



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

SISTEMA DE REFRIGERACION CON DESCONGELAMIENTO
AUTOMATICO MEDIANTE GAS CALIENTE

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO-ELECTRICISTA

(AREA MECANICA)

P R E S E N T A

EDUARDO BERNAL VARGAS

Director: Ing. Gabriel Ascanio Gasca



MEXICO, D. F.

1995

FALLA DE ORIGEN

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

**A mis padres Concepción y Mario
por el apoyo y cariño que siempre
me han brindado.**

**A mi hermana Mónica
con todo cariño.**

**A mi tía Carmelita por todo
el apoyo y cariño que siempre
me ha brindado.**

A Tere por toda su comprensión y cariño.

A Lalito con todo cariño.

A

Fernando

Rafael

Métodio

Vicente

gracias por su amistad.

A todos mis profesores y compañeros de la Facultad de Ingeniería que colaboraron de alguna manera.

A todos mis amigos y compañeros del Centro de Instrumentos de la UNAM que me brindaron su apoyo.

Al Ing. Gerardo Ruiz Botello y Ing. Jesús Ramírez Ortega por la confianza depositada en mí para laborar en Centro de Instrumentos de la UNAM.

**Un agradecimiento especial para el Ing. Gabriel Ascanio Gasca por todo el apoyo
brindado en la realización de esta tesis y por su amistad.**

CONTENIDO

	Pag.
OBJETIVO.	1
INTRODUCCION.	2
CAPITULO 1. "SISTEMAS DE REFRIGERACION"	
Sistema vapor compresión.	10
Sistema de absorción.	12
Sistema de absorción de bromuro de litio.	13
Sistema de chorro de vapor o vacío.	15
Sistema de ciclo forzado.	16
Sistema de temperatura extremadamente baja.	17
Sistema de serpentín inundado.	18
Sistema de paquete hermético.	19
CAPITULO 2. "CICLO DE REFRIGERACION"	
Ciclo teórico de refrigeración.	24
Efecto de la temperatura de succión en la eficiencia del ciclo.	29
Efecto de la temperatura condensante en la eficiencia del ciclo.	31
Ciclo real de refrigeración.	33
Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión.	33
Sobrecalentamiento sin aprovechamiento del enfriamiento.	35
Sobrecalentamiento con aprovechamiento del enfriamiento.	36
Sobrecalentamiento en la tubería de succión fuera del espacio refrigerado.	37
Sobrecalentamiento del vapor dentro del espacio refrigerado.	37
Efecto del subenfriamiento del líquido.	38
Cambiadores de calor succión - líquido.	40
Efectos de las pérdidas.	41
Caida de presión.	43

CONTENIDO

	Pag.
OBJETIVO.	1
INTRODUCCION.	2
CAPITULO 1. "SISTEMAS DE REFRIGERACION"	
Sistema vapor compresión.	10
Sistema de absorción.	12
Sistema de absorción de bromuro de litio.	13
Sistema de chorro de vapor o vacío.	15
Sistema de ciclo forzado.	16
Sistema de temperatura extremadamente baja.	17
Sistema de serpentín inundado.	18
Sistema de paquete hermético.	19
CAPITULO 2. "CICLO DE REFRIGERACION"	
Ciclo teórico de refrigeración.	24
Efecto de la temperatura de succión en la eficiencia del ciclo.	29
Efecto de la temperatura condensante en la eficiencia del ciclo.	31
Ciclo real de refrigeración.	33
Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión.	33
Sobrecalentamiento sin aprovechamiento del enfriamiento.	35
Sobrecalentamiento con aprovechamiento del enfriamiento.	36
Sobrecalentamiento en la tubería de succión fuera del espacio refrigerado.	37
Sobrecalentamiento del vapor dentro del espacio refrigerado.	37
Efecto del subenfriamiento del líquido.	38
Cambiadores de calor succión - líquido.	40
Efectos de las pérdidas.	41
Caida de presión.	43

CAPITULO 3. "PARTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION"

Compresores reciprocantes.	45
Compresor rotatorio.	46
Compresor centrifugo.	47
Compresor tipo abierto.	49
Moto - compresores semi - herméticos.	49
Moto - compresor hermético.	50
Válvulas de succión y descarga.	51
Válvulas de disco con movimiento vertical.	52
Válvulas de placa anular.	53
Válvulas de lámina flexible.	53
Lubricación.	54
Enfriamiento del compresor.	56
Condensadores.	58
Condensadores enfriados por aire.	57
Condensadores enfriados por agua.	59
Condensadores evaporativos.	60
Temperatura de condensación.	61
Evaporadores.	62
Evaporadores de serpiente.	63
Evaporador de tubos y coraza o enfriador.	64
Transferencia de calor en evaporadores.	64
Dispositivos de control de flujo de refrigerante.	66
Válvula termostática de expansión.	67
Tubo capilar.	69
Válvula solenoide.	72
Válvula de una sola dirección.	73

Válvulas de paso manual.	73
Válvulas de servicio del compresor.	73
Válvulas de tipo schrader.	74
Válvulas de alivio.	75
Válvulas reguladoras de agua.	75

CAPITULO 4. "DESCONGELAMIENTO MEDIANTE GAS CALIENTE"

Serpentines reevaporadores.	79
Sistema de descongelamiento con evaporadores múltiples.	80
Descongelamiento con ciclo invertido.	81
Descongelamiento de bancos de evaporadores.	84
Descongelamiento Vapot.	86
Compresión en pasos múltiples.	87
Interenfriadores.	90

CAPITULO 5. "DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION"

Carga de enfriamiento.	98
Cálculo de la carga de enfriamiento del sistema de refrigeración propuesto.	112
Refrigerantes.	122
Selección del refrigerante del sistema de refrigeración propuesto.	126
Selección de la unidad de condensación.	129
Diseño del evaporador del sistema de refrigeración propuesto.	113
Selección del elemento de control de flujo del sistema de refrigeración propuesto.	135
Selección de elementos de control de temperatura y deshielo.	136
Conclusiones.	138
Apendice A.	140
Apendice B.	159
Bibliografía.	167

OBJETIVO

Se presenta el diseño de un sistema de refrigeración de alta eficiencia, con descongelamiento por medio de gas caliente. Como se sabe el hielo formado en el evaporador actúa como un aislante térmico, lo que genera un desperdicio de energía y una vida útil menor.

Generalmente, en un sistema de refrigeración, el descongelamiento se lleva a cabo por medio de gas caliente o mediante una resistencia eléctrica. Además, los períodos de descongelamiento están gobernados por un control automático programable, el cual dará los tiempos de deshielo establecidos por el usuario.

El sistema consta de un par de evaporadores conectados en paralelo, con lo que se contará con dos cámaras de enfriamiento trabajando a diferente temperatura cada una. El equipo será empleado para la conservación de muestras biológicas en un intervalo de temperatura comprendido entre 0 y -17 °C.

El descongelamiento habrá de llevarse a cabo en forma independiente en cada uno de los evaporadores, para lo cual el sistema contará con un arreglo de válvulas solenoides gobernadas por un sistema electrónico de control de tiempo y temperatura.

En este diseño se ha considerado que todos los elementos que componen el sistema como son la unidad de condensación, control de flujo y temperatura, evaporador y válvulas sean de tipo comercial, con el fin de no elevar el costo de fabricación y facilitar su mantenimiento.

INTRODUCCION

La refrigeración se puede definir como cualquier proceso de eliminación de calor, o también como la rama de la ciencia que trata de los procesos de producción y mantenimiento de la temperatura en un espacio o material a temperatura inferior con respecto a los alrededores correspondientes.

La refrigeración moderna tiene muchas aplicaciones, la principal y más importante es la conservación de alimentos.

La mayor parte de los alimentos expuestos a la temperatura ambiental tienden a descomponerse, esto es debido al rápido crecimiento de bacterias. La temperatura normal de operación para que esto no ocurra es 4.4 °C en la cual la bacteria crece muy lentamente y los alimentos, a ésta temperatura se conservan más tiempo en buen estado.

Otros de los usos que se le da a la refrigeración es el aire acondicionado y en varias empresas de manufactura la refrigeración es empleada para la elaboración de sus productos. Al paso del tiempo la refrigeración ha sufrido una sorprendente transformación ya que se pueden almacenar grandes cantidades de alimentos, mantener una temperatura agradable en grandes auditorios, producir bajas temperaturas para la conservación de muestras biológicas.

En otro tiempo, el único uso que se le daba a la refrigeración era la elaboración de hielo, en la actualidad las aplicaciones que tiene la refrigeración las podemos agrupar en cuatro grupos: producción y distribución de alimentos, uso en procesos industriales e industrias químicas, aplicaciones especiales de la refrigeración.

PREPARACION DE ALIMENTOS

Las fases principales de la industria de los alimentos son la preparación, el almacenamiento y la distribución. Mientras que muchos alimentos, tales como ciertas frutas y vegetales, pueden almacenarse y distribuirse en su estado natural, otros requieren una preparación, la refrigeración es el factor principal de esta preparación.

Productos lácteos.- Los principales productos lácteos son la leche, el helado y la mantequilla. En las granjas, la leche pasa sin demoras desde que es ordeñada hasta un tanque refrigerador, que enfría a 10 ó 15 °C. Un camión tanque la transporta a las lecherías donde, después de la pasteurización, se enfría a 2 ó 3 °C en un intercambiador de calor.

Para preservar la calidad de la leche se utiliza la refrigeración en numerosas etapas posteriores durante su distribución.

En la fabricación de helados, los ingredientes son primeramente pasteurizados y mezclados, a continuación, el equipo de refrigeración enfría la mezcla a 3 ó 4 °C, después de lo cual entra en el congelador.

El congelador hace descender la temperatura a -7 ó -4 °C y en tales condiciones la mezcla se endurece, pero permanece lo suficientemente fluida para que pueda verterse en un recipiente, los cuales se transportan a la planta de endurecimiento, que se mantiene a temperaturas comprendidas entre -20 y -30 °C. Desde aquí, antes de su utilización, los helados deben almacenarse a una temperatura por debajo de la de congelación. Otros postres helados necesitan también durante su preparación ser refrigerados a bajas temperaturas. Tanto en la fabricación como en el almacenamiento de la mantequilla y del queso, la refrigeración aumenta la vida y conserva la calidad de los productos.

Envasado de la carne.- Primeramente en las operaciones de envasado, la refrigeración de la carne se emplea y se continúa hasta que ya va a prepararse para su consumo, con el sencillo y esencial fin de conservarla, para largos periodos de almacenamiento, la carne permanece en cámaras mantenidas a temperaturas entre 0 y 1 °C, y puede también conservarse en recipientes de tamaño apropiado para el consumo y congelarse. Después de la congelación se mantiene entre - 18 y - 23 °C.

Conservación de pescado.- Se ha venido prestando atención desde hace mucho tiempo a la necesidad de conservar el pescado desde que se captura hasta que el barco vuelve al puerto. La conservación en hielo viene practicándose desde 1938 y actualmente se buscan métodos más eficaces de refrigeración mecánica para conservar el pescado. La congelación dentro del barco en el mar es preferible a la conservación en hielo en espera de que el barco llegue a puerto para después congelarlo. Está en estudio la congelación del pescado por inmersión en salmuera a - 15 °C.

En lo que se refiere a las bebidas, la refrigeración es esencial en la producción de estas, tales como el zumo de frutos concentrados, cerveza y vino. Por otra parte, el gusto de muchas bebidas se mejora sirviéndolas frías.

Los zumos concentrados son populares por su buena calidad y razonable precio, es menos costoso concentrar un zumo y transportarlo congelado que transportar el fruto crudo. El zumo de naranja es el más popular de los zumos concentrados. Para conservar el gusto del zumo se hace hervir su agua a una temperatura baja, lo cual requiere que el proceso se realice a presión por debajo de la atmosférica. Se necesita refrigeración para congelar los zumos a la salida del concentrador, y para mantener una temperatura de - 18°C durante el transporte y almacenamiento.

En la industria cervecera, la refrigeración controla la reacción de fermentación y preserva algunos de los productos intermedios y finales. Para producir una cerveza que pueda conservarse, debe realizarse la fermentación a temperatura entre 7 y 13 °C, y la refrigeración mantiene esta temperatura a pesar del calor desprendido por la reacción.

El vino también es resultado de un proceso de fermentación, y para mejorar la calidad del vino, la reacción debe realizarse a temperaturas por debajo de 25 °C, otro uso de la refrigeración en las fabricas de vino es para apresurar la congelación del crémor tártaro con el fin de que pueda separarse más fácilmente.

ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCION DE ALIMENTOS

Una enorme capacidad de refrigeración se utiliza en todo el país para conservar los alimentos. El almacenamiento de alimentos fríos puede hacerse a temperaturas ligeramente por encima de 0 °C, o más bajas, como es el caso de los alimentos congelados.

Muchas carnes y vegetales pueden congelarse para que conserven un gusto que casi mejora el de los productos frescos. Para la preparación y manipulación de los alimentos congelados se hace un gran uso de la refrigeración, el alimento, después de clasificado y preparado es supercongelado a temperaturas frecuentemente de -30 °C. La supercongelación o descenso brusco de la temperatura en el intervalo de congelación, mantiene los cristales del hielo muy pequeños e invisibles. Un congelador, congela los paquetes de alimentos, grandes almacenes refrigerados conservan los alimentos congelados a temperaturas entre - 18 y - 23 °C, hasta que se transportan, en vagones o camiones refrigerados a las tiendas donde los alimentos esperan la venta en escaparates refrigerados.

Almacenamiento en frío.- Algunos alimentos no se prestan a ser congelados, pero su vida aumenta cuando se almacenan fríos a temperaturas ligeramente por encima de los 0°C. Muchas frutas, tales como manzanas, peras, uvas y frutos cítricos, pueden almacenarse durante meses manteniéndolos a temperaturas convenientes.

El punto final del almacenamiento de la mayoría de los alimentos es el frigorífico congelador o casero. Las ventas de frigoríficos caseros han alcanzado ya la saturación;

el número de los congeladores domésticos continuará aumentando de la misma manera que el consumo de alimentos congelados, en el proyecto de congeladores domésticos, la tendencia es hacia compartimientos cada vez mayores para alimentos congelados.

REFRIGERACION EN INDUSTRIAS QUIMICAS Y PROCESOS INDUSTRIALES

La refrigeración se aplica en gran escala en la industria química y en los procesos industriales. Las principales aplicaciones de la refrigeración en este tipo de industrias son: (1) separación de gases, (2) condensación de gases, (3) de secado del aire, (4) precipitación de un soluto desde una solución, (5) almacenamiento a baja presión en estado líquido, (6) proceso de enfriamiento, (7) disipación del calor de reacción, (8) recuperación de disolventes, (9) control de fermentación, y (10) enfriamiento para la conservación.

Separación de gases.- Pueden separarse los componentes del aire por enfriamiento hasta la licuefacción y posteriormente destilación fraccionada. En las plantas petroquímicas se usan bajas temperaturas para separar gases, pueden necesitarse temperaturas por debajo de los $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Condensación de gases.- Las plantas de amoníaco sintético, por ejemplo, condensan el gas amoníaco a temperaturas entre -18 y $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, antes del almacenamiento y transporte.

Secado del aire.- La refrigeración es uno de los medios de extracción de la humedad del aire. Se necesita aire seco en la producción de oxígeno de alta pureza y en la preparación de productos farmacéuticos.

Precipitación de un soluto.- Un ejemplo de este proceso es el desencerado del petróleo en la industria petrolífera. La cera precipita a unos $-26\text{ }^{\circ}\text{C}$, y puede entonces separarse por filtrado.

Almacenamiento en estado líquido a baja presión.- El almacenamiento de una sustancia en estado líquido en vez de gaseoso permite muchas veces almacenar más sustancias en un volumen dado. Un gas natural, por ejemplo, puede enfriarse a $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ y almacenarse en estado líquido a una presión de 1.7 Kg / cm^2 . El calor que atraviesa las paredes del recipiente hace hervir al líquido, generándose un poco de gas, que a continuación se comprime, se enfría, y se expande hasta una baja presión y baja la temperatura del líquido.

Procesos de enfriamiento.- Una gran variedad de procesos están comprendidos en esta categoría, un ejemplo es el enfriamiento de la cera a $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ para endurecerla sobre papel.

Disipación del calor de reacción.- Muchas reacciones químicas, aún siendo exotérmicas deben realizarse a temperaturas más bajas que la ambiente. En este caso, la refrigeración debe absorber el calor, como sucede en la reacción de rayón viscoso, acetato de celulosa y caucho sintético.

Recuperación de disolventes.- Numerosos disolventes, tales como la acetona en la fabricación de película, el tetracloruro de carbono en la producción textil y el disulfuro de carbono en la producción de caucho, pueden recuperarse por refrigeración.

Control de fermentación.- El calor generado durante la fermentación debe disiparse para que la temperatura de los cuerpos que reaccionan no se salga de control. Por ejemplo, la refrigeración mantiene la temperatura entre 4 y $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, que es la requerida en la formación del alcohol y de la penicilina.

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 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

USOS ESPECIALES DE LA REFRIGERACION

La refrigeración tiene otras muchas aplicaciones, y cada año aparecen otras nuevas algunas de las aplicaciones especiales de la refrigeración que se mencionaran, no han adquirido importancia hasta los últimos años.

Tratamiento frío de metales.- Una aplicación de la refrigeración que se extiende rápidamente es el tratamiento frío de los metales. El tratamiento frío a $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$, ayuda a estabilizar las dimensiones de las piezas y medidores de precisión. Si un acero cementado se somete durante 30 minutos a una temperatura de $-87\text{ }^{\circ}\text{C}$, aumentará su dureza y la resistencia al desgaste. La vida del filo cortante de las herramientas aumenta refrigerandolas a $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante 15 minutos. La refrigeración también mejora la ductilidad para las embutaciones profundas, la fuerza magnética y la estabilidad de los imanes se mejoran por un tratamiento a baja temperatura de $-84\text{ }^{\circ}\text{C}$ durante ocho horas aproximadamente. En la tecnología de la fundición pueden usarse modelos de mercurio congelado para producir piezas de pequeñas tolerancias y de finos acabados superficiales. Los modelos de mercurio congelados se fabrican vertiendo mercurio líquido en matrices donde el mercurio se solidifica al enfriarse a $-73\text{ }^{\circ}\text{C}$, la pieza de mercurio sólido sirve después de modelo para hacer el molde.

Medicina.- La fabricación de drogas y productos farmacéuticos necesita el uso de la refrigeración para algunas operaciones. Una técnica poco común consiste en usar la refrigeración local como anestesia quirúrgica. La ventaja de esta técnica consiste en que, no sólo los nervios, sino todo el protoplasma se anestesia, consiguiéndose así una cirugía sin conmociones. El plasma sanguíneo y los antibióticos se obtienen usando un método llamado congelación seca, La congelación seca es la separación del agua por sublimación a baja temperatura y baja presión, lo que es menos peligroso para los tejidos que la separación del agua a altas temperaturas.

Pistas de patinaje.- Los patinadores, jugadores de hockey y esquiadores no pueden esperar a que el tiempo atmosférico sea lo suficiente frío para que se hiele el agua de sus pistas, por ese motivo, se colocan tuberías que llevan una salmuera fría, dentro de la pista de arena, sobre la que después se vierte agua, que se solidifica.

Construcción.- En la industria de la construcción se utilizan equipos de refrigeración que enfrían el hormigón para evitar su agrietamiento, y se congela a veces el terreno para facilitar las excavaciones. Cuando se vierte una gran masa de hormigón, puede ser necesario enfriarlo. En la reacción química que tiene lugar durante el endurecimiento, se desprende calor, que si no es extraído, hace dilatar al hormigón, originando tensiones en su interior. El hormigón puede refrigerarse bien enfriado en arena, grava, agua y cemento antes de la mezcla o bien introduciendo en él tuberías de refrigeración.

Un problema que siempre ha tenido la industria de la construcción es el de los derrumbamientos de terreno húmedo al hacer un pozo. Una solución consiste en colocar tuberías verticalmente en un anillo circular que rodea al pozo y bombear una salmuera a través de las tuberías, enfriando de esta manera el anillo de tierra, el pozo puede entonces cavarse dentro del anillo de tierra congelado.

Purificación del agua del mar.- Actualmente es un problema nacional el conseguir un suministro suficiente de agua potable, y el problema se agudizará aún más en el futuro. Se ha pensado en transformar el agua del mar en agua potable, y uno de los medios de lograrlo consiste en hacer uso de la refrigeración. En esencia, el proceso consiste en fabricar hielo, que está relativamente libre de sal, a partir del agua del mar, separarlo de la salmuera que queda y fundirlo después para convertirlo en agua potable.

CAPITULO 1

SISTEMAS DE REFRIGERACION

Hoy en día, la refrigeración es producida por: 1) el uso de hielo natural o manufacturado, 2) sistema de vapor-compresión, con uno o más de los muchos refrigerantes, 3) sistema de absorción que usan uno o más de varios refrigerantes, 4) sistema de absorción de bromuro de litio, 5) sistema por chorro de vapor o vacío, 6) sistema por ciclo forzado, 7) sistema de temperaturas extremadamente bajas, 8) sistema de serpentín unudado, 9) sistema de paquete hermético.

1) Uso del hielo.- Antes del advenimiento de la refrigeración mecánica, el agua se mantenía fresca almacenándola en vasijas de barro semiporosas de manera que el agua se filtraba hacia afuera y se evaporaba. La evaporación se lleva el calor y enfriaba el agua, este sistema fue utilizado por los egipcios y por los indios del suroeste de Estados Unidos. El hielo natural proviene de lagos y ríos, a menudo se cortaban durante el invierno y se almacenaba en cuevas, en fosas recubiertas de paja y en edificios aislados con aserrín, los romanos llevaban la nieve en paquetes desde los Alpes hasta Roma para enfriar las bebidas del emperador, aunque todos estos métodos se valen de fenómenos naturales, se utilizaron para mantener una temperatura baja en un espacio o un producto y pueden ser llamados con propiedad refrigeración.

