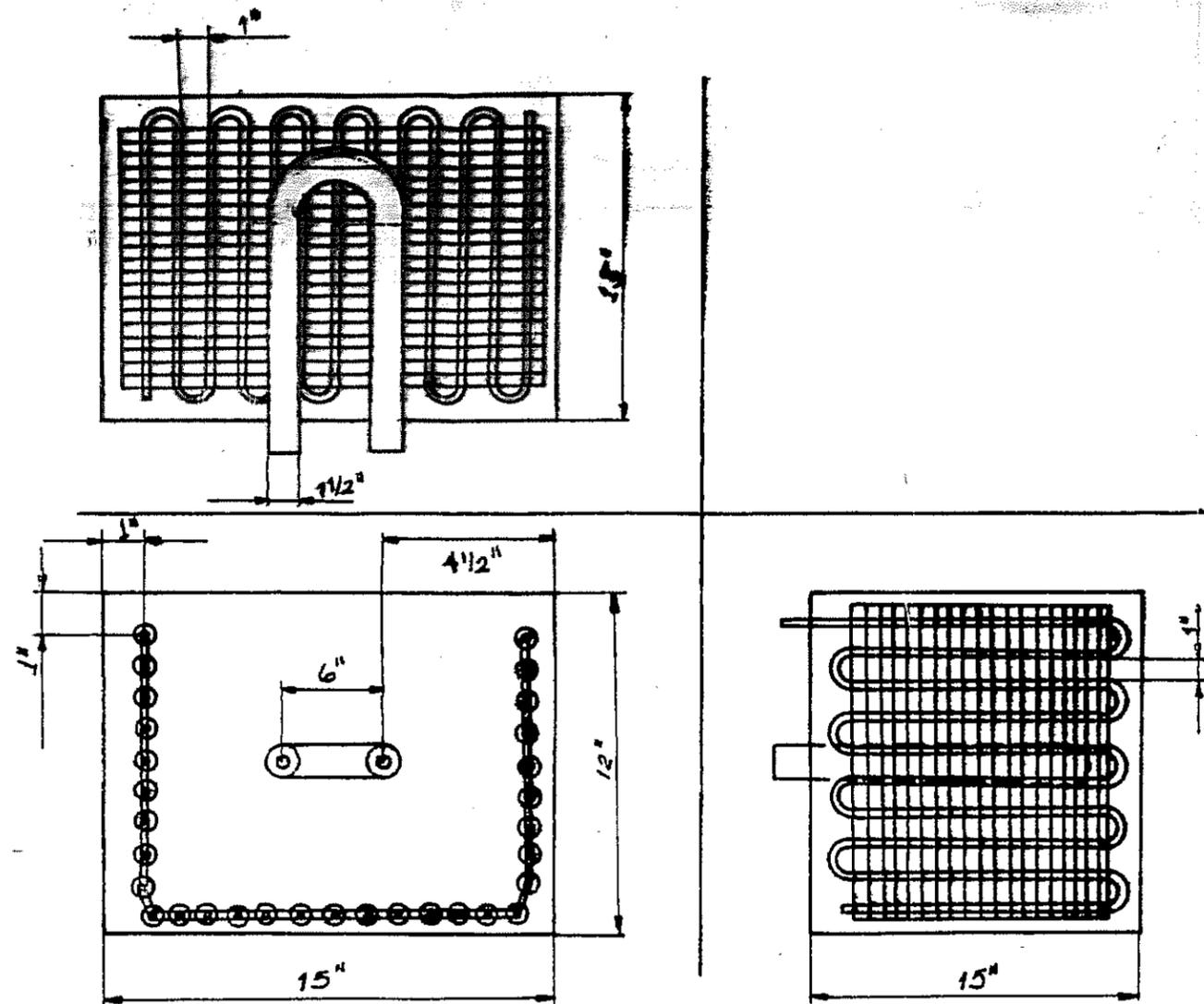
3	TUBO DE COBRE	1
2	LAMINA GALVANIZADA	2
1	ALETAS DE ALUMINIO 1/64"	165/pie
POS.	DENOMINACION	CANT.