2) Sistema de vapor-compresión.- Este sistema también es llamado sistema de refrigeración mecánica, la cual es posible debido a que un líquido volátil llamado refrigerante, hervirá bajo las condiciones apropiadas y al hacerlo absorberá calor de los objetos que lo rodean. El efecto real de refrigeración o enfriamiento es producido por el refrigerante en ebullición al convertirse en vapor, no por la máquina.

Los componentes básicos del sistema de vapor-compresión son : compresor, condensador, evaporador y válvula de expansión, como se muestra en la fig. 1.1.

La forma en que funciona el sistema es de la siguiente manera: el refrigerante fluye desde la válvula de expansión hacia los serpentines evaporadores, donde absorbe calor y se convierte en gas o vapor, inmediatamente despues fluye hacia el compresor donde es comprimido a la presión del condensador. En el condensador pierde calor y el vapor refrigerante se convierte en liquido, fluye entonces hacia el receptor, éste va hacia la válvula de expansión, a través del evaporador y hasta la succión del compresor. A esta porción del sistema se le llama "lado de baja". El refrigerante está a alta presión desde el compresor, a través del condensador, el receptor de líquido y la línea de liquido hasta la válvula de expansión, a esta porción se le llama "lado de alta".

La presión a ambos lados de los sistemas varía de acuerdo con el refrigerante usado, la temperatura requerida en el evaporador y la temperatura del medio de condensación.

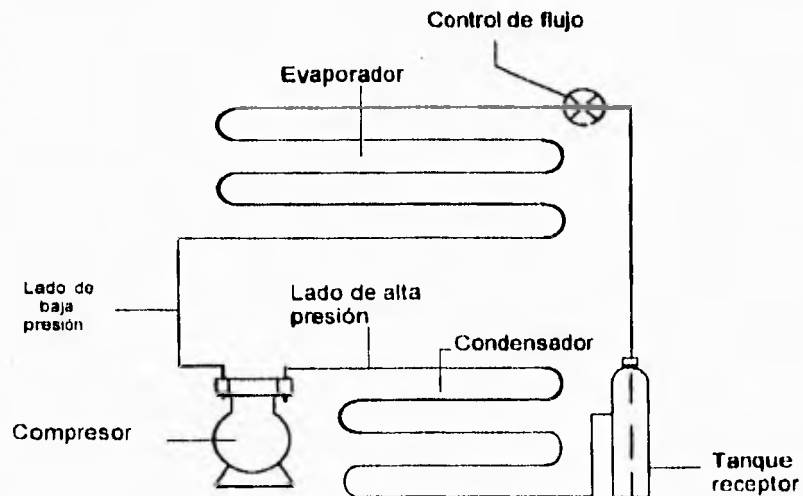


Fig 1.1 Sistema de refrigeración Vapor-Compresión.

3) Sistemas de Absorción.- El ciclo de refrigeración por absorción es similar al ciclo de vapor-compresión en el cual se emplea un refrigerante volátil, por lo común amoníaco o agua, el que alternativamente se vaporiza bajo la presión baja en el evaporador absorbiendo calor latente del material que está siendo enfriado y se condensa a la presión alta que se tiene en el condensador entregando el calor latente al medio condensante.

La principal diferencia entre los ciclos de absorción y de vapor-compresión es la fuerza motivante que hace circular al refrigerante a través del sistema y que proporciona el diferencial de presión necesario entre los procesos vaporizante y condensante. En el ciclo de absorción el compresor de vapor empleado en el ciclo de compresión del vapor es reemplazado por un absorbedor y un generador, el cual realiza todas las funciones que efectúa el compresor en el ciclo de compresión del vapor. Además, mientras que la energía de entrada requerida en el ciclo de vapor-compresión es suministrada por el trabajo mecánico del compresor, la energía de entrada en el ciclo de absorción es en forma de calor suministrada directamente al generador. Por lo general, la fuente de calor suministrada al generador es vapor de baja presión o agua caliente, aunque para los sistemas pequeños por lo general el calor se suministra por la combustión de un combustible adecuado, tal como gas natural, propano o petróleo destilado, directamente en el generador o por una resistencia eléctrica instalada en el generador.

En la fig.1.2 se muestra un sistema simple de absorción, obsérvese que el sistema consiste de cuatro componentes básicos: un evaporador y un absorbedor, los cuales están localizados en el lado de baja presión del sistema y de un generador y un condensador, los cuales están localizados en el lado de alta presión del sistema. Se emplean dos fluidos, un refrigerante y un absorbente, el ciclo del flujo para el refrigerante es del condensador al evaporador al absorbedor al generador y se regresa al

condensador, mientras que el absorbente pasa del absorbedor al generador y regresa al absorbedor.

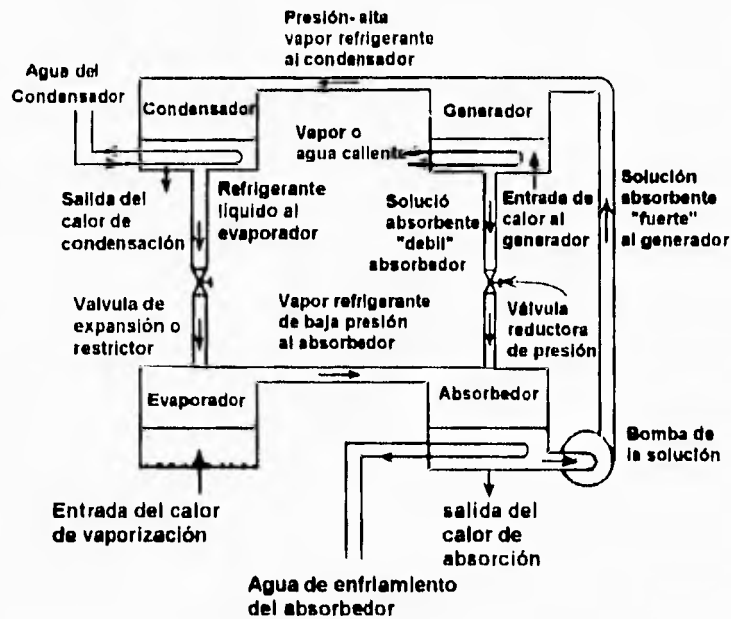


Fig. 1.2 Sistema de Absorción

4) Sistema de Absorción de bromuro de litio.- Es un sistema de enfriamiento por agua que se basa en los mismos principios físicos que un sistema de absorción de amoníaco, en el sistema de bromuro de litio, esta sal (que tiene gran capacidad para absorber vapor de agua) es usada como absorbente y el agua pura sirve de refrigerante. Los sistemas básicos requeridos son los mismos que en el caso del sistema de absorción de amoníaco: generador, condensador, evaporador y absorbedor. El sistema hace uso de los hechos que, a una baja presión (alto vacío), el agua hierve a

una baja temperatura y de que la solución de bromuro de litio absorbe con facilidad ese vapor de agua.

Las ventajas de este sistema de absorción sobre los sistemas de compresión son: ahorros en el costo de operación por usar vapor de agua a baja presión y de bajo costo (en muchos casos el vapor de desperdicio de otros procesos); eliminación de cargas eléctricas pesadas; simplicidad de la operación y de los sistemas de control; arranque y paro automático; plena eficiencia en todos los rangos de carga reducida; posible instalación en exteriores; mantenimiento mínimo debido a que hay menos partes móviles; mínima cantidad de equipo móvil necesario.

El sistema de absorción es más adecuado en aplicaciones donde el calor de desperdicio, o el vapor a baja presión de algún proceso se obtienen para hacer hervir el agua de la solución de bromuro de litio en el generador. En este caso, el sistema de absorción tiende a ser menos costoso y, por lo tanto, se preferirá cuando no se cuente con el escape de un motor diesel o una turbina de gas.

La principal diferencia entre un sistema de absorción de amoníaco y el ciclo de bromuro de litio consiste en que, con el bromuro de litio, el agua es el refrigerante y el bromuro de litio el material absorbente. En un sistema de amoníaco, el amoníaco es el refrigerante y el agua es el absorbente, en lugar de que sea vapor de agua el que deje el generador y vaya al condensador, se saca vapor de amoníaco del líquido concentrado y sigue por el circuito hacia el condensador.

Además, teniendo el agua como refrigerante, la evaporación es inducida por el alto vacío en el evaporador. En las máquinas de amoníaco, el ciclo opera bajo una presión positiva comparable con las presiones de los sistemas de compresores mecánicos. Esta es la razón por la que el amoníaco puede usarse para producir condiciones de temperatura bajo cero, una imposibilidad con el agua, la cual tiene un límite de 32 °F en el evaporador, pero los componentes básicos son los mismos que en el ciclo de bromuro de litio.

5) **Sistema de chorro de vapor o vacío.**- La refrigeración por chorro de vapor o vacío se basa en el principio de que el punto de ebullición del agua desciende al reducir la presión, si la presión se reduce a cerca de 0 psia, el punto de ebullición se aproxima a 32 °F. Esto permite el rápido preenfriamiento, puesto que el calor es realmente removido al quitar una pequeña cantidad de agua bajo el alto vacío.

Estos sistemas usan tanto chorros de vapor como bombas de vacío, un sistema de chorro de vapor es también uno de compresión, en éste, el agua es el refrigerante y se usa un eyector de vapor en lugar de un compresor para hacer bajar la presión y reducir el punto de ebullición del agua; y el agua que va a enfriarse es rociada dentro de la vasija o recipiente a través de una serie de toberas. El eyector de chorro de vapor extrae el aire y el vapor fuera de la vasija, los comprime en una tobera convergente-divergente y los envía al condensador a alta velocidad, en consecuencia, en el recipiente se forma un vacío.

En este sistema, un chorro de vapor produce agua helada, estableciendo un alto vacío arriba de la superficie del agua en un tanque conocido como evaporador, el alto vacío produce una evaporación rápida en la superficie de agua en el tanque; el calor de la evaporación del cuerpo se toma de la misma agua. En la fig.1.3 se muestra un sistema de ciclo de chorro de vapor o vacío.

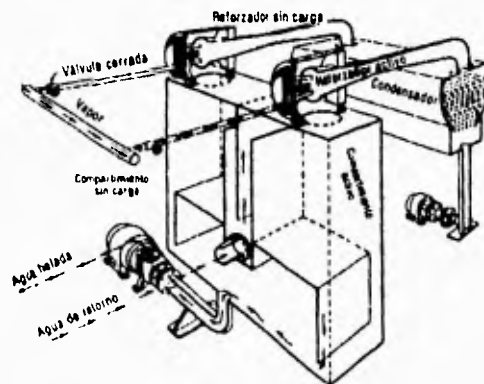


Fig. 1.3 Sistema de Chorro de Vapor.

6) Sistema de ciclo forzado.- Un ciclo forzado es una forma eficiente de reducir la temperatura por debajo de cero, lo cual es necesario para los alimentos de congelación rápida. Una libra de amoníaco a 0 psig tiene un volumen de 18 ft³. Pero si la misma libra se le baja la presión en 10 in Hg, su volumen aumenta a 26 ft³. A 15 in Hg, el volumen casi se duplica a 36 ft³. Como la presión corresponde a la temperatura, los compresores comunes no pueden manejar eficientemente las cargas entre -28 y -100 °F debido a que el volumen del gas es demasiado grande. He aquí la forma en que el sistema reforzado resuelve el problema. El gas de succión a baja temperatura a 10 in Hg de vacío, que corresponde a una temperatura estándar de -42 °F, va hacia la succión del compresor reforzador. Descarga a 25 psi y 130 °F en un enfriador enfriado por agua, el agua que circula en los tubos de este tanque remueve algo de calor de la compresión enfriando el gas de descarga a una temperatura que depende de la temperatura y la cantidad de agua, el gas descarga en el preenfriador de líquido y gas, y hace burbujas en el líquido que se mantiene en un nivel constante en el preenfriador por medio de un control de flotador, este proceso de burbujeo enfría el gas a la temperatura de saturación correspondiente a 25 psi a 11.3 °F. El preenfriador de líquido y gas también enfría el amoníaco líquido que viene del receptor (el cual está caliente) quizás a 20 °F antes de pasarlo al evaporador de baja presión. El compresor de alta presión maneja el gas descargado por el compresor reforzado; el gas que enfría al amoníaco líquido; el gas que enfría al gas de descarga del reforzador y las cargas de alta temperatura, como la producción de hielo. Este sistema puede usarse casi con cualquier refrigerante pero los resultados muestran que el amoníaco es el más adecuado para mantener temperaturas tan bajas como -70°F. Cuando se necesita de -100 a -110 °F, el R-22 es mejor por que trabaja con una presión de succión más elevada. Con el R-22 se usan tres pasos para temperaturas por debajo de los -80 °F.

Otros refrigerantes como el etileno, son necesarios en el caso de temperaturas muy bajas. Estos a menudo son condensados por freón o por amoniaco en un sistema en cascada, en la fig. 1.4 se muestra el sistema reforzado.

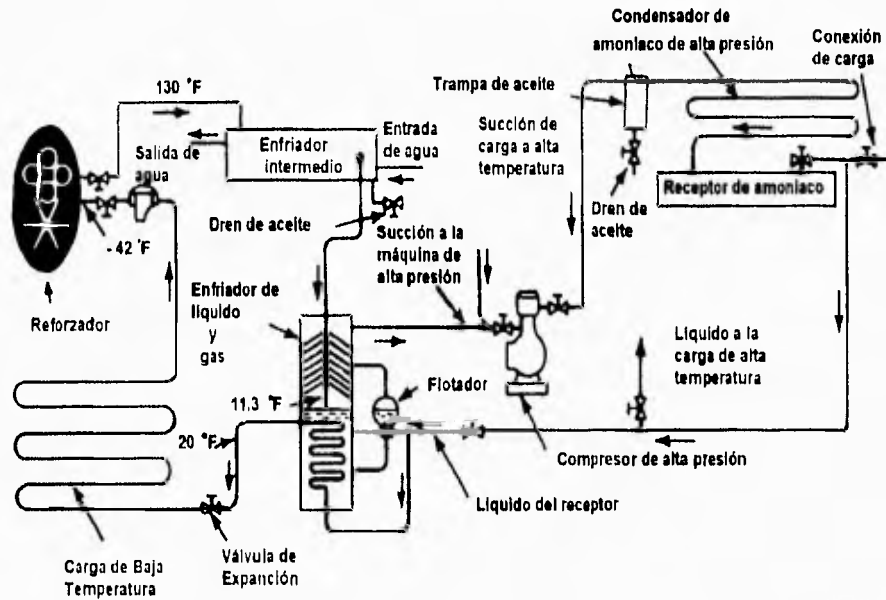


Fig. 1.4 Sistema de Ciclo Forzado

7) Sistema de temperatura extremadamente bajas. - Se pueden obtener temperaturas extremadamente bajas de diversas formas. Un método es el sistema en cascada; se emplea una serie de refrigerantes que tienen, progresivamente, puntos más bajos de

ebullición. Un refrigerante sirve como enfriador para condensar el gas refrigerante con la temperatura de ebullición que sigue hacia abajo. El sistema en cascada suele usarse para obtener temperaturas por debajo de $-135\text{ }^{\circ}\text{F}$. Este sistema esta mostrado en la fig.1.5.

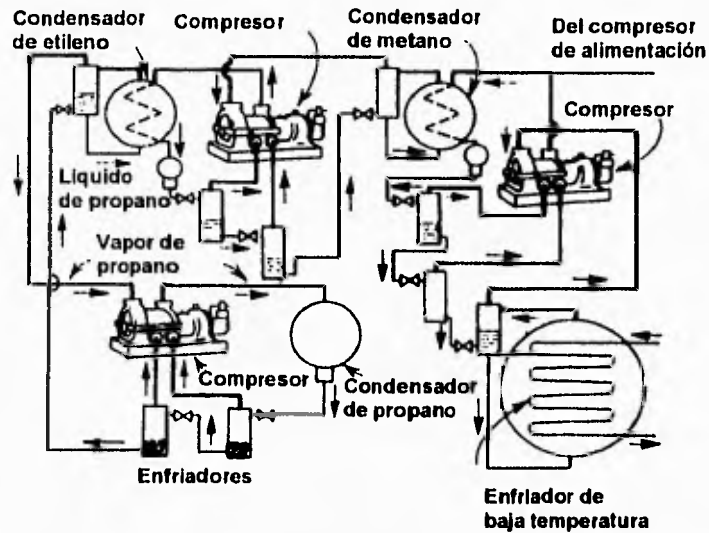


Fig. 1.5 Sistema en Cascada para lograr Temperaturas muy Bajas.

8) Sistema de serpentín inundado.- En este sistema , los serpentines inferiores en el evaporador están parcialmente llenos con amoníaco líquido. El nivel del líquido se mantiene constante por medio de un flotador de bola que acciona la válvula de expansión, una trampa, colocada entre el evaporador y el compresor, capta todo el líquido que pase por arriba y lo drena al fondo del evaporador. Cuando los serpentines del evaporador están llenos con gas seco, el único calor que puede absorber el gas es el del sobrecalentamiento. La razón es que su capacidad de calor latente fue usada tan pronto como pasó por la válvula de expansión y se evaporo. En este punto el amoníaco

líquido todavía retiene su capacidad de calor latente. Así, los serpentines que están parcialmente llenos con amoníaco líquido tendrán una capacidad mucho mayor para absorber calor que los que están llenos con gas seco. Este tipo de sistema se usa para bajas temperaturas y congelación rápida, en la fig. 1.6, se muestra este tipo de sistema.

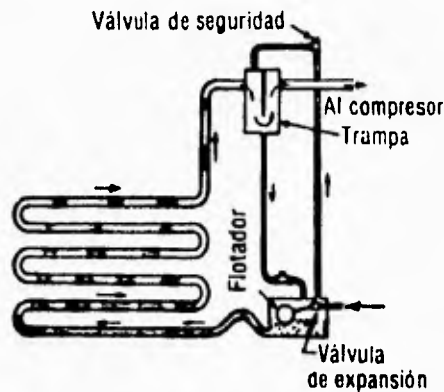


Fig. 1.6 Sistema de Serpentin Inundado.

9) Sistema de paquete hermético.- La unidad centrífuga mostrada en la fig.1.7, consta básicamente de un compresor centrífugo, un enfriador y un condensador. El compresor utiliza fuerza centrífuga para elevar la presión de un flujo continuo de gas refrigerante de la presión del evaporador a la presión del condensador. En el compresor se manejan grandes volúmenes de gas, y en consecuencia pueden usarse refrigerantes que tengan grandes volúmenes específicos, el enfriador casi siempre está en el lado de la concha, el condensador es normalmente del tipo de concha y tubos, y emplea agua como medio de condensación; puede ser un condensador evaporativo o enfriado por aire para aplicaciones especiales.

El compresor mostrado en la fig. 1.7 es del tipo hermético, en el que el gas (refrigerante) fluye a través de los devanados del motor eléctrico (para enfriar el motor) en

el lado de la succión de los impulsores del compresor, estas máquinas pueden trabajar a la velocidad del motor o a una sola velocidad mayor por medio de un engrane que eleva la velocidad y que está situado entre el motor y el compresor. La mayor parte de estas máquinas tienen aletas guía de entrada para controlar la capacidad.

Las unidades herméticas de paquete de este tipo tienen hasta 2000 toneladas de capacidad, el tipo abierto (el motor fuera de la carcaza) se acciona a velocidades de 300 a 18000 rpm por medio de un motor eléctrico, una turbina de vapor, un motor de gasolina, una turbina de gas, o un motor diesel.

Puede variarse la capacidad para ajustarse a la carga usando un motor de velocidad constante con aletas guía de entrada o control de compuerta en la succión, o un motor de velocidad variable con control de compuerta en la succión.

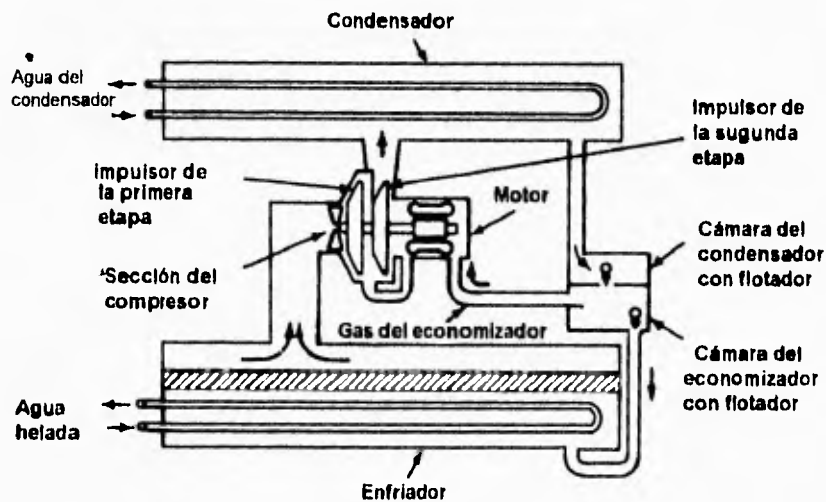


Fig. 1.6 Sistema de Paquete Hermético.

CAPITULO 2

CICLO DE REFRIGERACION

En un sistema de refrigeración mecánica existen dos presiones en el sistema de compresión: la de evaporación o baja presión y la de condensación o alta presión.

La refrigeración actúa como un medio de transporte para remover el calor del evaporador. Un cambio de estado de líquido a vapor y viceversa permite al refrigerante absorber y descargar grandes cantidades de calor en forma eficiente.

El ciclo de refrigeración opera de la siguiente forma: el refrigerante a alta presión que sale de la línea de descarga del compresor, pasa hacia el condensador. Conforme pasa a través del condensador, el refrigerante a alta presión es enfriado por algún medio externo (por ejemplo un ventilador) y conforme la temperatura del vapor del refrigerante alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la alta presión en el condensador, el vapor se condensa y fluye al receptor, pasando por el filtro secador y de ahí al dispositivo que separa el lado de alta presión del sistema de baja presión (existen varios dispositivos pero consideraremos únicamente la válvula de expansión).

La reducción de presión en el refrigerante líquido provoca que éste hierva o se vaporice hasta que el refrigerante alcance la temperatura de saturación correspondiente a la de su presión. Conforme el refrigerante de baja temperatura pasa a través del evaporador, el calor fluye a través de las tuberías del evaporador hacia el refrigerante, haciendo que la acción de ebullición continúe hasta que el refrigerante se encuentre totalmente vaporizado.

La válvula de expansión regula el flujo del refrigerante a través del evaporador según se requiera, para mantener una diferencia de temperatura determinada a cierto sobrecalentamiento deseado entre la temperatura de evaporación y el refrigerante que sale del evaporador.

El vapor refrigerante que sale del evaporador viaja através de la línea de succión y de ahí a la entrada del compresor. El compresor toma el vapor a baja presión y lo comprime aumentando tanto su presión como su temperatura y se repite nuevamente el ciclo.

El ciclo de refrigeración simple, vapor-compresión, consta de cuatro procesos fundamentales:

- 1) EXPANSION.
- 2) VAPORIZACION.
- 3) COMPRESION.
- 4) CONDENSACION.

Para entender el ciclo de refrigeración es necesario ampliar por separado cada proceso del ciclo y su relación en conjunto basandonos en la fig. 2.1.

Iniciemos el ciclo en el compresor con refrigerante R-12, éste comprimirá el refrigerante y através de la válvula de descarga saldrá a mayor presión y temperatura (55 °C y 8.5 kg/cm² manométricas aproximadamente) punto A.

A medida que el refrigerante avanza hacia el condensador su temperatura disminuye de tal forma que en el punto B se encuentra a 39 °C y 8.5 kg/cm² manométricos aproximadamente, en éste punto el gas caliente que sale a alta presión de la válvula de descarga se empieza a condensar en su recorrido por el condensador.

Cuando llega a la válvula de expansión el refrigerante tiene una temperatura y presión de 30 °C y 8.5 kg/cm² manométricas aproximadamente, en el punto C y se encuentra como líquido subenfriado a alta presión.

A medida que el refrigerante pasa através de la válvula de expansión, que es una válvula de control de flujo, la presión del refrigerante se va reduciendo hasta la presión

de vapor de tal manera que la temperatura de saturación del refrigerante en el evaporador hará disminuir la temperatura del espacio refrigerado. En el punto D el refrigerante se encuentra como líquido-vapor a $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 2 kg/cm^2 manométricos aproximadamente. En el evaporador el líquido refrigerante se vaporiza a presión y temperatura constante, a medida que el calor suministrado como calor latente de vaporización pasa al espacio a refrigerar, el vapor refrigerante que sale del evaporador se encuentra saturado y tiene la misma presión y temperatura que la del refrigerante líquido - vapor, para el punto E se encuentra a $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 2 kg/cm^2 manométricos aproximadamente. El vapor refrigerante en su recorrido a la línea de succión absorbe calor de los alrededores y se vuelve vapor sobrecalentado. En el punto F de la figura. 2.1 el vapor se encuentra a $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 2 kg/cm^2 manométricos aproximadamente.

Para la acción del compresor, el vapor refrigerante resultante de la vaporización es sacado del evaporador por la línea de succión; a través de la válvula de succión del compresor el refrigerante penetra a la cámara de compresión y eleva su temperatura y presión del vapor refrigerante y es descargado por la válvula de descarga a la tubería, volviéndose a repetir el ciclo de refrigeración.

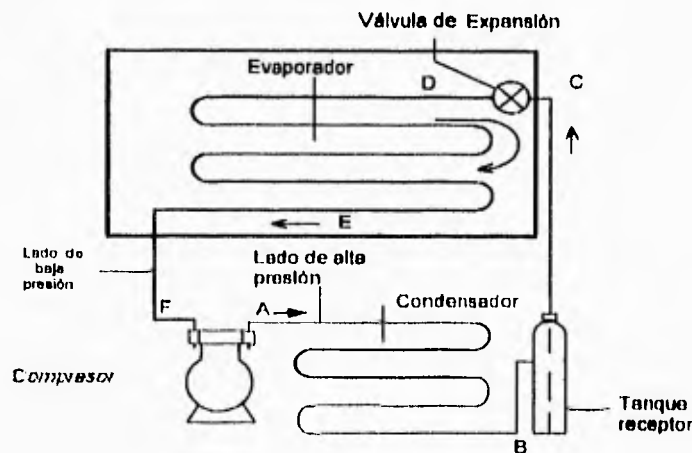


Fig. 2.1 Ciclo de Refrigeración Normal Vapor-Compresión.

CICLO TEORICO DE REFRIGERACION

Un ciclo de refrigeración saturado simple, es un ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor, es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al control del refrigerante es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante.

En la figura 2.2 se presenta el trazo de un ciclo saturado simple en un diagrama presión - entalpía.

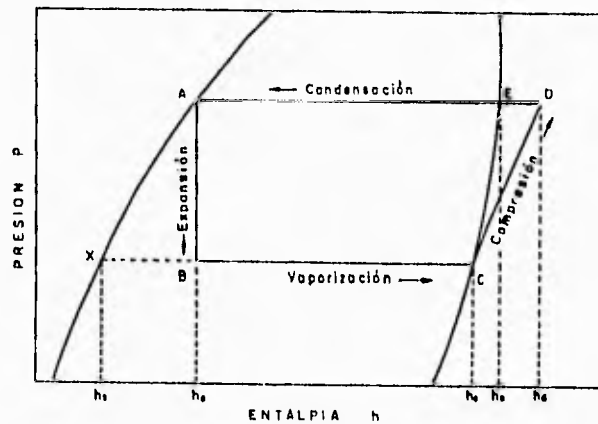


Fig. 2.2 Diagrama p-h de un Ciclo Saturado Simple.

Del diagrama pueden observarse que se presentan cuatro procesos:

- 1) Expansión
- 2) Evaporación
- 3) Compresión
- 4) Condensación

1) Proceso de Expansión .- El proceso A - B es una expansión adiabática irreversible durante el cual el refrigerante pasa a través de una serie de puntos en ese estado, de tal forma no se tiene una distribución uniforme en cualquiera de sus propiedades, entonces no puede dibujarse una trayectoria del proceso que principia en el estado A y termina en el punto B.

2) Proceso Vaporizante.- El proceso B - C corresponde a la vaporización del refrigerante en el evaporador. Debido a que la vaporización se efectúa a temperatura y presión constantes, el proceso B - C es tanto isotérmico como isobárico. En el punto C el refrigerante está en su totalidad vaporizado y es un vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante. La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en el evaporador (efecto refrigerante) es la diferencia de valor entre la entalpía del refrigerante de los puntos B y C por lo tanto h_a , h_b , h_c , h_d , h_e y h_x representan las entalpías del refrigerante en los puntos A, B, C, D, E y X respectivamente. Entonces $ER = h_c - h_a$ donde ER = efecto refrigerante.

La distancia X - C en el diagrama representan el calor latente total de vaporización, que está compuesto por el efecto refrigerante (B - C) y por la pérdida de efecto refrigerante (X - B).

3) Proceso de Compresión.- En el ciclo saturado simple, se supone que el refrigerante no cambia de condición mientras está fluyendo por la tubería de succión desde el evaporador hasta el compresor. El proceso C - D se efectúa en el compresor a medida que se incrementa la presión del vapor debido a la compresión desde la presión vaporizante hasta la condensante. Se supone que en el ciclo saturado simple, el proceso de compresión C - D es isoentrópico. Una compresión isoentrópica es un tipo especial de proceso adiabático que ocurre sin fricción, debido a que no presenta cambio de entropía en la compresión, el punto D puede localizarse en el diagrama p - h siguiendo la línea de entropía constante desde el punto C hasta la intersección con la línea de presión de condensación.

Durante el proceso de compresión C - D se efectúa un trabajo sobre el vapor refrigerante y se incrementa la energía (entalpía) del vapor en una cantidad que es exactamente igual al trabajo mecánico efectuado sobre el vapor, que a menudo se llama calor de compresión y se calcula de la siguiente manera:

$$q_w = h_d - h_c$$

Si W es el trabajo mecánico efectuado sobre el vapor por el pistón durante la compresión, entonces:

$$W = (q_w) (J) = J (h_d - h_c)$$

donde J = equivalente mecánico de calor.

4) Proceso de Condensación.- Por lo general, tanto los procesos D - E como E - A se verifican en el condensador a medida que el gas caliente descargado del compresor es enfriado hasta la temperatura condensante y después condensado.

El proceso D - E toma lugar en la parte superior del condensador y en una parte de la longitud de la tubería del gas caliente. Esto representa el enfriamiento del vapor desde la temperatura de descarga hasta la temperatura condensante a medida que el vapor le deja su calor al medio condensante. El punto E se puede obtener del diagrama p - h siguiendo la línea de presión constante que pasa por el punto D hasta donde se intersecta con la curva de vapor saturado.

El proceso E - A es la condensación del vapor en el condensador realizado a presión constante. El calor total cedido por el refrigerante en el condensador es la diferencia entre las entalpías del vapor sobrecalentado en el punto D y el líquido en el punto A, entonces

$$q_c = h_d - h_a$$

donde q_c = calor eliminado en el condensador.

En un ciclo saturado simple, la energía del refrigerante se incrementa en sólo dos puntos en el ciclo:

1) El calor absorbido por el espacio refrigerado a medida que se vaporiza el refrigerante en el evaporador (ER).

2) La energía equivalente debido al trabajo mecánico en el compresor (Q_w). Por lo tanto

$$Q_c = q_e + q_w$$

donde m es la masa de la razón de flujo refrigerante circulando para producir la capacidad de refrigeración requerida, Q_e , de una tonelada

$$m = Q_e / q_e$$

Q_c es la cantidad total de calor eliminado en el condensador por minuto y por tonelada

$$Q_c = m q_c$$

$$Q_c = m (h_d - h_a)$$

Q_w es la energía térmica equivalente al trabajo de compresión por minuto y por tonelada de capacidad de refrigeración

$$Q_w = m q_c$$

$$Q_w = m (h_d - h_c)$$

Entonces, el trabajo de compresión por tonelada

$$W = J (Q_w)$$

$$W = J (m) (h_d - h_c)$$

Potencia teórica.- La potencia teórica (T_{hp}) en caballos de potencia necesaria para impulsar al compresor por tonelada de refrigeración de capacidad puede obtenerse con la siguiente ecuación:

$$T_{hp} = W / 3300$$

Coefficiente de Funcionamiento.- El coeficiente de funcionamiento (COP) de un ciclo de refrigeración, es una expresión de la eficiencia del ciclo y queda definido como:

$$\text{COP} = \frac{\text{calor absorbido en el espacio refrigerado}}{\text{energía suministrada al compresor}}$$

Para el ciclo teórico saturado simple, esto puede escribirse como:

$$\text{COP} = \frac{\text{efecto refrigerante}}{\text{calor de compresión}}$$

EFFECTO DE LA TEMPERATURA DE SUCCION EN LA EFICIENCIA DEL CICLO

La eficiencia del ciclo de refrigeración por compresión de vapor varía considerablemente tanto con la temperatura vaporizante como con la condensante, siendo la temperatura vaporizante la que produce mayor efecto, para mostrar tal efecto puede observarse la fig. 2.3.

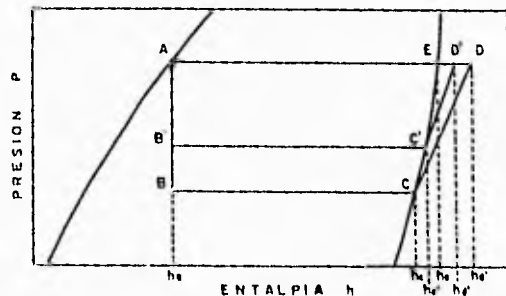


Fig. 2.3 Comparación entre dos Ciclos Saturados Simples Trabajando a Diferentes Temperaturas Vaporizantes.

Al comparar los dos ciclos se observa que el efecto refrigerante por unidad de masa refrigerante, es mayor para el ciclo que tiene la mayor temperatura vaporizante. El hecho de tener un mayor efecto refrigerante por unidad de masa de refrigerante circulado, es debido a que se tiene un diferencial menor de temperatura entre la temperatura vaporizante y la temperatura del líquido que llega a la válvula de control de refrigerante. En consecuencia a mayor temperatura de succión, se vaporizará una fracción menor de refrigerante en la válvula de control y una mayor parte se vaporizará en el evaporador para producir el enfriamiento útil.

Debido a que el efecto refrigerante por unidad de masa es mayor, la razón de flujo de masa de refrigerante necesario para producir una capacidad de una tonelada de

refrigeración, es menor para una temperatura de succión mayor que para una temperatura de succión menor.

Debido a que la diferencia entre las presiones vaporizante y condensante es pequeña para el ciclo de alta temperatura de succión, el trabajo de compresión por unidad de masa necesaria para comprimir el vapor desde la presión vaporizante hasta la presión condensante, es menor para el ciclo de temperatura más alta que para el ciclo de menor temperatura, se deduce entonces que el calor de compresión por unidad de masa para el ciclo que tiene la temperatura vaporizante más alta es menor que para el ciclo que tiene la temperatura vaporizante menor.

Como el trabajo de compresión por masa unitaria y la razón de flujo de masa de refrigerante necesario por tonelada de capacidad son menores para el ciclo de temperatura de succión alta, la potencia teórica requerida por tonelada será menor en el ciclo de temperatura vaporizante mayor.

Debido a que el coeficiente de rendimiento es un índice de la potencia necesaria por unidad de capacidad de refrigeración y como tal, es una indicación de la eficiencia del ciclo, tanto el rendimiento como la eficiencia del ciclo se mejora en forma considerable al aumentar la temperatura vaporizante.

Es importante hacer notar que el volumen de vapor que el compresor debe manejar por minuto y por tonelada de refrigeración varía bastante con los cambios que se tengan en la temperatura vaporizante. Es probable que esto sea uno de los factores más importantes que fluyen en la capacidad y eficiencia de un sistema de refrigeración vapor-compresión.

La cantidad de calor, absorbido en el condensador por minuto y por capacidad unitaria, es mucho menor para el ciclo que tiene la mayor temperatura vaporizante y esto es debido a: La menor razón de flujo de masa y al menor calor de compresión por unidad de masa.

EFFECTO DE LA TEMPERATURA CONDENSANTE EN LA EFICIENCIA DEL CICLO

Se ha observado que la eficiencia de un ciclo puede mejorarse trabajando con una temperatura vaporizante mayor, sin embargo deben tomarse en cuenta las variaciones de temperatura condensante y los efectos que esta produce en la eficiencia del ciclo. En general, si la temperatura vaporizante permanece constante, disminuirá la eficiencia del ciclo al aumentar la temperatura condensante.

Para mostrar dicho efecto se han trazado en un diagrama p-h los dos ciclos saturados trabajando con diferentes temperaturas condensantes, mostrados en la fig. 2.4.

En un ciclo saturado simple, el líquido refrigerante llega al control de refrigerante (válvula o tubo capilar) a la temperatura condensante. Por lo tanto, a medida que la temperatura condensante se ve incrementada, se aumenta también la temperatura con que llega al dispositivo de control de refrigerante y se reduce el efecto refrigerante por unidad de masa.

Debido a que el efecto refrigerante por unidad de masa es menor para el ciclo que tenga la temperatura condensante mayor, la razón de flujo de refrigerante por capacidad unitaria deberá ser mayor, entonces se deduce que el volumen de vapor comprimido por capacidad unitaria es también mayor.

En un ciclo saturado simple, el volumen específico del vapor en la succión varía sólo con la temperatura vaporizante.

Debido a que es grande la diferencia entre los valores de las presiones vaporizante y condensante, el trabajo de compresión por unidad de masa de refrigerante circulado será también mayor para el ciclo que tenga la mayor temperatura condensante.

Como resultado de tener mayor trabajo de compresión por unidad de masa y una mayor razón de flujo por capacidad unitaria, la potencia teórica requerida por unidad de capacidad refrigerante aumentará a medida que aumente la temperatura condensante.

Es obvio que el efecto que se tiene en la eficiencia de un ciclo al aumentar la temperatura condensante es justo al opuesto que se tendría al aumentar la temperatura vaporizante.

Es interesante observar que la cantidad de calor sensible absorbido en el condensador aumenta bastante para temperaturas condensantes altas, mientras que se disminuye con ligereza la cantidad de calor absorbido. Esto indica que, para una temperatura condensante elevada, una gran parte de la superficie del condensador se le usa en forma simple para reducir la temperatura del vapor hasta la temperatura condensante.

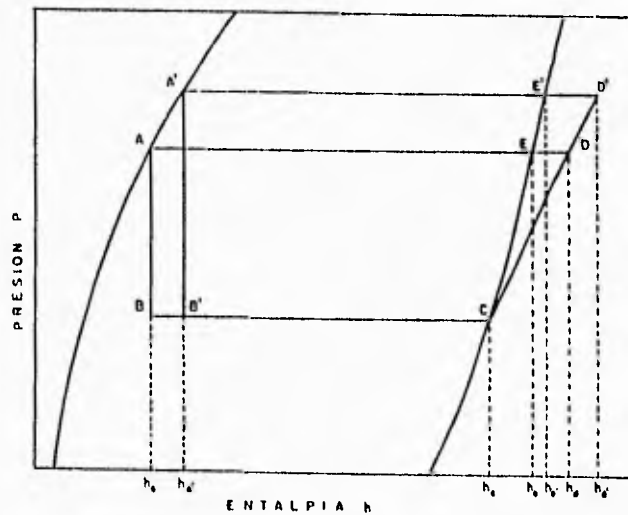


Fig 2.4 Comparación Entre dos Ciclos Saturados Simples Trabajando con Diferentes Temperaturas de Condensado

CICLO REAL DE REFRIGERACION

Los ciclos reales de refrigeración divergen en algo del ciclo saturado simple ya que en este último no se toman en cuenta ciertas consideraciones como es la caída de presión que experimenta el fluido al paso por las tuberías, evaporador, condensador, etc. Además, no se considera el subenfriamiento del líquido ni el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión. Así mismo, se supone que la compresión es isoentrópica, lo que no sucede con el ciclo real. A continuación se tomarán en consideración estos efectos y se estudiará el ciclo real.

EFFECTO DEL SOBRECALENTAMIENTO EN EL VAPOR DE SUCCION

En el ciclo teórico, se supone que el vapor de la succión llega a la entrada del compresor como vapor saturado seco a la temperatura y presión vaporizante.

Prácticamente esto ocurre muy raras veces, después de que el líquido refrigerante ha sido por completo vaporizado en el evaporador, el vapor saturado, frío, por lo general continúa absorbiendo calor volviéndose por lo tanto sobrecalentado cuando éste llega al compresor.

Sobre el diagrama $p - h$ de la fig. 2.5 se compara un ciclo saturado simple con otro en el cual el vapor de la succión está sobrecalentado.

Los puntos A, B, C, D y E marcan el ciclo saturado y los puntos A', B', C', D' y E' indican el ciclo sobrecalentado. Si se despreja la pequeña caída de presión del vapor en la tubería de succión, podrá suponerse que la presión del vapor permanece constante durante el sobrecalentamiento. Haciendo esta suposición, puede localizarse al punto C' en el diagrama $p - h$, siguiendo la línea de presión constante empezando en C hasta el punto donde la línea de presión constante intercepta a la línea de temperatura constante de sobrecalentamiento. El punto D' se localiza siguiendo una línea de entropía constante

desde el punto C' hasta la línea de presión constante correspondiente a la presión de condensación.

Al hacer comparaciones entre los dos ciclos, son interesantes las siguientes observaciones:

1. El calor de compresión por unidad de masa para el ciclo sobrecalentado es ligeramente mayor que para el ciclo saturado.
2. Para la misma temperatura y presión de condensación, la temperatura del vapor descargado a la salida del compresor es considerablemente mayor para el ciclo sobrecalentado.
3. La cantidad de calor por unidad de masa eliminado en el condensador es mayor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Obsérvese que la cantidad de calor latente eliminado por unidad de masa es igual para ambos ciclos.

Esto quiere decir que para el ciclo sobrecalentado una cantidad grande de calor sensible deberá ser cedida al medio condensante antes de empezar la condensación y que una gran parte del condensador deberá ser utilizado para el enfriamiento del vapor hasta su temperatura de saturación.

El efecto que el sobrecalentamiento del vapor de la succión tiene en la capacidad del sistema y en el coeficiente de funcionamiento depende por completo de donde y como ocurra el sobrecalentamiento del vapor y de que, si de un modo u otro el calor absorbido por el vapor para sobrecalentarse se traduzca en el aprovechamiento del enfriamiento.

Los compresores de refrigeración están diseñados para manejar gases únicamente. Por lo tanto, pueden ocurrir serios daños si el paso del líquido se permite através del compresor. El bombeo de algún líquido, tanto en el momento del arranque, como durante la operación continua, se le denomina comúnmente como "el ahogamiento de arranque" o como "el ahogamiento continuo". Este ahogamiento viene siendo el bombeo intermitente de cargas fuertes de refrigerante en estado líquido, de aquí surge la

importancia de condensar una cantidad de sobrecalentamiento en el vapor de succión de un sistema de refrigeración como una medida de protección.