UNIVERSIDAD DON BOSCO
 FACULTAD DE INGENIERIA
 ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

TRABAJO DE GRADUACION

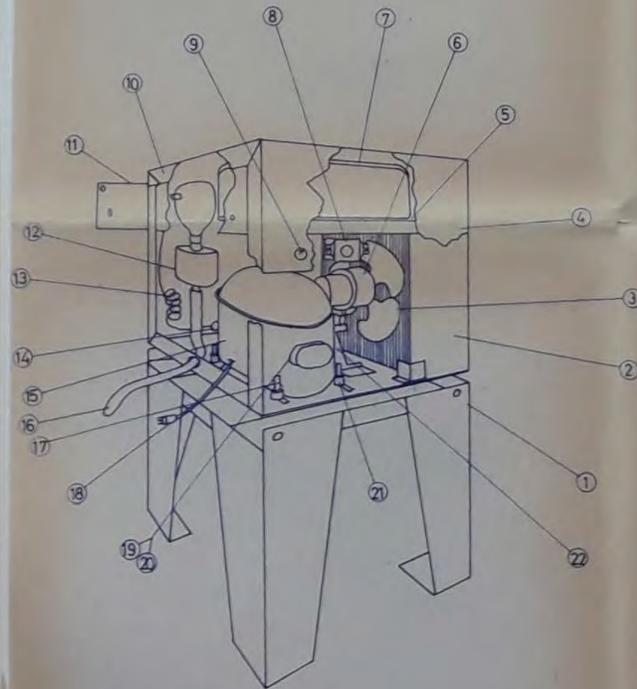
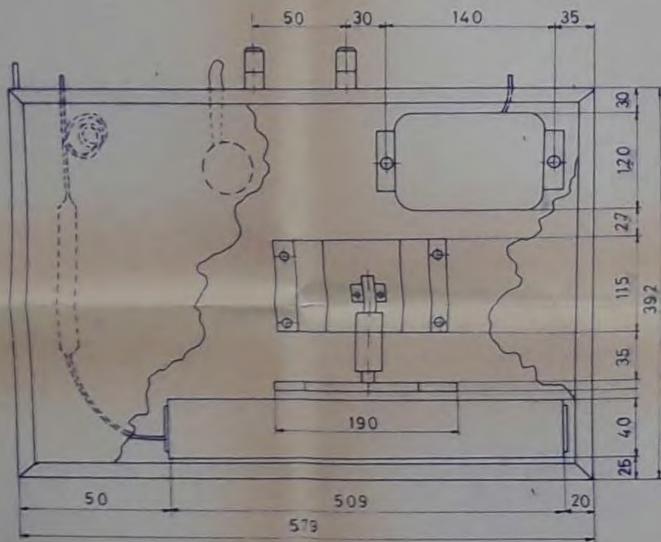
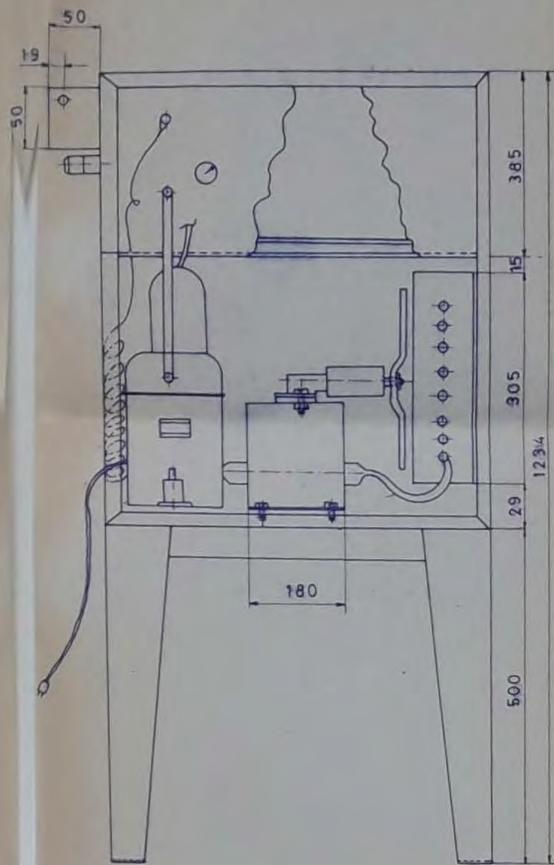
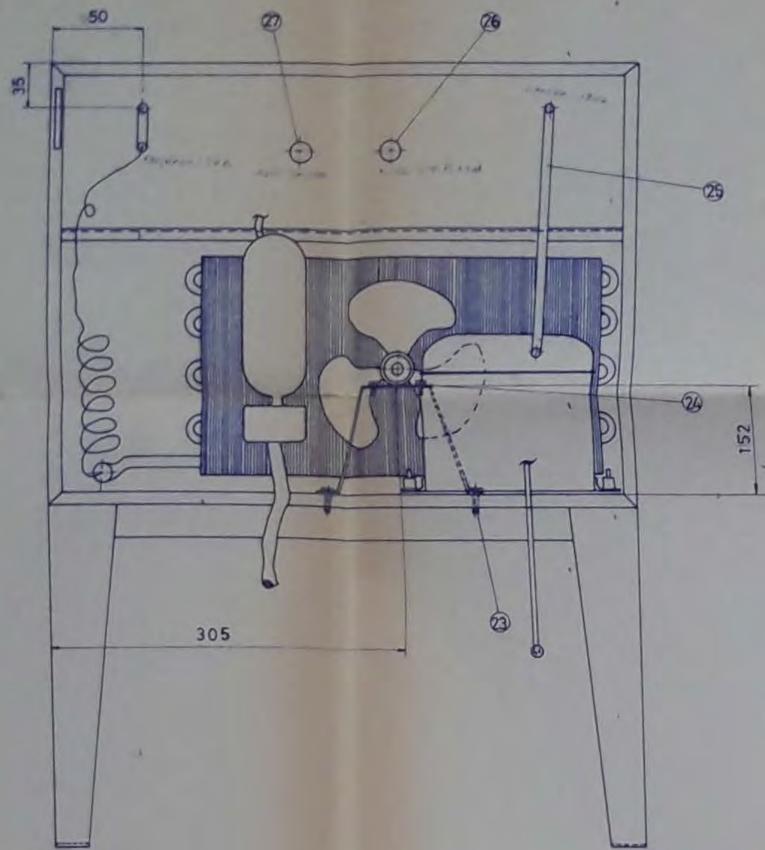
CONDENSADOR