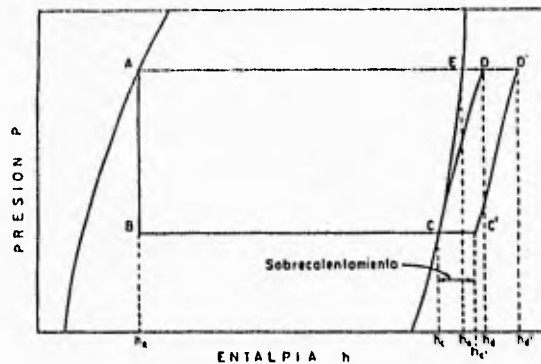


Fig. 2.5 Diagrama p - h Comparando al Ciclo Saturado Simple con el Sobrecalentado.

SOBRECALENTAMIENTO SIN APROVECHAMIENTO DEL ENFRIAMIENTO

Primeramente suponiendo que el sobrecalentamiento del vapor de succión en la tubería de succión ocurre de tal manera que no se tenga un aprovechamiento de enfriamiento, de este modo, el refrigerante por unidad de masa circulada es el mismo para el ciclo teórico que para el ciclo sobrecalentado trabajando a las mismas temperaturas de condensación y vaporización y por lo tanto la razón de flujo de masa de refrigerante necesario por capacidad refrigerante, será la misma para ambos ciclos sobrecalentado y saturado.

En resumen, cuando un sobrecalentamiento del vapor ocurre sin aprovechar el enfriamiento, la razón de flujo de volumen de vapor por capacidad unitaria, la potencia requerida por capacidad unitaria son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Esto quiere decir que el compresor, el impulsor del compresor y el

condensador deberán ser mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

SOBRECALENTAMIENTO CON APROVECHAMIENTO DEL ENFRIAMIENTO

Ahora se supone que todo el calor tomado por el vapor de la succión es con el aprovechamiento del enfriamiento. Cuando éste es el caso, el efecto refrigerante por unidad de masa se aumenta en una cantidad igual a la aumentada por el sobrecalentamiento, de esta forma la razón de flujo de masa de refrigerante por capacidad unitaria es menor para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

Aún cuando el volumen específico del vapor en la succión y el calor de compresión por unidad de masa ambos son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado, el volumen de vapor comprimido por capacidad unitaria y la potencia requerida por capacidad unitaria, ambas son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

En terminos generales puede decirse que parte de el calor tomado por el vapor al sobrecalentarse es absorbido del espacio refrigerado teniéndose aprovechamiento del enfriamiento, mientras que por otra parte es absorbida por el vapor al salir del espacio refrigerado no teniéndose por lo mismo aprovechamiento del enfriamiento.

Por lo general es deseable una cierta cantidad de sobrecalentamiento para evitar en lo posible, que pequeñas partículas de liquido no vaporizado se tenga entre el vapor (vapor húmedo) y éste pueda causar efectos adversos a la capacidad del compresor.

El sobrecalentamiento del vapor en la succión puede ocurrir en cualquier o cualesquiera combinación de las siguientes formas:

1. Al final del evaporador.
2. En la tubería de succión instalada dentro del espacio refrigerado.

3. En la tubería de succión localizada fuera del espacio refrigerado.
4. En la succión - líquido del cambiador de calor.

SOBRECALENTAMIENTO EN LA TUBERÍA DE SUCCIÓN FUERA DEL ESPACIO REFRIGERADO.

El vapor refrigerante frío que proviene del evaporador se vuelve sobrecalentado mientras fluye por la tubería de succión localizada fuera del espacio refrigerado, el calor tomado por el vapor es absorbido del aire de los alrededores y por lo mismo no se aprovecha su enfriamiento. Se tiene una reducción en su eficiencia del ciclo cuando se aprovecha el enfriamiento del vapor. De este modo deberá evitarse el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión fuera del espacio refrigerado, cuando esto resulte práctico. Esto puede lograrse aislando la tubería de succión, cuando se trabaja con temperaturas de succión relativamente altas, la cantidad de sobrecalentamiento resultará ser muy pequeña y podrá despreciarse su efecto en la eficiencia del ciclo. Pero cuando se trabaja con temperaturas de succión bajas, cada grado de sobrecalentamiento causará una mayor reducción en el porcentaje de la eficiencia del ciclo.

Además, el aislante de la tubería de succión es con frecuencia necesario para prevenir la formación de escarcha o sudamiento en la tubería.

SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR DENTRO DEL ESPACIO REFRIGERADO.

El sobrecalentamiento del vapor de succión dentro del espacio refrigerado puede verificarse al final del evaporador o en la tubería de succión localizada dentro del espacio refrigerado, o en ambas partes. Con frecuencia se instala dentro del espacio refrigerado para efecto de sobrecalentamiento del vapor, tubería adicional cuya función es la de

secar (fig.2.6). Utilizando dicha tubería secadora permite tenerse una inundación más completa en el evaporador con líquido refrigerante sin que exista peligro de sobreflujo de líquido en la tubería de succión y de que llegue el líquido al compresor.

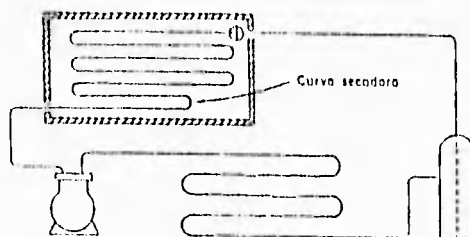


Fig. 2.6 Diagrama de flujo mostrando la curva secadora dentro del espacio refrigerado en el lado de succión de vapor sobrecalentado.

EFEECTO DEL SUBENFRIAMIENTO DEL LIQUIDO

El diagrama $p - h$ de la fig. 2.7, se muestra un ciclo saturado simple comparado con otro en el cual el líquido está subenfriado. Los puntos A, B, C, D y E componen el ciclo teórico y los puntos A', B', C', D, y E describen el ciclo subenfriado.

Pueden observarse algunas ventajas de trabajar con un ciclo subenfriado, una de ellas es que se incrementa el efecto refrigerante por unidad de masa.

Se puede observar que la condición del refrigerante en la succión del compresor es la misma para ambos ciclos. Por esta razón el volumen específico del vapor que llega al compresor es el mismo para los dos ciclos y, dado que la razón de flujo de masa por capacidad unitaria es menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado, se deduce que el volumen de vapor manejado por el compresor por capacidad unitaria será menor para el ciclo subenfriado que para el ciclo saturado.

También se observa que el calor de compresión por unidad de masa es igual para ambos ciclos. El subenfriamiento del líquido refrigerante puede efectuarse en varias partes y de diferentes maneras. En algunos casos se emplea un subenfriador para subenfriar el líquido. La ganancia en la capacidad del sistema y en la eficiencia resultante por el subenfriamiento del líquido es muchas más veces que suficiente para compensar el costo adicional del subenfriador, sobre todo para aplicaciones de temperaturas bajas. Cuando se usa condensador enfriado por agua, el líquido subenfriado puede circularse en serie o en paralelo con el condensador. Cuando el subenfriador está conectado en serie con el condensador, el agua del enfriamiento pasa primero a través del subenfriador y después por el condensador, con lo que se consigue que el agua más fría esté en contacto con el líquido que está siendo subenfriado. Cuando el subenfriador está conectado en paralelo con el condensador, la temperatura del agua que llega al condensador no está afectada por el subenfriador. Sin embargo debe aumentarse la capacidad de la bomba de agua usada en el condensador cuando se instala un subenfriador ya sea en serie o en paralelo, de modo que se verá disminuida la cantidad de agua que circula a través del condensador.

Al utilizar subenfriadores de líquido con condensadores enfriados por aire, por lo general el subenfriador es una parte integral del condensador y el líquido es subenfriado por la cedencia del calor al aire que pasa sobre el condensador.

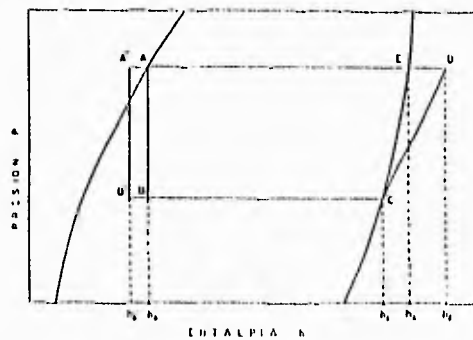


Fig. 2.7 Diagrama p - h comparando el ciclo subenfriado con el ciclo saturado simple.

CAMBIADORES DE CALOR SUCCION - LIQUIDO

Otro método para subenfriar el líquido consiste en instalar un intercambiador de calor entre líquido y el vapor frío de la succión antes de la entrada del mismo al condensador.

En un cambiador de calor succión-líquido, el vapor de succión frío es pasado a través de un cambiador de calor en contra flujo para que el líquido refrigerante caliente fluyendo a través de la tubería del líquido pase hasta el dispositivo de control de refrigerante.

Cuando se usa un cambiador de calor succión - líquido, el calor cedido por el líquido para subenfriarse es absorbido por el vapor de succión y permanece en el sistema.

Sobre el diagrama p - h de la fig.2.8, se compara un ciclo saturado simple con otro que utiliza un cambiador de calor succión-líquido. Los puntos A, B, C, D y E identifican al ciclo saturado simple y los puntos A', B', C', D' y E identifican al ciclo que utilizan el cambiador de calor.

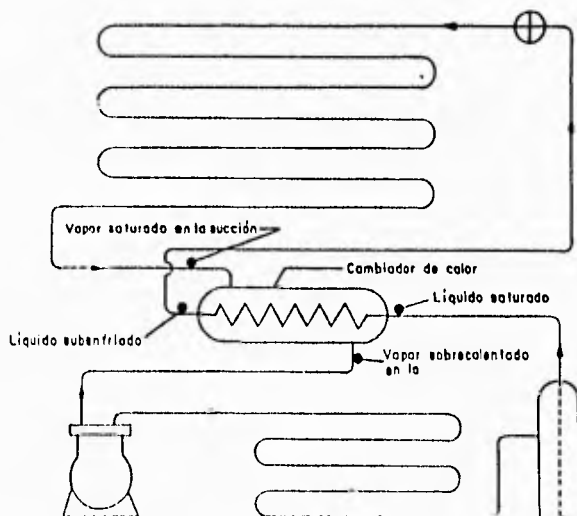


Fig. 2.8 Diagrama de flujo del ciclo de refrigeración mostrando el uso de un cambiador de calor en la succión - líquido.

Del diagrama mostrado en la fig. 2.9 puede observarse que $h_a - h_a'$ representa un aumento en el efecto refrigerante. La cantidad de calor máxima que podrá tenerse en cambiador de calor entre el líquido y el vapor, depende de las temperaturas inicial del líquido y del vapor que se tienen a la entrada y la duración de tiempo que estarán en contacto.

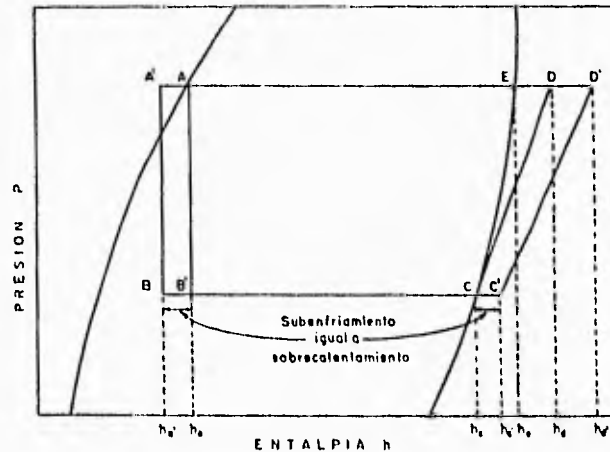


Fig. 2.9 Diagrama p - h compara al ciclo saturado simple con el ciclo que utiliza cambiador de calor en la succión. La cantidad de subenfriamiento es igual a la cantidad de sobrecalentamiento.

EFECTO DE LAS PERDIDAS DE PRESION DEBIDAS A LA FRICCION

El refrigerante experimenta una caída de presión para vencer la fricción, tanto interna (dentro del líquido) como externa (superficie), mientras fluye a través de tuberías, evaporador, condensador, depósito receptor y a través de válvulas y pasos en el compresor.

En la figura 2.10 se muestra un diagrama p-h de un ciclo real, en el cual se muestran las pérdidas de presión que se tiene en las diferentes partes del sistema.

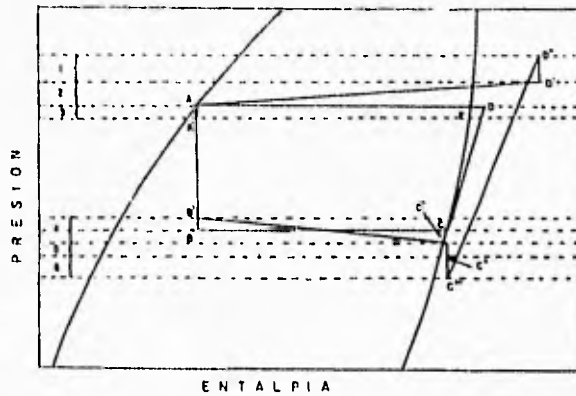


Fig. Diagrama p - h de un ciclo de refrigeración ilustrando el efecto de las pérdidas de presión en varias partes del sistema. Para comparación se dibujo un ciclo saturado simple.

La línea B' - C' representa el proceso de vaporización en el evaporador durante el cual el refrigerante sufre una caída de presión. Como resultado de esta caída de presión en el evaporador, el vapor sale del evaporador a una presión y temperatura de saturación menor y con un volumen específico más grande que el que se tendría al no ocurrir ninguna caída de presión.

El efecto refrigerante por unidad de masa y la razón de flujo refrigerante requerido por capacidad unitaria son similares, pero debido al mayor volumen específico la razón de flujo de volumen manejado por el compresor por carga unitaria es mayor para el ciclo que experimenta la mayor caída de presión. De la misma manera la potencia requerida por capacidad unitaria también es mayor para el ciclo que está sujeto a caída de presión.

La línea C' - C'' representa la caída de presión que se tiene en el vapor de succión al fluir a través de la tubería de succión desde el evaporador hasta la entrada del compresor. Al igual que la caída de presión en el evaporador, la caída de presión en la tubería de succión causa que el vapor de la succión llegue al compresor en una

condición de expansión tal que la razón de flujo de volumen por capacidad unitaria se ve incrementada.

La línea C'' - C''' representa la caída de presión que el vapor de la succión experimenta al fluir a través de las válvulas de succión y en un paso hacia el cilindro del compresor.

La línea C''' - D'' representa el proceso de compresión para el ciclo que está sujeto a caídas de presión. Es de observarse que el vapor es comprimido en el cilindro hasta una presión considerablemente mayor que la presión promedio condensante.

CAIDA DE PRESION

1. Válvulas de descarga del compresor
2. Tubería de descarga y condensador
3. Tubería del líquido
4. Evaporador
5. Tubería de succión
6. Válvula de succión del compresor

La línea D'' - D' representa la caída de presión necesaria para forzar la apertura de las válvulas de descarga contra la acción de los resortes y forzar la salida del vapor por las válvulas del compresor hacia la tubería de descarga.

La línea D' - A representa la caída de presión resultante del flujo de refrigerante a través de la tubería de descarga y el condensador. Cualquier caída de presión que se tenga en el lado de la descarga del compresor tendrá el efecto de aumentar la presión en la descarga y por lo mismo aumentar el trabajo de compresión y los caballos de potencia por tonelada.

La línea A - A' representa la caída de presión resultante del flujo del refrigerante a través del depósito receptor y la tubería de refrigerante líquido.

En la fig. 2.11 se muestra un diagrama $p - h$ de un ciclo de refrigeración típico, en el cual se muestran los efectos combinados de caída de presión, subenfriamiento y sobrecalentamiento y se le compara con el diagrama $p - h$ del ciclo saturado simple.

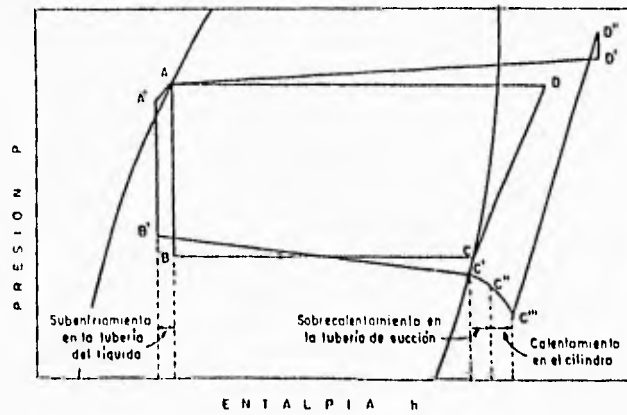


Fig 2.11 Diagrama $p - h$ del ciclo real de refrigeración mostrando los efectos de subenfriamiento, sobrecalentamiento y pérdidas de presión. Para comparación se dibujo un ciclo saturado simple.

CAPITULO 3

PARTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION

Cada uno de los cuatro componentes básicos de un sistema de compresión de vapor (compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador) tiene su peculiar forma de funcionamiento. Al mismo tiempo, cada componente está influido por las condiciones impuestas de los otros componentes del sistema.

El compresor será el primer componente que se analizara ya que es el corazón del sistema de compresión de vapor.

El compresor tiene dos funciones: primero succiona el vapor refrigerante del evaporador que circula a baja presión y a temperatura de evaporación deseada y segundo, eleva la presión del vapor refrigerante, lo suficiente como para llevarlo a la temperatura de saturación, pasando por el condensador donde se enfría y condensa. Los tipos de compresores de refrigeración más empleados actualmente, son del tipo recíprocante, rotatorio y centrífugo, el más popular es el recíprocante.

COMPRESORES RECIPROCANTES

Son usados en unidades pequeñas para refrigeración comercial, refrigeración doméstica y aplicaciones industriales. El compresor recíprocante es similar en diseño al de una máquina de automóvil, un pistón conectado a la flecha de una manivela hace que se alterne la succión y compresión dentro de un cilindro, el cual se encuentra equipado con válvula de succión y descarga.

El pistón empuja al refrigerante a través del cilindro y lo lleva a la cabeza del compresor, éste no puede retornar al evaporador por que la válvula de succión está cerrada y se

encuentra bloqueada en esa trayectoria de retorno, entonces otra válvula colocada en la cabeza del compresor permite la salida del refrigerante de la cámara.

Todo el vapor es forzado através de está válvula y dirigida hacia el condensador, cuando el pistón ha alcanzado la parte superior es su recorrido comienza otra vez a repetir el ciclo, comenzando por llenar de vapor refrigerante la cámara del cilindro.

Los compresores recíprocos son bombas de desplazamiento positivo y son apropiados para pequeños desplazamientos de volúmenes, son eficientes en altas presiones de condensación y altas relaciones de compresión. Otras ventajas de los compresores recíprocos es su adaptabilidad a un número distinto de refrigerantes, son durables, de diseño sencillo y bajo costo.

COMPRESOR ROTATORIO

Este tipo de compresor (fig. 3.1) es mucho más simple en construcción que los de tipo recíproco. En algunos aspectos, la esencia de su simplicidad hace más difícil de entender su operación. Sus partes móviles consisten de una cámara, un cilindro excéntrico y un juego de deslizadores; ambos deslizadores y el cilindro forman una sóla pieza.

Esta situación hace que un punto de la circunferencia exterior del deslizador esté siempre en contacto con las paredes del cilindro. Esto por supuesto permite una abertura al lado opuesto entre el otro deslizador y las paredes del cilindro. Un motor eléctrico hace rotar al cilindro excéntrico y al juego de deslizadores dando un movimiento peculiar y rotando sobre las paredes de la cámara.

Si un hueco es instalado en las paredes de la cámara y usado como una entrada para permitir al vapor refrigerante del evaporador a fluir dentro del espacio creciente y si la excéntrica está girando justo a una fracción de una vuelta completa, el deslizador casi

inmediatamente cubrirá el hueco. Tan pronto como esto sucede, el vapor refrigerante es atrapado en el espacio de media luna y no hay lugar para que escape.

Como la leva continúa rotando y el deslizador resbalando sobre las paredes del cilindro, empuja el refrigerante atrapado en la media luna, y vuelve a comprimir el vapor y forzarlo hacia afuera a través de la línea de descarga del condensador.

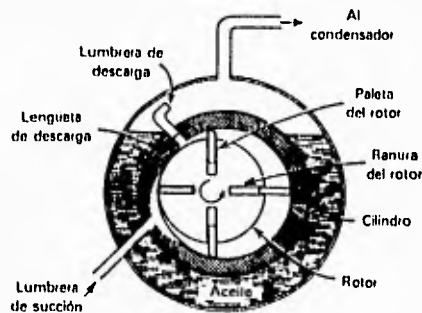


Fig. 3.1 Compresor rotatorio tipo paleta.

COMPRESOR CENTRIFUGO

No son bombas de desplazamiento positivo. Estos compresores (fig.3.2) producen una presión a través de un efecto centrífugo. La compresión se produce por el giro de una masa de gas refrigerante a gran velocidad, provocando al ser lanzado al exterior una fuerza centrífuga dentro de un canal donde se encuentra atrapado.

La acción puede ser relacionada a una bola que a sido unida al final de un hilo. La alta velocidad de rotación hace que aparezca una fuerza centrífuga que provoca sobre la bola a alcanzar su velocidad de escape. Si la cuerda fuese cortada durante la rotación, la bola volaría en el espacio. En el compresor centrífugo, las moléculas de un gas son

tratadas de la misma forma, por el giro de ellas a alta velocidad, ellas son lanzadas fuera de las aspas del ventilador. Además fluyen dentro de un espacio donde ellas son atrapadas en un canal donde son comprimidos por la corriente de moléculas. En el compresor centrífugo no hay válvulas, solamente baleros al final de la flecha.

De esta manera el refrigerante se desplaza en ZIG - ZAG a través del compresor centrífugo hasta que, finalmente es descargado por la línea de descarga y fluye hacia el condensador. Cada rotor o impulsor, es progresivamente más pequeño en diámetro y pequeño en espesor, esto es la misma cantidad de vapor refrigerante que pasa a través de cada impulsor, pero en un mayor estado de compresión de etapa a etapa.

La lubricación no es necesaria en el compresor centrífugo excepto en los baleros. La cámara del laberinto está libre de aceite y esta situación mejora grandemente la transferencia de calor. Los compresores centrífugos son diseñados para operar a altas velocidades, son completamente eficientes y están bien situados para largas capacidades en plantas de refrigeración, son lo mejor para usarse en sistemas de 250 toneladas a 300 toneladas, son eficientes en un amplio rango de temperatura de operación, ya que no son compresores del tipo de desplazamiento positivo; son completamente flexibles bajo condiciones de carga y operan con buena eficiencia.

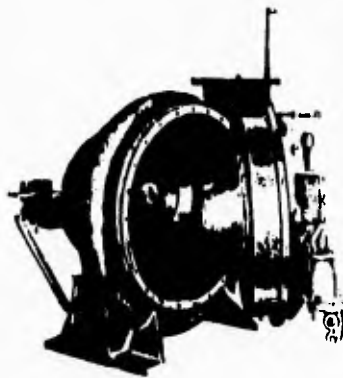


Fig 3.2 Compresor centrífugo de un paso.

COMPRESOR TIPO ABIERTO

Los primeros modelos de compresores de refrigeración fueron de los llamados tipo abierto, con los pistones y cilindros sellados en el interior de un cárter y un cigüeñal que evita las pérdidas de aceite del compresor.

Aunque en un tiempo los compresores de tipo abierto fueron ampliamente utilizados, éstos tienen muchas desventajas inherentes, tales como mayor peso, costo superior, mayor tamaño, vulnerabilidad o fallas de los sellos, difícil alineación del cigüeñal, ruido excesivo y corta vida de las bandas o componentes de acción directa. De ello resulta que, en la mayoría de las aplicaciones, el compresor de tipo abierto ha sido remplazado por el motocompresor de tipo semi-hermético. El empleo de compresores de tipo abierto continúa disminuyendo excepto para aplicaciones especializadas como es el acondicionamiento de aire para automóviles, transportes de refrigeración y sistemas con amoníaco.

MOTO - COMPRESORES SEMI - HERMETICOS

El compresor es accionado por un motor eléctrico montado directamente en el cigüeñal del compresor (fig. 3.3) con todas sus partes, tanto del motor como del compresor, herméticamente selladas en el interior de una cubierta común. Se eliminan los transtornos del sello, los motores pueden calcularse específicamente para la carga que han de accionar, y el diseño resultante es compacto, económico, eficiente y básicamente no requiere mantenimiento.

Las cabezas cubiertas del estator, placas del fondo y cubiertas del cárter son desmontables, permitiendo el acceso para sencillas reparaciones en el caso de que se deteriore el compresor.

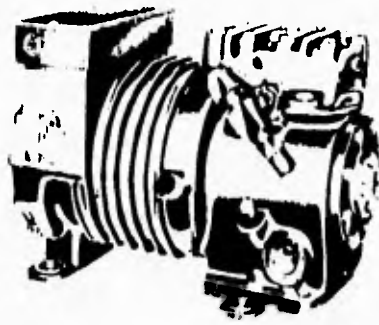


Fig. 3.3 Moto - Compresor Semi - Hermetico.

MOTO - COMPRESOR HERMETICO

El moto-compresor hermético ha sido desarrollado en un esfuerzo para lograr una disminución de tamaño y costo; y es ampliamente utilizado en equipo unitario de escasa potencia (fig. 3.4). Como en el caso del moto compresor semi-hermético, un motor eléctrico se encuentra montado directamente en el cigüeñal del compresor, pero el cuerpo es una carcasa metálica herméticamente sellada con soldadura. En este tipo de compresores no pueden llevarse a cabo reparaciones interiores puasto que la única manera de abrirlos es cortar la carcasa del compresor.



fig. 3.4 Compresor Hermetico.

VALVULAS DE SUCCION Y DESCARGA

Debido a la influencia que las válvulas de succión y descarga tienen, en menor o mayor grado, son los factores importantes que determinan las eficiencias volumétricas y de compresión del compresor, el diseño de dichas válvulas es una de las consideraciones más importantes en el compresor.

Las pérdidas de fricción sufridas por el vapor al pasar através de las válvulas y conductos de las mismas, son principalmente función de la velocidad del vapor y aumenta a medida que aumenta la velocidad de éste. Por lo tanto, a fin de minimizar el efecto de las pérdidas de estrangulamiento por efecto de la fricción, la válvula deberá estar diseñada para proporcionar la mayor área restringida posible y para abrir con el mínimo efecto posible. Además, en cuanto sea posible, las válvulas deberán estar localizadas de tal manera que proporcionen flujo en línea recta (flujo en una dirección) del vapor que pasa a través de la válvula y conductos del compresor. En todos los casos, las aperturas de las válvulas deben ser suficientemente estrechas para mantener la velocidad del vapor dentro de sus límites máximos. La velocidad máxima del vapor puede ser definida como la velocidad mas allá de la cual el aumento del efecto de fricción producirá una reducción muy marcada en la eficiencia volumétrica del compresor y/o un aumento en los requerimientos de la potencia del compresor.

Para minimizar el regreso del vapor a través de las válvulas, éstas deberán estar diseñadas para cerrar en forma rápida y hermética. Para que las válvulas se abran con facilidad y cierren rápidamente deberán estar construidas de material de peso ligero y estar diseñada para poco levantamiento. Deberán ser fuertes, durables y operar sin ruido en forma automática, además, deberán estar diseñadas y colocadas de tal modo que no incrementen el volumen del claro del compresor.

Aunque se tienen numerosas modificaciones en cualquier tipo de válvula, las válvulas que se utilizan en los compresores de refrigeración pueden quedar agrupadas en tres grupos básicos: 1) De disco con movimiento vertical, 2) Anillo placa, 3) Laminilla flexible o lengüeta.

Los tres tipos funcionan automáticamente, abriendo y cerrando en respuesta a los diferenciales de presión causados por los cambios de presión en el cilindro. Para facilitar el cerrado rápido de la válvula, la mayor parte de las válvulas de descarga y algunas válvulas de succión están ajustadas con resortes.

VALVULAS DE DISCO CON MOVIMIENTO VERTICAL

Las válvulas de disco con movimiento vertical son similares a las válvulas de automóvil, excepto que es mucho más corto el vástago de la válvula. La válvula se encuentra encerrada en el cilindro el cual sirve también como asiento de la válvula y guía del vástago del mismo, así como para retener al resorte de la válvula. En el ensamble también se incluye un resorte o amortiguador para amortiguar y limpiar el viaje de la válvula. Excepto de algunas pocas diferencias, el diseño de las válvulas de disco para la función y la descarga son iguales, la principal diferencia es que en la válvula de succión esta biselada la cara del lado del vástago, mientras que la válvula de disco de la descarga el biselado lo tiene en el lado opuesto.

La válvula de disco, que es uno de los primeros tipos de válvula usados en los compresores de refrigeración, es esencialmente una válvula de baja velocidad y, como tal, su uso está limitado a unos pocos tipos de compresores de baja velocidad. En las máquinas de alta velocidad, en lugar de válvulas de disco se usan las válvulas de anillo de placa o de laminilla flexible, las cuales se adaptan mejor para funcionar a velocidades altas que las válvulas de disco; la ventaja principal de la válvula de disco es que está

Aunque se tienen numerosas modificaciones en cualquier tipo de válvula, las válvulas que se utilizan en los compresores de refrigeración pueden quedar agrupadas en tres grupos básicos: 1) De disco con movimiento vertical, 2) Anillo placa, 3) Laminilla flexible o lengüeta.

Los tres tipos funcionan automáticamente, abriendo y cerrando en respuesta a los diferenciales de presión causados por los cambios de presión en el cilindro. Para facilitar el cerrado rápido de la válvula, la mayor parte de las válvulas de descarga y algunas válvulas de succión están ajustadas con resortes.

VALVULAS DE DISCO CON MOVIMIENTO VERTICAL

Las válvulas de disco con movimiento vertical son similares a las válvulas de automóvil, excepto que es mucho más corto el vástago de la válvula. La válvula se encuentra encerrada en el cilindro el cual sirve también como asiento de la válvula y guía del vástago del mismo, así como para retener al resorte de la válvula. En el ensamble también se incluye un resorte o amortiguador para amortiguar y limpiar el viaje de la válvula. Excepto de algunas pocas diferencias, el diseño de las válvulas de disco para la función y la descarga son iguales, la principal diferencia es que en la válvula de succión esta biselada la cara del lado del vástago, mientras que la válvula de disco de la descarga el biselado lo tiene en el lado opuesto.

La válvula de disco, que es uno de los primeros tipos de válvula usados en los compresores de refrigeración, es esencialmente una válvula de baja velocidad y, como tal, su uso está limitado a unos pocos tipos de compresores de baja velocidad. En las máquinas de alta velocidad, en lugar de válvulas de disco se usan las válvulas de anillo de placa o de laminilla flexible, las cuales se adaptan mejor para funcionar a velocidades altas que las válvulas de disco; la ventaja principal de la válvula de disco es que está

puede trabajar inundada y por lo tanto no incrementa el volumen del claro en el compresor.

VALVULAS DE PLACA ANULAR

La válvula de placa anular consiste de un asiento de válvula, una o más placas anulares, uno o más resortes para la válvula y un retenedor. Las placas anulares están firmemente colocadas contra el asiento de la válvula por medio de los resortes de la válvula, los cuales también ayudan al cerrado rápido de las mismas. La función del retenedor es mantener a los resortes de la válvula en su lugar y limitar el levantamiento de la misma.

La válvula de placa anular puede usarse en compresores de baja y alta velocidad .

VALVULAS DE LAMINILLA FLEXIBLE

El diseño de las válvulas de laminilla flexible es más variado que el de las válvulas de disco con movimiento vertical y que el de las de disco anular. Un tipo muy usado de válvula de laminilla flexible es la válvula "Feather" que se usa en compresores de mediano y gran tamaño, la cual consiste de un asiento de válvulas, una serie de laminillas de acero y un retenedor de la válvula.

Las laminillas metálicas se ajustan sobre ranuras que se tienen en el asiento de la válvula y mediante el retenedor se les hace permanecer en su lugar. Es importante observar que para permitirles flexionarse a las laminillas de la válvula bajo una determinada presión, sus extremos deben de estar firmemente asegurados. La principal ventaja de la válvula Feather es que las laminillas son de peso ligero y se abren fácilmente estando diseñadas para proporcionar una área grande de restricción, todo lo cual tiende a reducir a un valor mínimo el efecto de fricción.

Una desventaja de las válvulas de placa anular es, que no pueden instalarse inundadas como las válvulas de disco con movimiento vertical, debido a la presencia de los espacios ocupados por la abertura de la válvula.

Un diseño de válvula muy usado en compresores pequeños es, la válvula de laminilla fijada en un extremo, de la cual se tienen innumerables variaciones, y consiste de una laminilla de acero muy delgada la cual está firmemente fijada en un extremo, mientras que el extremo opuesto a la laminilla está libre, "oscila" cubriendo y descubriendo la lumbrera de la válvula.

Otro tipo de válvula flexible de uso común, es la válvula de diafragma, la cual consiste de un disco metálico que permanece abajo sobre el asiento de la válvula, teniéndose un perno o tornillo através del centro del disco. El disco se flexiona hacia arriba o hacia abajo para descubrir o cubrir la lumbrera de la válvula. La válvula de diafragma se usa como válvula de succión y se instala en la parte superior del pistón.

LUBRICACION

Siempre debe mantenerse un adecuado suministro de aceite en el cárter para asegurar una continua lubricación. El nivel de aceite normal deberá mantenerse ligeramente arriba del vidrio visor. En los compresores de 5 HP y mayores, así como en los 3 HP la lubricación del compresor se efectúa por medio de una bomba de aceite de desplazamiento positivo. La bomba está montada junto al cojinete y es accionada por el cigüeñal mediante una ranura en la que encaja el extremo plano de la flecha de la bomba.

El aceite es forzado através de un orificio del cigüeñal a los cojinetes del compresor y bielas. Una válvula de alivio de balín y resorte sirven como dispositivo de descarga de presión, permitiendo que el aceite pase directamente al cárter si su presión es mayor que la del ajuste de esta válvula. Puesto que la succión de la bomba de aceite está

conectada directamente al cárter del compresor, la presión de entrada a la bomba será siempre la del cárter y la presión de salida será la suma de la presión del cárter más la presión de la bomba de aceite. Por consiguiente, la presión neta de la bomba será la presión de salida de la bomba menos la presión del cárter, cuando el compresor funciona con la presión de succión en vacío, la presión del cárter es negativa y debe ser añadida a la presión de la salida de la bomba para determinar la presión neta de ésta.

La presencia de líquido refrigerante en el cárter puede afectar mucho el funcionamiento de la bomba de aceite.

Una formación de espuma en el arranque puede motivar una pérdida de aceite del cárter y por consiguiente una pérdida de presión de aceite hasta que éste vuelve al cárter. En caso de que el refrigerante líquido o una mezcla de aceite y refrigerante, rica en refrigerante se introduzca en la bomba de aceite, el refrigerante líquido se convertirá repentinamente en gas produciendo grandes variaciones y posiblemente una pérdida de aceite.

La presión del cárter puede variar con respecto a la presión de succión puesto que el refrigerante líquido en el cárter lo presurizará durante intervalos cortos, por lo que la conexión de baja presión del control de seguridad de presión de aceite debe siempre estar conectada al cárter.

Durante un rápido descenso de la temperatura de evaporación del refrigerante, la cantidad de éste que se encuentra disuelto en el aceite del cárter, puede producir gas en la bomba de aceite. Durante este periodo la bomba de aceite debe bombear tanto gas como aceite y en consecuencia la presión puede disminuir temporalmente. Tan pronto como se alcance una condición estable y el refrigerante líquido deje de llegar a la bomba, la presión del aceite volverá a ser normal.

ENFRIAMIENTO DEL COMPRESOR

Los compresores enfriados por aire requieren un flujo adecuado de aire sobre el cuerpo del compresor para evitar su recalentamiento. El flujo de aire procedente del ventilador debe ser descargado directamente sobre el motocompresor.

Los compresores enfriados por agua están equipados con una camisa por la que circula el agua, o están envueltos con un serpentín de cobre, la cual debe fluir a través del circuito de enfriamiento cuando el compresor está en operación. Los moto-compresores enfriados por refrigerante se diseñan de modo que el gas de succión fluya en torno y a través del motor para su enfriamiento.

CONDENSADORES

El refrigerante que sale del compresor a presión y temperatura alta es enviado al condensador para su condensación, el cual lo enfría hasta su punto de saturación y después lo condensa a su fase de estado líquido.

El condensador es básicamente un intercambiador de calor, en donde el calor absorbido por el refrigerante durante el proceso de evaporación cede su calor al medio. El calor cedido por el vapor de refrigerante en el condensador hace que descienda su temperatura al punto de saturación y se condense.

La mayor parte del flujo de calor ya sea hacia adentro o hacia afuera de un sistema de refrigeración ocurre por convección, en donde el calor es transmitido por la corriente del fluido (refrigerante), es decir el calor pasa de una molécula de una sustancia a otra molécula de la misma o diferente sustancia. Si la diferencia de temperatura entre un cuerpo frío y otro caliente es grande, el calor fluirá del cuerpo caliente al frío rápidamente, pero si la diferencia de temperatura es pequeña, el calor fluirá lentamente.

Con grandes áreas de contacto entre el cuerpo frío y caliente el calor fluye más rápidamente que con áreas pequeñas. Algunos materiales, llamados conductores, permiten que el calor fluya fácilmente a través de ellos, mientras que otros, llamados aislantes dificultan el flujo de calor. Sobre la superficie de los tubos, en la que el aire circula en la parte externa del tubo y el refrigerante en su interior, se forman zonas de resistencia llamadas películas de superficie.

La película de superficie del lado donde circula el aire impide el flujo de calor, debido a que el aire es, por naturaleza, un conductor pobre. Esta película es el principal obstáculo al flujo de calor en un intercambiador de calor.

Un método usado para compensar la película de superficie del lado del aire es aumentar la superficie de la tubería del intercambiador de calor equipándola con aletas. Aunque esto no elimina la película de aire, sí ayuda a aumentar la superficie de transferencia de calor.

Otro método es introducir corrientes forzadas de aire por medio de un ventilador sobre el intercambiador de calor. Esto es más efectivo y proporciona un flujo adicional, al proporcionar corrientes de convección artificial.

CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE

El más usado de los condensadores es el de tubo con aletas en su exterior, los cuales disipan el calor al aire ambiente (fig.3.5), a excepción de unidades domésticas muy pequeñas, las cuales dependen de la circulación del aire ambiente por gravedad, la transferencia de calor se lleva a cabo forzando grandes cantidades de aire a través del condensador.

Los condensadores enfriados por aire son fáciles de instalar, baratos de mantener, no requieren agua y no tienen peligro de congelación en tiempo de frío. Sin embargo, es necesario un suministro adecuado de aire fresco y el ventilador puede crear problemas

de ruido en grandes instalaciones. Son utilizados con mucho éxito en áreas cálidas y secas en donde el agua es escasa, cuando el espacio es estrecho, los condensadores se fabrican con una sola hilera de tubos, sin embargo, para lograr un tamaño más compacto, se construyen normalmente con un área frontal relativamente pequeña y varias hileras de tubos superpuestos a lo ancho. El aire al ser forzado a través del condensador absorbe calor y eleva su temperatura. Las aspas de succión que arrastran el aire a través del condensador, resultan más apropiadas por establecer un flujo de aire uniforme que las aspas del tipo de descarga. El tipo de aspas de succión se prefieren normalmente puesto que una distribución uniforme del aire aumenta la eficiencia del condensador. Los condensadores enfriados por aire deben conservarse muy limpios para obtener una buena eficiencia, cualquier señal de basura o grasa en los tubos o aletas disminuyen la transferencia de calor en la misma forma que la película de superficie que se mencionó anteriormente. Una desventaja de estos condensadores es que la temperatura del aire es muy variable. Para altas temperaturas de aire el compresor debe trabajar con sobre carga para obtener la presión de condensación y compensar la reducida capacidad de enfriamiento del aire.

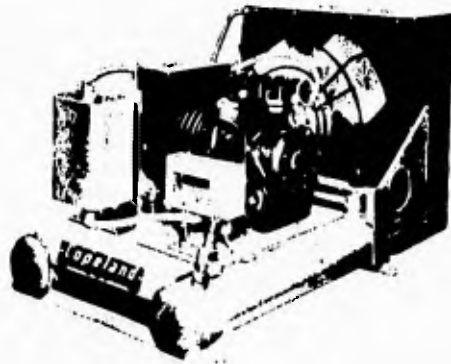


Fig 3.5 Condensador enfriado por aire.

CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA

Para eliminar los problemas ocasionados por la fluctuación de temperatura del aire, se utilizan algunas veces agua como medio de enfriamiento, lo que permite mantener baja la presión de condensación, ya que el agua tiende a permanecer fría y estable aún en climas calientes. Los condensadores pueden manejar grandes cargas y pueden hacerse más compactos, ya que el agua absorbe más calorías que el aire (fig.3.6).

El agua, especialmente de manantiales, es mucho más fría que la temperatura del aire durante el día. Si se utilizan torres de enfriamiento, la temperatura del agua de condensación puede ser bajada a un punto muy cercano a la temperatura ambiente del bulbo húmedo. Esto permite la continua recirculación del agua de condensación y reduce el consumo de ésta al mínimo.

Los condensadores enfriados por agua pueden ser compactos por las excelentes características de transferencia de calor que posee el agua. Normalmente el agua de enfriamiento se desplaza através de tuberías o serpentines en el interior de una carcasa sellada en la que se descarga el gas caliente procedente del compresor. Una vez condensado el refrigerante éste puede salir por la línea de líquido siendo de este modo innecesario el empleo de recipiente separado.

Una válvula de control de agua modulada con un elemento sensible a la presión o a la temperatura deseada puede ser utilizada para mantener las presiones de condensación dentro de la gama deseada mediante el aumento o disminución del flujo de agua según sea necesario.

Los circuitos de agua de enfriamiento en compresores con camisas de agua y en condensadores enfriados por agua pueden instalarse en serie o en paralelo según lo requiera cada aplicación en particular. El empleo de conexiones en paralelo producen una menor caída de presión a través del circuito y puede ser necesario cuando el aumento en la temperatura del agua de enfriamiento debe mantenerse al mínimo

CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA

Para eliminar los problemas ocasionados por la fluctuación de temperatura del aire, se utilizan algunas veces agua como medio de enfriamiento, lo que permite mantener baja la presión de condensación, ya que el agua tiende a permanecer fría y estable aún en climas calientes. Los condensadores pueden manejar grandes cargas y pueden hacerse más compactos, ya que el agua absorbe más calorías que el aire (fig.3.6).

El agua, especialmente de manantiales, es mucho más fría que la temperatura del aire durante el día. Si se utilizan torres de enfriamiento, la temperatura del agua de condensación puede ser bajada a un punto muy cercano a la temperatura ambiente del bulbo húmedo. Esto permite la continua recirculación del agua de condensación y reduce el consumo de ésta al mínimo.

Los condensadores enfriados por agua pueden ser compactos por las excelentes características de transferencia de calor que posee el agua. Normalmente el agua de enfriamiento se desplaza a través de tuberías o serpentines en el interior de una carcasa sellada en la que se descarga el gas caliente procedente del compresor. Una vez condensado el refrigerante éste puede salir por la línea de líquido siendo de este modo innecesario el empleo de recipiente separado.

Una válvula de control de agua modulada con un elemento sensible a la presión o a la temperatura deseada puede ser utilizada para mantener las presiones de condensación dentro de la gama deseada mediante el aumento o disminución del flujo de agua según sea necesario.