Escala 1:4 Fecha Sept. '95	Asesor: Ing. F. Deleón Evaluador: Ing. M. Molina Ing. Henríquez	Firma 	Presentan: R. Montoya R. Velasco	
-------------------------------------	---	-----------	--	--



POS.	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.
1	PISCINA	Lamina h. negro 1/8"	1
2	TUBO PARA AIRE	Acero al c. ϕ 1 1/2"	1
3	TUBING PARA 134a	Cobre ϕ 3/8"	40 pie
4	ALETEADO	Aluminio 1/64"	180 cp.

UNIVERSIDAD DON BOSCO FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA				
TRABAJO DE GRADUACION				
EVAPORADOR				
Escala 1:6	Asesor: Ing. Francisco Deleon	Firma 	Presentan R. Montoya	3
Fecha Sept. '95	Evaluan: Ing. Henriquez Ing. Molina		R. Velasco	4



27	Salida de aire del sistema	Tuberia acero al carbono con NPT 1/2"	1
26	Entrada de aire al sistema	Tuberia acero al carbono con NPT 1/2"	1
25	Tuberia succion del compresor	Tubing de cobre ø 5/8" tipo K	1
24	Fijacion del ventilador	Tornillos ø 3/8" x 3/4" NC	2
23	Fijacion bancada del ventilador	Tornillos ø 3/8" x 1" NC	4
22	Bancada del ventilador	Lamina lisa hierro comercial 1/8"	1
21	Antivibradores para compresor	Tacos de hule ø 1/2" x 1"	4
20	Rele	Estandar	1
19	Relevador de retardo	Estandar	1
18	Conexion electrica	Cable THW 14 con cubierta	1
17	Soportes del compresor	Tornillos ø 1/2" x 2" NC	4
16	Dreno de condensado	Manguera comercial ø 3/4"	1
15	Compresor	Estandar	1
14	Filtro desecante	Estandar	1
13	Tubo capilar	Estandar ø 5/64"	1
12	Trampa	Estandar	1
11	Placa para el start	Lamina lisa hierro comercial 1/8"	1
10	Bancada	Hierro angular com. 1x1" x 1/8"	12
9	Medidor de presion	Estandar	1
8	Termostato	Estandar	1
7	Piscina de glicol	Lamina lisa hierro comercial 1/8"	1
6	Motor del ventilador	Estandar	1
5	Aislante	Durapast comercial 1" de espesor	4
4	Cubierta de la estructura	Lamina lisa hierro comercial 1/8"	4
3	Ventilador	Lamina 1/8" ø 190mm	1
2	Cubierta del condensador	Lamina lisa galvanizada 1/16"	1
1	Soportes de bancada	Hierro angular comer. 3x3" x 1/4"	4
Posic.	Denominación	Material	Cant.

UNIVERSIDAD DON BOSCO				
FACULTAD DE INGENIERIA				
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA				
TRABAJO DE GRADUACION				
CONJUNTO				
Escala	Asesor	Firma	Presentan	5
1:1	Ing. Francisco A. Deleon T.	<i>[Signature]</i>	Romeo Manfaya Renato Velasco	
Fecha	Evaluan		Cotas en mm	5
Sept '95	Ing. Osmin Henriquez Ing. Mario Molina	<i>[Signature]</i> <i>[Signature]</i>	5	