Los circuitos de agua de enfriamiento en compresores con camisas de agua y en condensadores enfriados por agua pueden instalarse en serie o en paralelo según lo requiera cada aplicación en particular. El empleo de conexiones en paralelo producen una menor caída de presión a través del circuito y puede ser necesario cuando el aumento en la temperatura del agua de enfriamiento debe mantenerse al mínimo

Condensadores de tubos concéntricos.- Este sistema se usa cuando el refrigerante circula a través de un tubo y el agua fluye en dirección contraria en un tubo interior de diámetro más pequeño, el arreglo permite un enfriamiento doble: por el agua y por el aire que circula por dentro y fuera del tubo del refrigerante.

Condensador de coraza y tubos.- Cuando gas y refrigerante caliente entra por la parte superior de la coraza, cediendo su calor al agua que circula a través de los tubos, se condensa y sale por la parte inferior de la coraza prosiguiendo por la línea del líquido.

Los tubos de los condensadores de agua fría deben de limpiarse periódicamente para eliminar depósitos, que dificultan el flujo de calor.



Fig. 3.6. Condensador enfriado por agua.

CONDENSADORES EVAPORATIVOS

Los condensadores de evaporación se utilizan frecuentemente cuando se desean temperaturas de condensación inferiores a las que pueden obtenerse con condensadores enfriados por aire y en donde el suministro de agua no es adecuado para una intensa utilización.

El vapor del refrigerante caliente fluye a través de las tuberías dentro de una cámara con rociadores de agua, en donde es enfriado mediante la evaporación del agua que entra en contacto con los tubos de refrigerante.

El agua que se expone al flujo del aire en una cámara con rociadores se evaporará rápidamente. El calor latente requerido para el proceso de evaporación se obtiene mediante una reducción en el calor sensible y, por consiguiente, mediante una reducción de la temperatura del agua. Una cámara de evaporación con rociadores puede reducir la temperatura del agua a un punto que se aproxima a la temperatura del bulbo húmedo del aire. Ya que el enfriamiento se realiza mediante la evaporación del agua, el consumo de agua es solamente una fracción de la que se utiliza en sistemas de enfriamiento en las que el agua después de utilizarse se descarga a un drenaje. Los condensadores evaporativos son empleados en regiones áridas y calientes.

Los condensadores que economizan agua son una combinación de condensador y torre de enfriamiento. El refrigerante es circulado a través del serpentín y el agua es constantemente bombeada de la parte inferior de la torre a la superior, desde donde se alimenta a los serpentines del refrigerante.

TEMPERATURA DE CONDENSACION

Es la temperatura a la cual el gas refrigerante se condensa para pasar de estado de vapor a líquido. Esta no debe confundirse con la temperatura del medio de enfriamiento, ya que la temperatura de condensación deberá ser siempre mayor y llevar a cabo la transferencia de calor.

Para que la condensación de vapor refrigerante se lleve a cabo en el condensador, el calor debe salir de éste en la misma proporción con la que entra al refrigerante.

Si se considera un compresor cuya presión en el condensador aumenta hasta que la diferencia de temperatura entre el medio de enfriamiento y la temperatura de

condensación del refrigerante sea lo suficientemente elevada para que se produzca la transferencia de calor, con un condensador grande esta diferencia de temperatura puede ser muy pequeña. Con un condensador pequeño, o en caso en que el flujo de aire o agua del condensador haya sido bloqueada la diferencia de temperatura será muy elevada. Esto puede producir altas presiones peligrosas, por lo que es vital que el condensador trabaje adecuadamente siempre que esté en funcionamiento una unidad de refrigeración. La temperatura de condensación es determinada por la capacidad del condensador, la temperatura del medio de enfriamiento y el contenido de calor del gas refrigerante descargado del compresor.

EVAPORADORES

El evaporador es una parte importante de los sistemas de refrigeración por que en el se lleva acabo el enfriamiento. El evaporador puede ser definido como un dispositivo para absorber calor dentro del sistema de refrigeración.

En términos de operación se clasifican en dos grandes grupos que son:

- 1.- Evaporadores de expansión seca.
- 2.- Evaporadores sumergidos.

Los evaporadores de expansión seca son aquellos en los cuales el refrigerante se evapora completamente de tal forma que solo gas sale del evaporador. El evaporador sumergido está diseñado de tal modo que la salida del evaporador pasa una pequeña porción de refrigerante líquido, con el fin de aumentar el mojado de la superficie y mejorar la transferencia de calor. Los evaporadores son hechos de diferentes formas y estilos para realizar necesidades específicas. Sus aplicaciones son de transferencia de calor.

Los evaporadores más comunes son de los tipos:

- 1.- de serpiente
- 2.- de tubos y coraza o enfriador.
- 3.- de placas de enfriamiento.

EVAPORADOR DE SERPENTIN

A menudo llamado serpiente de enfriamiento (fig.3.7), es uno de los más populares y simples a la vez y consiste únicamente de un circuito de tubos. Si el serpiente del evaporador tiene abánico se clasifica como de aire inducido o de circulación inducida. Se diferencia del evaporador de convección natural en que éste no usa abánico para la circulación del aire.



fig. 3.7 Evaporador Serpentin.

EVAPORADOR DE TUBOS Y CORAZA O ENFRIADOR

Consiste de un tanque o recipiente que contiene uno o varios circuitos de serpentín. Se usa para enfriar un líquido llamado enfriador secundario, el cual circula a través del serpentín, sumergido en el refrigerante líquido (fig. 3.8).

Algunas veces se le llama enfriador de agua, enfriador de líquido o enfriador de salmuera. El líquido enfriador secundario es bombeado a otro intercambiador de calor donde se usa para enfriamiento. A tales arreglos se les llama sistemas de enfriamiento secundario y generalmente consisten de un sistema central de refrigeración y uno o más intercambiadores de calor localizados en lugares alejados del sistema.

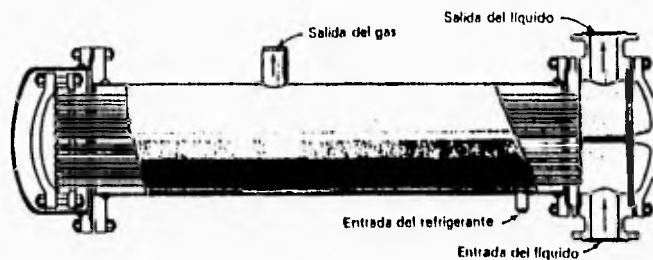


Fig. 3.8 Evaporador de tubos y coraza.

TRANSFERENCIA DE CALOR EN EVAPORADORES

La transferencia de calor de un espacio a ser refrigerado por un sistema de refrigeración tiene lugar dentro del evaporador en dos pasos:

- 1.- El calor del espacio a ser refrigerado deberá absorberse por el metal del evaporador.
- 2.- El calor deberá transferirse a través del metal del evaporador y ser absorbido por el refrigerante dentro del evaporador

La transferencia de calor del aire en el espacio refrigerado al metal del evaporador depende de varios factores, tales como:

- 1.- La naturaleza de la superficie expuesta del evaporador brillante u opaco; rugoso o liso
- 2.- La diferencia de temperatura entre la superficie del evaporado y el aire del medio ambiente
- 3.- La velocidad de las corrientes de aire a enfriarse dentro del espacio a refrigerarse.
- 4.- La conductividad del metal del cual el evaporador es construido.
- 5.- El espesor de la escarcha en el evaporador.

La diferencia de temperatura entre el aire y la superficie del evaporador es muy importante. Si la diferencia de temperatura es pequeña, la proporción de calor transferido será bajo. La velocidad de las corrientes de aire dependerá del diseño y construcción del evaporador. Ya que el aire en contacto con el evaporador es enfriado, puede ser reemplazado por aire caliente, si la circulación del aire es restringida, el calor del espacio a refrigerar no será propiamente transferido a la unidad de enfriamiento y el espacio no será mantenido a la temperatura deseada. Si el aire es recirculado la transferencia de calor del aire se incrementará de 4 a 6 veces sobre el rango de transferencia de calor del aire en reposo. En muchas instalaciones, la circulación de aire forzado es inducido sobre las superficies de un evaporador, incrementando la capacidad de enfriamiento más de 20 veces que en diseño de instalaciones naturales.

La transferencia de calor de la superficie del evaporador del refrigerador es importante ya que el refrigerante es el que realmente hace el trabajo. La proporción de transferencia de calor de la superficie del evaporador al refrigerante dependerá de factores como:

- 1.- El área del evaporador
- 2.- La diferencia de temperatura entre el refrigerante evaporado y el medio a refrigerar.
- 3.- La velocidad del refrigerante en los tubos del evaporador.

4.- La condición del refrigerante (seco o inundado).

5.- Libre de películas de aceite.

6.- Remoción del refrigerante vaporizado.

7.- El tipo de medio a ser enfriado.

La capacidad de enfriamiento del evaporador es proporcional a la superficie del aire expuesto. Si el área es pequeña, la capacidad del evaporador también será pequeña.

Esta es la razón por lo que las aletas han sido adheridas a los evaporadores.

Si la unidad de refrigeración no está funcionando correctamente y el vapor refrigerante no es removido tan rápido como se forma en el evaporador, la presión se incrementará en el evaporador y se reducirá el proceso de evaporación.

El incremento de presión provocará que el punto de ebullición del refrigerante se eleve y la temperatura correspondiente del evaporador se eleve y reduzca el diferencial entre la temperatura del evaporador y la temperatura del aire que circula, esto provocará una baja en el rango de enfriamiento de la unidad.

Para los refrigerantes comerciales de casa, la temperatura de evaporación del refrigerante es normalmente de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, si consideramos que la temperatura promedio de un refrigerador es de $7.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ tendremos un diferencial de $22.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre la temperatura del refrigerante en el evaporador y la temperatura del espacio refrigerado.

DISPOSITIVOS DE CONTROL DE FLUJO DE REFRIGERANTE

En la refrigeración moderna se emplea una gran variedad de dispositivos de control del refrigerante con el fin de obtener un funcionamiento eficaz del sistema. Los sistemas pequeños con control manual o control automático simple de encendido y apagado, pueden precisar el uso de uno o dos controles, sin embargo, los grandes sistemas pueden tener una multitud de controles, siendo lo esencial el adecuado funcionamiento de cada uno de ellos, para una operación satisfactoria del sistema.

- 4.- La condición del refrigerante (seco o inundado).
- 5.- Libre de películas de aceite.
- 6.- Remoción del refrigerante vaporizado.
- 7.- El tipo de medio a ser enfriado.

La capacidad de enfriamiento del evaporador es proporcional a la superficie del aire expuesto. Si el área es pequeña, la capacidad del evaporador también será pequeña.

Esta es la razón por lo que las aletas han sido adheridas a los evaporadores.

Si la unidad de refrigeración no está funcionando correctamente y el vapor refrigerante no es removido tan rápido como se forma en el evaporador, la presión se incrementa en el evaporador y se reducirá el proceso de evaporación.

El incremento de presión provocará que el punto de ebullición del refrigerante se eleve y la temperatura correspondiente del evaporador se eleve y reduzca el diferencial entre la temperatura del evaporador y la temperatura del aire que circula, esto provocará una baja en el rango de enfriamiento de la unidad.

Para los refrigerantes comerciales de casa, la temperatura de evaporación del refrigerante es normalmente de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, si consideramos que la temperatura promedio de un refrigerador es de $7.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ tendremos un diferencial de $22.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre la temperatura del refrigerante en el evaporador y la temperatura del espacio refrigerado.

DISPOSITIVOS DE CONTROL DE FLUJO DE REFRIGERANTE

En la refrigeración moderna se emplea una gran variedad de dispositivos de control del refrigerante con el fin de obtener un funcionamiento eficaz del sistema. Los sistemas pequeños con control manual o control automático simple de encendido y apagado, pueden precisar el uso de uno o dos controles, sin embargo, los grandes sistemas pueden tener una multitud de controles, siendo lo esencial el adecuado funcionamiento de cada uno de ellos, para una operación satisfactoria del sistema.

El ajuste de un control para un funcionamiento eficaz o para conocer el efecto de un funcionamiento indebido, es indispensable que el desempeño, funcionamiento y aplicación de cada control de refrigeración sea completamente comprendido.

Los dispositivos de control de un sistema de refrigeración sirven para restringir el flujo del refrigerante a través de la línea que va del condensador al evaporador, así como para mantener los diferentes niveles de presión en el refrigerante por acción de bombeo del compresor. Cuando el refrigerante líquido pasa a través de la válvula, se somete a un brusco cambio de presión, una parte de él se evapora y el resto llega al evaporador como líquido. El calor absorbido en el evaporador es la causa de que el refrigerante líquido se evapore, conforme el refrigerante pasa a través del serpentín el porcentaje de vapor va en aumento. Es importante el control exacto del flujo del refrigerante al evaporador. Se debe evitar una sobre alimentación en el evaporador, ya que el líquido del evaporador puede llegar al compresor y causarte serios problemas. De aquí la necesidad de alimentar al evaporador correctamente para que el líquido que circula en él, se evapore a lo largo de todo el serpentín, y a la vez no se tenga líquido a la salida del evaporador.

VALVULAS TERMOSTATICAS DE EXPANSION

Esta válvula sirve para mantener la presión y temperatura deseada del refrigerante en la tubería del evaporador, manteniéndola llena de refrigerante bajo las condiciones de carga del sistema y sin el peligro de derramar líquido refrigerante dentro de la tubería de succión. Estas válvulas proporcionan un efectivo uso de la superficie del evaporador bajo condiciones de carga y son adecuadas para el control de refrigerantes en sistemas que están sujetos a variaciones de carga. En la (fig.3.9), se muestra este tipo de válvulas, así como sus partes principales:

1. Aguja y asiento.
2. Diafragma.
3. Bulbo sensor (lleno de cierto fluido)
4. Resorte.

La operación de la válvula termostática es el resultado de tres fuerzas independientes: (1) la presión en el evaporador, (2) la presión ejercida en el resorte y (3) la presión ejercida por el bulbo sensor.

El bulbo sensor de la válvula termostática se encuentra colocado a la salida del evaporador, donde responderá a los cambios de temperatura que el vapor refrigerante tenga en dicho punto.

Una válvula, en la que se ha desajustado el resorte provocará que reduzca la cantidad de sobrecalentamiento necesario para mantener a la válvula en buena operación o bien el caso contrario, que se reduzca el sobrecalentamiento lo que ocasionará que la válvula pierda el control sobre el refrigerante.

Las válvulas de expansión termostática son ajustadas por los fabricantes para un sobrecalentamiento de 7 °C a 10 °C aproximadamente. Lo antes mencionado es para condiciones ideales ya que existen pérdidas por fricción al estar en contacto el refrigerante con las paredes internas del tubo por lo que hay un sistema de compensación externa en dichas válvulas para mantener el sobrecalentamiento necesario del refrigerante a la salida del evaporador. Antes de proceder al ajuste de cualquier válvula de expansión deberán consultarse sus características de acuerdo a los datos proporcionados por el fabricante para tener una información más detallada de ellas.

Las válvulas de expansión son de capacidad limitada para reaccionar a cambios de carga y se utilizan en condiciones de operación relativamente constantes.

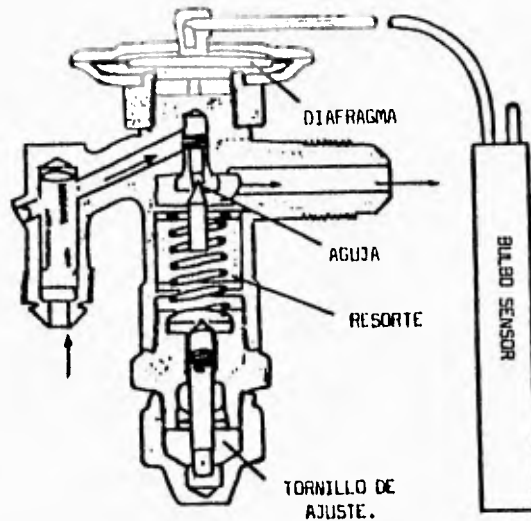


Fig 3.9 válvula termostática de expansión

TUBO CAPILAR

Es el más sencillo de los controles de flujo de refrigerante y consiste en un tubo de longitud fija, de un diámetro interior pequeño e instalado entre el evaporador y el condensador (fig.3.10). El tubo capilar regula el flujo del refrigerante líquido del condensador al evaporador y mantiene la diferencia de presión entre estas partes de los sistemas de refrigeración.

Ya que el tubo capilar está conectado en serie, debe tener la capacidad de bombeo cuando está en operación el compresor tanto a la presión de vapor como de condensante.

Si a la hora de diseñar un sistema de refrigeración no se elige en forma correcta el diámetro interior del tubo y el largo de éste, el sistema no operará en forma correcta provocando fallos en su funcionamiento. En las tablas 2.1 y 2.2 se muestran tubos de

diferente diámetro, tal como se consigue en el mercado nacional y diferentes longitudes de tubo capilar que se emplea para diferentes capacidades del compresor.

Tabla 2.1 (Diámetros de tubos capilares)

DIAMETRO EXTERIOR	DIAMETRO INTERIOR
2.108 mm (0.083 in)	0.787 mm (0.031 in)
2.387 mm (0.094 in)	0.914 mm (0.036 in)
2.786 mm (0.109 in)	1.066 mm (0.042 in)
2.895 mm (0.114 in)	1.244 mm (0.049 in)
3.048 mm (0.120 in)	1.397 mm (0.055 in)
3.302 mm (0.130 in)	1.651 mm (0.065 in)

Tabla 2.2 (longitudes necesarias de acuerdo a la potencia del motor y la temperatura)

POTENCIA DEL MOTOR	TEMPERATURA	LONGITUD NECESARIA DE TUBO CAPILAR (METROS)					
		.787 Di	.914 Di	1.016 Di	1.066 Di	1.244 Di	1.397 Di
1/8 H.P.	ALTA	0.33	0.67	1.07	1.37	2.74	4.57
	MEDIA	1.22	2.44	3.96	4.88	9.75	17.07
	BAJA	2.74	5.49	8.84	10.97	21.94	38.40
1/5 H.P.	ALTA	---	---	---	---	---	3.05
	MEDIA	0.67	1.34	2.13	2.74	5.49	9.45
	BAJA	1.58	3.20	5.18	6.40	12.80	22.25
1/4 H.P.	ALTA	---	---	---	---	---	1.52
	MEDIA	0.33	0.67	1.07	1.37	2.74	4.57
	BAJA	---	---	---	---	---	---
1/3 H.P.	ALTA	---	---	---	---	---	---
	MEDIA	---	---	---	---	---	2.89
	BAJA	0.53	1.07	1.71	2.13	4.27	0.76

La carga de refrigerante resulta crítica en los sistemas de tubos capilares, ya que normalmente no existe un recipiente para almacenar el exceso de refrigerante.

Demasiado refrigerante producirá altas presiones de descarga así como la sobrecarga del motor y la posible inundación del compresor durante la interrupción del ciclo; una carga de refrigerante escasa permitirá que el vapor penetre en el tubo capilar provocando una pérdida de la capacidad del sistema.

El tubo capilar permite ciertas simplificaciones en el sistema refrigerante, con lo cual se reducen los costos de fabricación. Debido al equilibrio de presiones a través del tubo capilar, en los lados de alta y baja presión durante el ciclo de "PARO", el compresor puede arrancar en condiciones de carga, esto permite emplear compresores de bajo par de arranque.

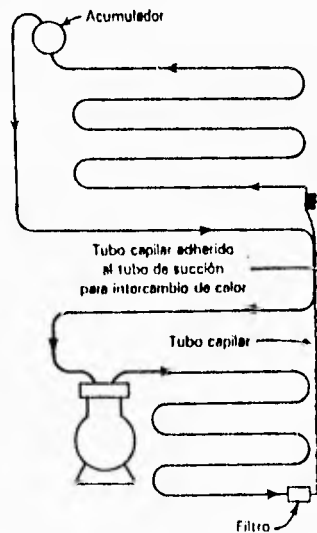


Fig. 3.10 Sistema de tubo capilar

VALVULA SOLENOIDE

Son usadas para control de flujo, pero su uso más común es como válvula de refrigerante en la línea de líquido. Aquí la válvula solenoide es usada para detener el flujo del líquido al evaporador cuando los requerimientos de refrigeración son satisfechos, cuando se requiere un flujo refrigerante, la válvula solenoide se abre y el líquido fluye en el evaporador (fig.3.11). El principio de operación de la válvula solenoide es simple. Un embobinado es colocado alrededor de un eje que contiene un vástago, cuando la corriente fluye a través del devanado un campo magnético aparece. Esto hace que arrastre al vástago dentro del tubo y se abra la válvula, permitiendo al líquido fluir.

Estas válvulas son diseñadas para mantener una presión constante o temperatura en el evaporador prescindiendo de la presión de succión del compresor, las válvulas solenoides se utilizan por lo común en las líneas de refrigerante líquido y gas caliente para detener el flujo de refrigerante cuando se desea.

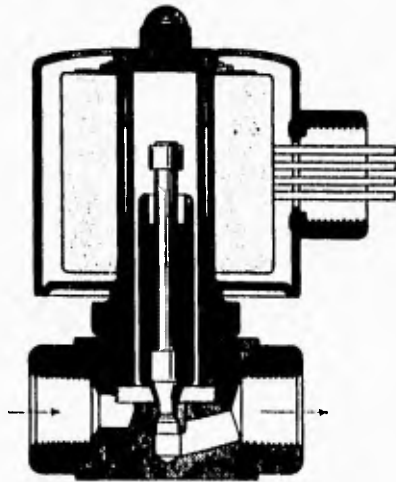


fig. 3.11 Válvula solenoide

VALVULAS DE UNA SOLA DIRECCION

Estas válvulas son usadas en sistemas de refrigeración para prevenir que flujos de líquido y/o vapor refrigerante inviertan su dirección. Se pueden encontrar direcciones donde requieren de sistemas de deshielo y para prevenir que el gas fluya durante los ciclos de corte. Cuando una unidad condensadora ha parado, una de estas válvulas opera y abre el sistema de condensación para inundar el lado de baja con refrigerante caliente y deshielar la parte del sistema que se requiere.

Las válvulas de una sola dirección tienen un asiento estrecho y puede abrirse fácilmente, si la válvula fuera demasiado pequeña el sistema abriría con dificultad y el estrangulamiento de refrigerante sería grande provocando una mayor caída de presión, el resultado sería una refrigeración pobre en la parte más fría del evaporador.

VALVULAS DE PASO MANUAL

Las válvulas de paso manual se utilizan con frecuencia para aislar partes del sistema de refrigeración en reparaciones o mantenimiento. Estas válvulas se operan manualmente y pueden ser localizados en posición accesible para ser girado su control.

VALVULAS 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.

Estas válvulas se conocen como válvulas de servicio en la succión, válvulas de servicio en la descarga y válvulas de tanque receptor. En sistemas grandes, con frecuencia los tanques receptores tienen válvulas de cierre rápido tanto a la entrada como a la salida.

VALVULAS TIPO SCHRADER

Muchos sistemas utilizan válvulas tipo Schrader para tener acceso a los sistemas herméticos. Este tipo es similar a la válvula usada en llantas de automóvil (fig.3.12). Esta válvula sirve para la comprobación de la presión del sistema en donde no resulta económico o posible el empleo de las válvulas de servicio del compresor con conexión para manómetro. Esta válvula utiliza un principio sencillo y tiene el aspecto de las válvulas de aire usadas en las llantas de automóvil o bicicleta, estas deben tener un tapón para asegurar un funcionamiento o prueba de fugas.

Esta válvula facilita la comprobación de la presión del sistema y permite cargar refrigerante sin alterar el funcionamiento de la unidad.

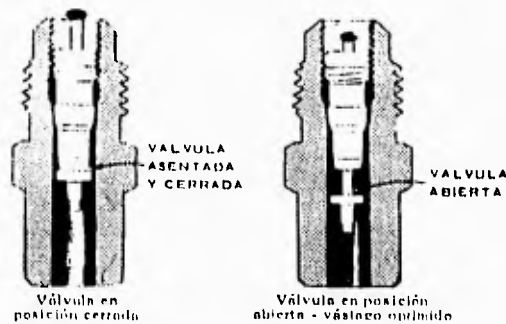


Fig. 3.12 Válvula tipo schrader.

VALVULAS DE ALIVIO

Las unidades de condensación con recipientes a presión que exceden de un cierto volumen deberán estar protegidas con una válvula de alivio de presión ya que la alta presión puede provocar que una parte del sistema explote.

Para protecciones extremas, daños por presión, las válvulas de alivio son montadas, usualmente en el receptor del líquido de los sistemas. Esto se hace para asegurar que unidades de cierto tonelaje de refrigerante no excedan de un máximo de presión especificado por el fabricante a la línea de descarga.

Las válvulas de alivio están diseñadas para que se abran a una presión de descarga previamente establecida, descargando el refrigerante a la atmósfera.

VALVULAS REGULADORAS DE AGUA

Estas válvulas se emplean en condensadores enfriados por agua para sistemas donde se desperdicia o no se recircula. El agua es automáticamente controlada por una válvula reguladora y se instala en la tubería del agua a la entrada del condensador. Cuando el compresor está trabajando, la válvula actúa modulando la relación de flujo de agua a través del condensador en respuesta a los cambios de la presión condensante. Al aumentar la presión condensante tiende a presionar más a los fuelles y abrir la válvula, contrarrestando la tensión que se tiene en el resorte, aumentándose en esta forma la relación de flujo de agua a través del condensador. Así mismo, al disminuir la presión condensante, la válvula se mueve hacia la posición de cerrado de tal modo que se reduce la relación de flujo de agua hacia el condensador. Aún cuando las válvulas reguladoras tienden a mantener la presión condensante constante dentro de ciertos límites razonables, la presión condensante por lo general es considerablemente mayor durante los periodos de carga pico que durante los periodos de carga ligera.

Cuando se interrumpe el ciclo de compresión, la válvula de agua permanece abierta y continúa fluyendo el agua a través del condensador hasta que la presión en el condensador se reduce hasta un cierto valor mínimo predeterminado, para lo cual la válvula se cierra por completo y se interrumpe el flujo de agua. Al reanudarse nuevamente el ciclo de compresión, la válvula de agua permanece cerrada hasta que la presión en el condensador actúa sobre ésta abriéndose la válvula y permitiendo así el flujo de agua a través del condensador.

La presión de cierre de la válvula puede ajustarse a un valor deseado, ajustando la tensión del resorte. La presión mínima que deba tenerse en la válvula (la presión de cierre) debe ser lo suficientemente alta para que la válvula no permanezca abierta y permita fluir el agua a través del condensador cuando el ciclo de compresión esté interrumpido. Debido a que la temperatura de saturación del refrigerante en el condensador nunca puede ser menor que la temperatura ambiente que rodea al condensador, el punto de cierre de la válvula de agua deberá estar fija para una presión de saturación correspondiente a la temperatura ambiente máxima que se tenga durante el tiempo de verano a la localidad donde se encuentre el condensador. Además, la presión de cierre de la válvula debe ser lo bastante alta, tal que la temperatura condensante mínima que se tenga en el invierno sea lo suficientemente alta para proporcionar un diferencial de presión de tamaño suficiente a través de la válvula de control del refrigerante, para asegurar su funcionamiento adecuado.

La capacidad de las válvulas reguladoras del agua varían con el tamaño de la válvula y con la caída de presión a través del orificio de la válvula.

Para la selección de una válvula reguladora se debe conocer los siguientes datos:

- 1.- La cantidad deseada de agua.
- 2.- La temperatura ambiente máxima durante el verano.
- 3.- La temperatura condensante deseada.
- 4.- La caída de presión de agua disponible a través de la válvula.

CAPITULO 4

DESCONGELAMIENTO MEDIANTE GAS CALIENTE

La formación de escarcha en la superficie del evaporador causa una pérdida considerable de calor. El hielo y la escarcha se acumulan en los evaporadores que operan a la temperatura de congelamiento o por debajo.

Para permitir una continua operación en las aplicaciones de refrigeración donde la acumulación de escarcha puede ocurrir, los períodos de descongelamiento son necesarios.

Una de las formas de descongelamiento puede llevarse a cabo dejando que el ventilador continúe funcionando mientras se detiene la marcha del compresor ya sea durante un periodo de tiempo previamente establecido o hasta que la temperatura del serpentín suba unos pocos grados sobre 0 °C (32 °F) que es la temperatura de fusión del hielo.

Para sistemas de baja temperatura, debe suministrarse una fuente de calor para fundir el hielo. Los sistemas de descongelación eléctricos utilizan bobinas o varillas calefactoras en el evaporador. El agua también es apropiada para la descongelación de sistemas.

La descongelación mediante gas caliente es ampliamente utilizada, usando el gas de descarga procedente del compresor desviándolo del condensador y descargándolo directamente en la entrada del evaporador.

El deshielo con gas caliente tiene muchas variaciones, las cuales en alguna forma usan como fuente de calor el gas caliente descargado por el compresor para deshielar al evaporador. En la fig 4.1. se muestra uno de los métodos más simples para deshielar

con gas caliente. Se instala una válvula solenoide en un tubo de desviación instalado entre la descarga del compresor y el evaporador. Cuando la válvula solenoide está abierta, el gas caliente de la descarga del compresor viaja por el tubo de la desviación del condensador y entra al evaporador justamente adelante de la válvula de control del refrigerante.

El deshielo se obtiene a medida que el gas caliente cede su calor al evaporador frío y lo condensa hacia el estado líquido, algo del refrigerante condensado permanece en el evaporador mientras que el resto regresa al compresor donde es evaporado por el calor de la compresión y recirculado al evaporador.

Este método de deshielo con gas caliente tiene varias desventajas. Ya que el líquido no se vaporiza en el evaporador durante el ciclo de deshielo, estará muy limitada la cantidad de gas disponible en el compresor. A medida que progresa el descongelamiento, más líquido permanece en el evaporador y menos refrigerante regresa al compresor para su recirculación, con el resultado de que el sistema tiende a agotar el calor antes que el evaporador esté completamente deshielado.

Otra desventaja más seria de este método es la posibilidad de que una capa pesada de refrigerante líquido regrese al compresor y cause problemas en el mismo. Esto es fácil que ocurra al principio del ciclo de deshielo o inmediatamente después que el deshielo se ha terminado.

Por fortuna, estos inconvenientes pueden solventarse proporcionando algunos medios para reevaporar el líquido que se condensa en el evaporador antes que éste sea regresado al compresor.

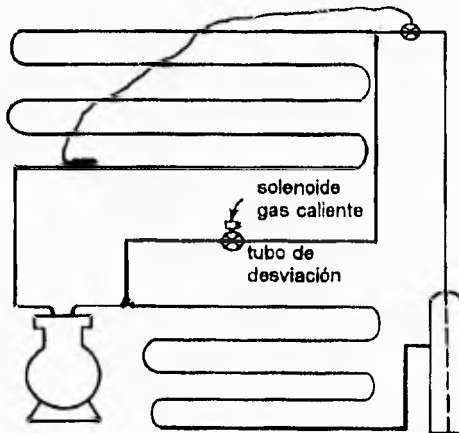


fig. 4.1 Sistema simple de deshielo con gas caliente.

SERPENTINES REEVAPORADORES

Un método común de descongelamiento con gas caliente emplea un serpentín reevaporador en la tubería de succión para reevaporar el líquido tal como se muestra en la fig.4.2. Durante el ciclo de operación normal, la válvula solenoide en la tubería de succión está abierta y el vapor de la succión proveniente del evaporador se desvía del serpentín reevaporador para así evitar una pérdida excesiva de presión en el tubo de succión. A intervalos regulares (por lo general de 3 a 6 horas) el marcador de tiempo de deshielo inicia el ciclo de deshielo abriendo el solenoide en el tubo de gas caliente y cerrando el solenoide en el tubo de desviación de la succión. Al mismo tiempo que son apagados los ventiladores del evaporador y es prendido el ventilador del reevaporador.

El líquido condensado en el evaporador es reevaporado en el serpentín reevaporador y regresado como vapor al compresor donde es comprimido y recirculado al evaporador cuando el descongelamiento ha sido completado, el ciclo de deshielo puede ser

terminado por el marcador de tiempo de deshielo o por el control de temperatura impulsado por el cambio de temperatura en el evaporador.

En cualquier caso el sistema vuelve a estar en operación cerrando el solenoide del gas caliente, abriéndose el solenoide de la succión, apagándose el ventilador del reevaporador y prendiéndose los ventiladores del evaporador.

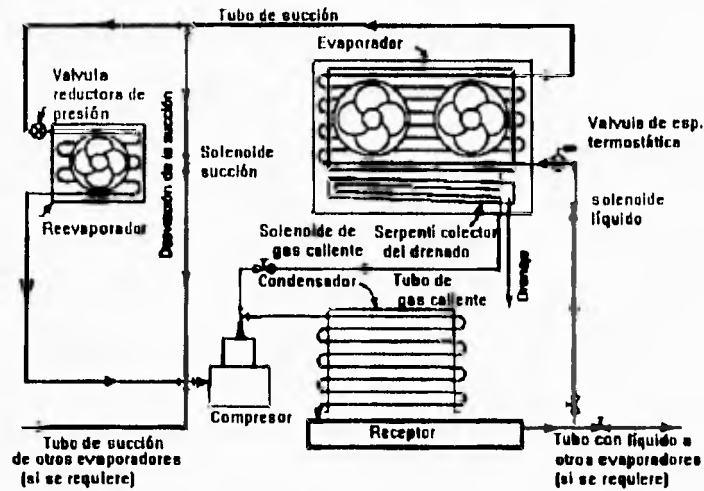


Fig. 4.2 Sistema de deshielo con gas caliente empleando serpentín reevaporador.

SISTEMA DE DESCONGELAMIENTO CON EVAPORADORES MULTIPLES

Cuando dos o más evaporadores se conectan a un condensador común, los evaporadores deben descongelarse por separado, en cuyo caso el evaporador en operación puede servir como reevaporador del refrigerante condensado en el evaporador que está descongelándose. En la fig 4.3, se muestra el diagrama de flujo para este arreglo.

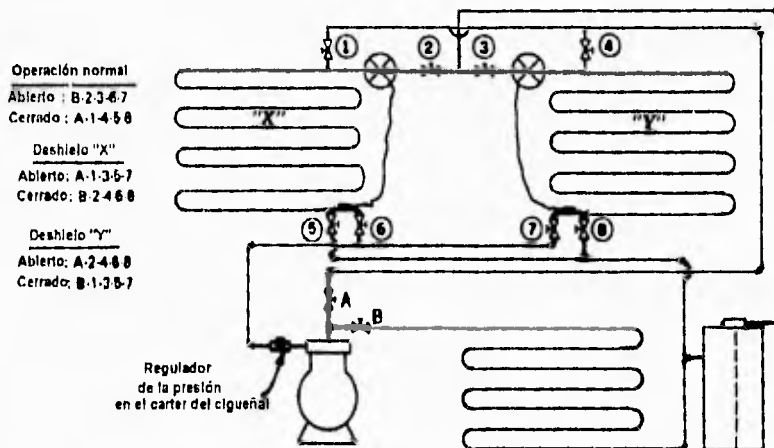


fig. 4.3 Deshielo con gas caliente-sistema evaporador multiple.

DESCONGELAMIENTO CON CICLO INVERTIDO

Empleándose el principio del ciclo invertido (bomba de calor), el condensador puede utilizarse como serpentín reevaporador para reevaporar al refrigerante que se condensa en el evaporador durante el ciclo de deshielo. Se usa una válvula de expansión automática para introducir al refrigerante líquido en el condensador para su reevaporación.

En las figuras 4.4 y 4.5, se muestran los diagramas de flujo para operación de descongelamiento y normal, respectivamente.

En instalaciones recientes las válvulas A, B, C y D son remplazadas por una simple válvula de cuatro vías como se muestra en la fig. 4.6.

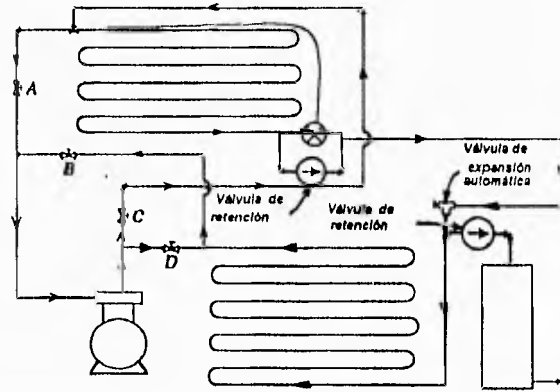


fig. 4.4 Ciclo invertido para sistema de deshielo con gas caliente (ciclo de deshielo).

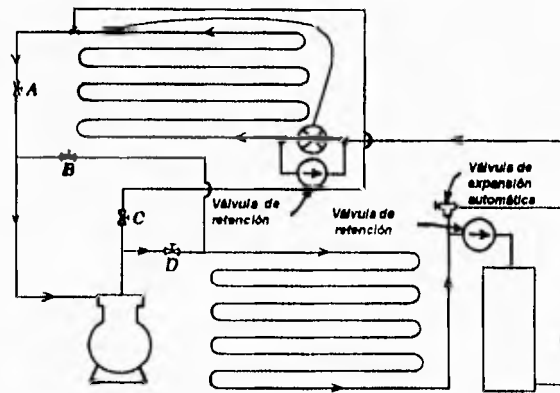


fig. 4.5 Ciclo invertido para sistema de deshielo (operación normal).

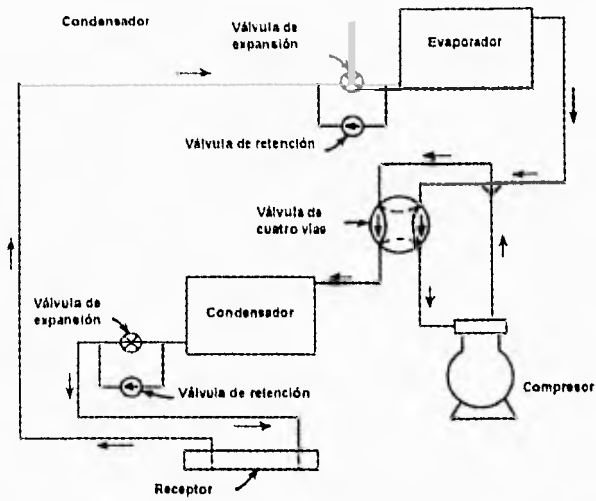


Fig. 4.6a Ciclo invertido para deshielo con gas caliente operación normal.

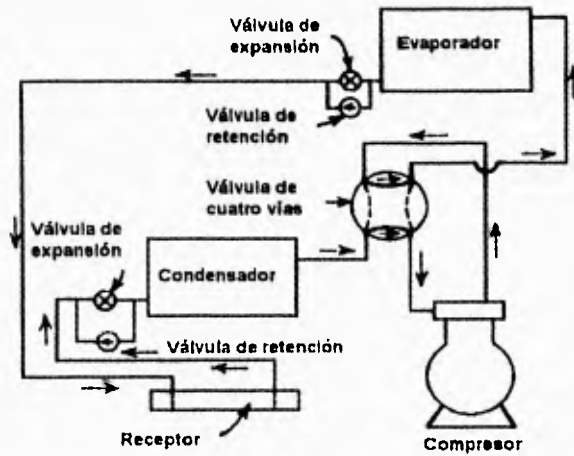


Fig 4.6b Ciclo invertido para deshielo con gas caliente ciclo de eshielo.

DESCONGELAMIENTO DE BANCOS DE EVAPORADORES

Este método emplea un banco de agua para almacenar una parte del calor ordinariamente desperdiciado en el condensador cuando el evaporador está siendo refrigerado. Durante el ciclo de deshielo, el calor almacenado en el banco de agua es usado para reevaporar el refrigerante condensado en el evaporador que se está descongelando.

Durante la operación normal (fig 4.7) el gas de la descarga del compresor pasa primero a través del serpentín de calentamiento en el banco de agua y después al condensador de modo que una parte del calor ordinariamente despedido en el condensador es almacenado en el agua del banco. Obsérvese que el vapor de la succión se desvía de la válvula de retención y del banco de agua durante el ciclo de refrigeración para evitar la pérdida de presión innecesaria en el tubo de la succión y el sobre calentamiento del vapor de la succión por el agua del banco.

Además para control de la temperatura máxima del banco de agua, se instala una desviación en el serpentín de calentamiento del banco de agua. El tubo de desviación es de longitud tal que una gran parte de gas de la descarga se desvía del serpentín calentador y fluye directamente al condensador a medida que se aumenta la temperatura del agua en el banco. Cuando la escarcha o hielo llegan a tener un espesor predeterminado, se inicia el ciclo de deshielo (fig 4.8), por un marcador de tiempo eléctrico el cual abre la válvula solenoide del gas caliente, cierra la válvula solenoide de la succión y apaga los ventiladores del evaporador. El gas caliente es descargado hacia el evaporador en donde se condensa y deshiela al serpentín. El refrigerante condensado fluye hacia la válvula de retención la cual actúa como una válvula de expansión a presión constante y alimenta de líquido al serpentín reevaporador sumergido en el agua del banco.

En este proceso el agua del banco realmente se congela sobre el exterior del serpentín reevaporador. El calor almacenado en el banco es transferido al refrigerante el cual se evapora completamente en el serpentín reevaporador. De este modo, el calor sensible y el calor latente son extraídos del agua del banco disponiéndose así de cantidades grandes de calor para asegurar el deshielo y de que el refrigerante regrese al tubo de la succión a la entrada del compresor completamente evaporado.

El deshielo se efectúa en un tiempo aproximado de 6 a 8 minutos. Este es seguido por un período de posdeshielo que dura unos pocos minutos después de cerrada la válvula solenoide del gas caliente. Durante el posdeshielo cualquier refrigerante líquido que se tenga en el serpentín y en el tubo de la succión se habrá reevaporado. El marcador de tiempo regresará entonces al sistema de operación normal, después ya en operación normal, el agua del banco habrá obtenido su temperatura original por el gas caliente que está pasando através del serpentín de calentamiento.

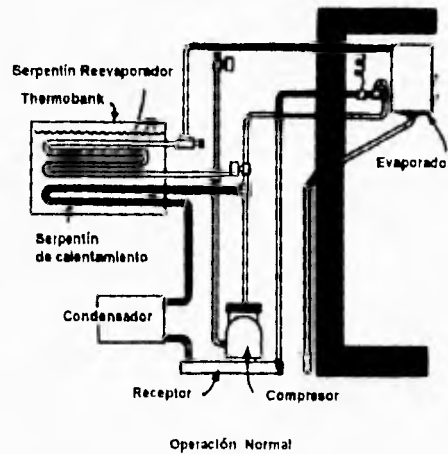


fig. 4.7 Descongelamiento con gas caliente método Thermobank

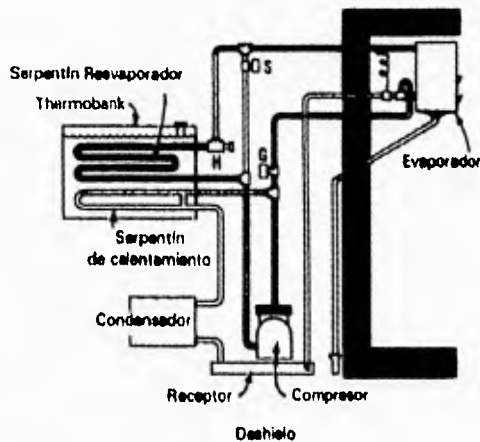


Fig. 4.8 Descongelamiento con gas caliente método thermobank.

DESCONGELAMIENTO VAPOT

El Vapot constituye la parte principal de éste sistema de deshielo con gas caliente. El vapot, realmente es un acumulador en la tubería de succión especialmente calculado, atrapa al refrigerante líquido condensado en el evaporador y por medio de un tubo purgador cuidadosamente dimensionado, está continuamente alimentando una cierta cantidad de líquido regresándolo al compresor con el vapor de la succión.

La poca cantidad de líquido que se regresa al compresor es vaporizada por el calor de la compresión y regresada al evaporador. De esta manera el vapot proporciona una fuente continua de calor latente para deshielar al evaporador y al mismo tiempo elimina la posibilidad de formación de cantidades grandes de líquido regresado al compresor .

El cambiador de calor en el vapot no tiene nada que ver con el ciclo de deshielo, el ciclo de deshielo es iniciado por un marcador de tiempo del deshielo, el cual abre la válvula solenoide del gas caliente y apaga los ventiladores del evaporador.

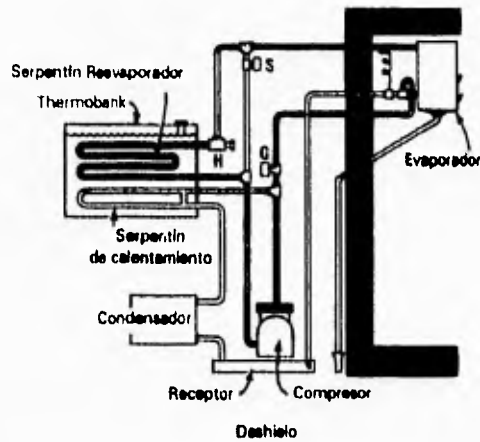


Fig. 4.8 Descongelamiento con gas caliente método thermobank.

DESCONGELAMIENTO VAPOT

El Vapot constituye la parte principal de éste sistema de deshielo con gas caliente. El vapot, realmente es un acumulador en la tubería de succión especialmente calculado, atrapa al refrigerante líquido condensado en el evaporador y por medio de un tubo purgador cuidadosamente dimensionado, está continuamente alimentando una cierta cantidad de líquido regresándolo al compresor con el vapor de la succión.

La poca cantidad de líquido que se regresa al compresor es vaporizada por el calor de la compresión y regresada al evaporador. De esta manera el vapot proporciona una fuente continua de calor latente para deshielar al evaporador y al mismo tiempo elimina la posibilidad de formación de cantidades grandes de líquido regresado al compresor .

El cambiador de calor en el vapot no tiene nada que ver con el ciclo de deshielo, el ciclo de deshielo es iniciado por un marcador de tiempo del deshielo, el cual abre la válvula solenoide del gas caliente y apaga los ventiladores del evaporador.

El deshielo lo termina el control de temperatura del evaporador y restaura al sistema a su operación normal. En la figura 4.9, se muestra el diagrama esquemático de descongelamiento Vapomático, así como también una vista aumentada del Vapot.

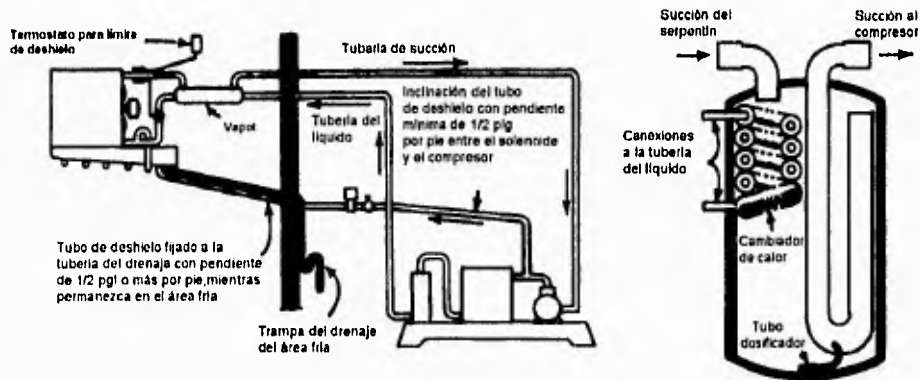


Fig. 4.9 Aplicación típica del Vapot (izquierda). Vista ampliada del Vapot (derecha).

COMPRESION EN PASOS MULTIPLES

Ya se ha indicado que la capacidad y la eficiencia de cualquier sistema de refrigeración disminuye rápidamente a medida que se aumenta la diferencia entre las temperaturas de succión y condensante por una reducción que se tenga en la temperatura del evaporador. Las pérdidas experimentadas son debidas parcialmente a la rarificación de los vapores de succión a las temperaturas bajas del evaporador y parcialmente al aumento en la relación de compresión. Ya que un aumento en la relación de compresión se obtienen estas por elevación en la temperatura de la descarga las temperaturas, estas tienden a ser excesivas a medida que se reduce la temperatura en el evaporador.

En vista de que los sistemas convencionales de un paso simple, por lo general dan resultados satisfactorios con temperaturas en el evaporador tan bajas como -40°F , considerando que las temperaturas condensantes son razonablemente bajas, para temperaturas en el evaporador menores a -40°F , se han empleado algunas formas de compresión en pasos múltiples a fin de evitar tener valores excesivos de temperaturas en la descarga y para mantener eficiencias de operación razonables. En instalaciones grandes, debe considerarse tener operación con pasos múltiples para cualquier temperatura en el evaporador menor a 0°F . Todos los métodos para obtener compresión en pasos múltiples, pueden agruparse en dos tipos básicos: (1) directo y (2) en cascada. El método de pasos múltiples directo emplea dos o más compresores conectados en serie para comprimir el refrigerante en pasos sucesivos. En la fig. 4.10, se muestra el diagrama simple de un sistema de múltiple compresión de tres pasos y pasada directa. Obsérvese que la presión del vapor refrigerante es elevada desde la presión que se tiene en el evaporador hasta la del condensador en tres incrementos, el vapor de la descarga del compresor del paso de menor presión se envía por tubería hasta la succión del siguiente compresor de paso más alto los pasos en cascada involucran usar dos o más compresores con circuitos refrigerantes separados los cuales tienen progresivamente valores menores del punto de ebullición (fig 4.11). El valor refrigerante comprimido en el paso de menor presión es condensado en un cambiador de calor, por lo general llamado condensador de cascada, el cual es también el evaporador del siguiente refrigerante de paso de mayor presión. Ambos métodos de pasos múltiples, tienen ventajas y desventajas relativas, el método particular que producirá el mejor resultado en una instalación específica depende en gran parte del tamaño de la instalación, del grado de temperatura baja a la cual debe llegar.

En algunos casos puede usarse con ventaja una combinación de los dos métodos en estos casos, la compresión compuesta (pasada directa) por lo general es aplicada al paso más bajo de la cascada.

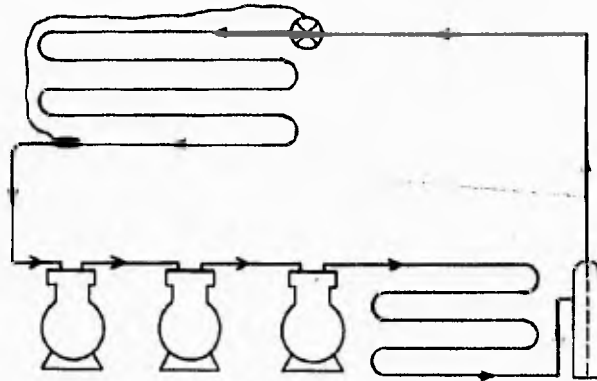


Fig. 4.10 Sistema de compresión de tres pasos directamente conectados.

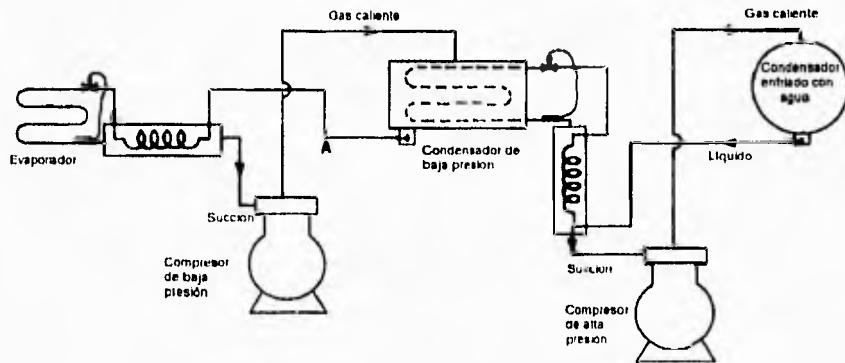


Fig. 4.11 Sistema en cascada (dos pasos)

INTERENFRIADORES

Con un sistema de pasos directos, se hace necesario el enfriamiento del vapor refrigerante entre los diferentes pasos de compresión, a fin de evitar tener sobrecalentamiento en los compresores de los pasos de alta presión. Debido a que durante el proceso de compresión el gas refrigerante está sobrecalentado si el gas no es enfriado, antes de entrar al compresor del siguiente paso, se tendrá una temperatura excesiva en la descarga con el consiguiente sobrecalentamiento de las máquinas de los pasos de alta presión.

Debido a la gran diferencia de temperatura que se tiene entre el condensador y el evaporador, es deseable también el enfriamiento del refrigerante líquido a fin de evitar tener pérdidas fuertes en el efecto refrigerante por la excesiva formación de gas instantáneo en el líquido de la válvula del control refrigerante y el consecuente aumento en el volumen del vapor el cual debe ser manejado en el compresor en el paso de menor presión.

Hay tres métodos comúnmente usados para quitarle sobrecalentamiento al gas y dar enfriamiento al líquido para los sistemas de paso directo. El interenfriador que se muestra en la fig. 4.12a, es tipo "abierto" o tipo "instantáneo", el líquido del condensador es expandido hasta el interenfriador donde su temperatura es reducida por la formación de gas hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión que se tiene en el interenfriador. Debido a que la succión del interenfriador es tomada del compresor de presión alta, la temperatura del líquido a la salida del interenfriador y que va al evaporador de temperatura baja, es la temperatura de saturación correspondiente a la presión intermedia (presión entre los pasos). Ya que la refrigeración empleada para el enfriamiento del líquido a la temperatura intermedia resulta ser mucho más económica en el nivel de la succión de alta presión que en la succión de baja presión, el

enfriamiento del líquido en el interenfriador tiene el efecto de reducir los caballos de potencia por tonelada de refrigeración, así como también el desplazamiento requerido por el compresor del paso de baja presión.

El gas de la descarga del compresor de baja presión está perdiendo calor a causa de las burbujas que se forman en el líquido en el interenfriador, después de lo cual el gas pasa hacia el compresor del paso de presión alta junto con el gas formado en el interenfriador.

Las principales ventajas del interenfriador instantáneo son su simplicidad y bajo costo y el hecho de que la temperatura del refrigerante líquido es reducida hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión intermedia. La principal desventaja es que la presión del líquido que va al evaporador es reducida hasta la presión intermedia que se tiene en el interenfriador. Esto reduce la caída de presión disponible en la válvula de expansión y la necesidad de disponer una válvula más grande, lo cual con frecuencia da por resultado una operación más lenta.

También, debido a la baja temperatura y baja presión del líquido saturado que sale del interenfriador, hay la tendencia que se forme gas en el líquido de la tubería del líquido que se tiene entre el interenfriador y el evaporador.

Por esta razón, la tubería del líquido deberá estar diseñada para la mínima caída posible de presión. Algunas veces se emplea un interenfriador tipo serpentín cerrado en un depósito circular, al cual se le llama interenfriador "tipo cerrado", tal como se indica en la fig. 4.12b. Este tipo de interenfriador difiere del tipo instantáneo en que sólo una parte del líquido del condensador es pasado hacia el interenfriador, mientras que la parte de compensación que va hacia el evaporador pasa através del serpentín sumergido en el líquido del interenfriador.

Por lo tanto, con un interenfriador tipo serpentín en depósito circular, la presión del líquido no se reduce a la presión intermedia, o sea, el enfriamiento del líquido se tiene por

enfriamiento del líquido en el interenfriador tiene el efecto de reducir los caballos de potencia por tonelada de refrigeración, así como también el desplazamiento requerido por el compresor del paso de baja presión.

El gas de la descarga del compresor de baja presión está perdiendo calor a causa de las burbujas que se forman en el líquido en el interenfriador, después de lo cual el gas pasa hacia el compresor del paso de presión alta junto con el gas formado en el interenfriador.

Las principales ventajas del interenfriador instantáneo son su simplicidad y bajo costo y el hecho de que la temperatura del refrigerante líquido es reducida hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión intermedia. La principal desventaja es que la presión del líquido que va al evaporador es reducida hasta la presión intermedia que se tiene en el interenfriador. Esto reduce la caída de presión disponible en la válvula de expansión y la necesidad de disponer una válvula más grande, lo cual con frecuencia da por resultado una operación más lenta.

También, debido a la baja temperatura y baja presión del líquido saturado que sale del interenfriador, hay la tendencia que se forme gas en el líquido de la tubería del líquido que se tiene entre el interenfriador y el evaporador.

Por esta razón, la tubería del líquido deberá estar diseñada para la mínima caída posible de presión. Algunas veces se emplea un interenfriador tipo serpentín cerrado en un depósito circular, al cual se le llama interenfriador "tipo cerrado", tal como se indica en la fig. 4.12b. Este tipo de interenfriador difiere del tipo instantáneo en que sólo una parte del líquido del condensador es pasado hacia el interenfriador, mientras que la parte de compensación que va hacia el evaporador pasa a través del serpentín sumergido en el líquido del interenfriador.

Por lo tanto, con un interenfriador tipo serpentín en depósito circular, la presión del líquido no se reduce a la presión intermedia, o sea, el enfriamiento del líquido se tiene por

subenfriamiento en vez de tenerse una reducción en la temperatura de saturación. Desde luego que las ventajas ganadas con este método son por un lado una presión de líquido mayor en la válvula de expansión y por otro lado la eliminación de la formación de gas en la tubería del líquido. Con un diseño adecuado del interenfriador, el líquido podrá enfriarse de 10 a 20 °F de la temperatura de saturación correspondiente a la presión intermedia.

Las velocidades del vapor en ambos tipos de interenfriadores inundados deberá estar limitada a un máximo de 200 pies/min y deberá contarse con una amplia área de separación sobre el nivel del líquido en el interenfriador, para evitar que pase líquido al compresor del paso de alta presión.

En la fig. 4.12 c, se muestra otra disposición con un interenfriador de expansión seca. Este tipo de interenfriador no es adecuado para el amoníaco pero es muy utilizado con refrigerantes 12 y 22. El líquido del condensador es pasado através del serpentín en el interenfriador. El sobrecalentamiento se elimina inundando al interenfriador de manera que una cantidad pequeña de líquido es llevada hacia el área donde se efectúa el desobrecalentamiento, donde éste es vaporizado por el gas caliente de la descarga del compresor de paso de baja presión. El gas es enfriado por la vaporización del líquido y por su mezcla con el vapor frío del interenfriador.

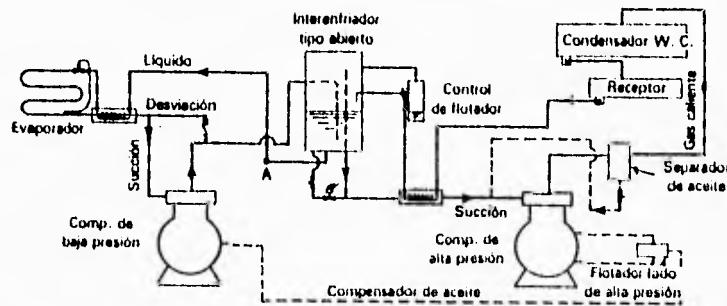


Fig. 4.12a. Sistema de paso directo - interenfriador tipo instantáneo abierto.

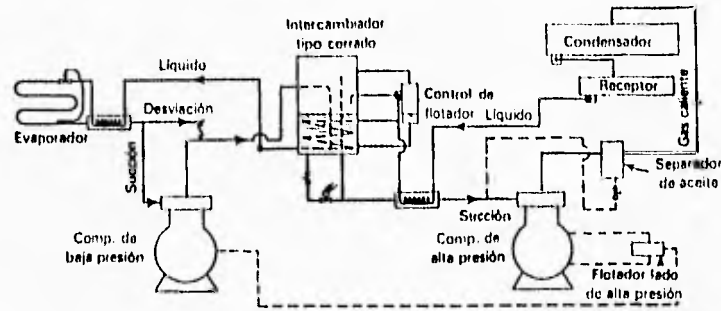


Fig. 4.12b. Sistema de paso directo - interenfriador tipo serpentín en cilindro o tanque cerrado.

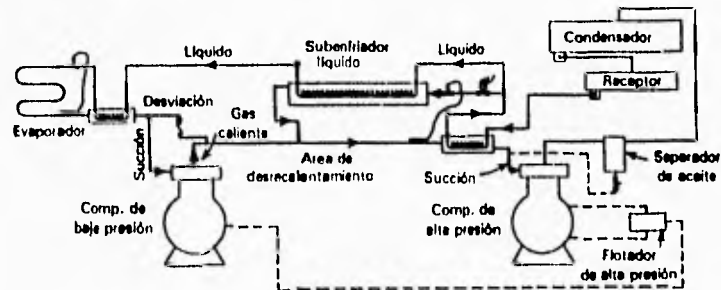


Fig. 4.12c. Sistema de paso directo - interenfriador de expansión seca.

Debido a que el amoníaco tiene un valor muy alto del calor latente, el enfriamiento del líquido no es tan importante en los sistemas que emplean amoníaco como en los sistemas que emplean refrigerantes fluorocarbonos. Por esta razón, algunas veces se

desprecia el enfriamiento del líquido en los sistemas de amoníaco, en cuyo caso el vapor de la descarga del compresor del paso de baja presión por lo general se le quita el sobrecalentamiento inyectando una cantidad pequeña de amoníaco líquido en el tubo de conexión entre los compresores de los pasos de alta y baja presión (fig. 4.13).

La vaporización del amoníaco líquido en este tubo proporciona el enfriamiento necesario del gas. En algunos sistemas de amoníaco el gas de la descarga es enfriado en un interenfriador de agua cuyo diseño es semejante al de los condensadores tipo acorazado o serpentín en depósito circular enfriados por agua.

La efectividad de este tipo de interenfriadores depende de la temperatura del agua disponible y se aumenta a medida que disminuye la temperatura del agua disponible. Por regla general los interenfriadores con agua no producen suficiente enfriamiento en el gas para producir los requerimientos de potencia, pero por lo general proporciona suficiente enfriamiento para conservar la temperatura en la descarga dentro de un límite máximo y evitar de ese modo sobrecalentamiento en el compresor del paso de presión alta.

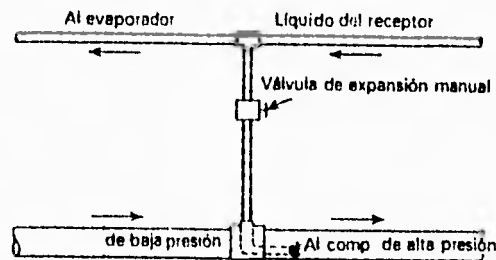


Fig. 4.13. Interenfriamiento de gas con inyección líquida.

En los sistemas de compresión múltiple de paso directo, la presión intermedia por lo general se selecciona de tal modo que sean aproximadamente iguales las relaciones de compresión en los diferentes pasos. Una excepción de esto es cuando algunos dispositivos adicionales deban ser mantenidos a la temperatura intermedia, en cuyo caso la presión intermedia por lo general se determina de acuerdo a las necesidades de temperatura de dichos dispositivos.

La presión intermedia con la cual se tienen iguales relaciones de compresión en un sistema de dos pasos, de paso directo, se obtiene sacando la raíz cuadrada del producto de las presiones absolutas evaporante y condensante.

CAPITULO 5

DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

En este capítulo se presenta el diseño y selección de las partes que componen el sistema de refrigeración. Además se llevarán a cabo los cálculos de la ganancia de calor por las paredes proponiendo los materiales para su construcción (aislante, paredes interior y exterior del mueble).

Se calculará la carga de calor a retirar en el evaporador debido a los productos a refrigerar, los envases que los contienen, así como la carga de calor del volumen de aire del espacio refrigerado.

Una vez que se tenga calculada la carga de enfriamiento se procederá a la selección de la unidad de condensación necesaria para el sistema de refrigeración y el diseño del evaporador. En las figuras 5.1 y 5.2 se muestra el arreglo de las válvulas en el sistema, tanto en operación normal como en su funcionamiento de deshielo.

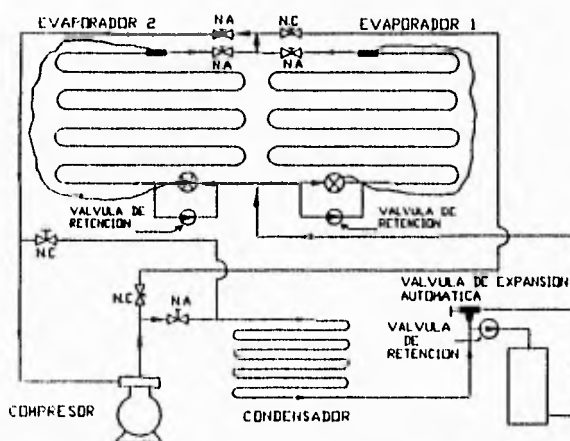


Fig.5.1 Sistema de refrigeración con descongelamiento mediante gas caliente (operación normal).

CAPITULO 5

DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

En este capítulo se presenta el diseño y selección de las partes que componen el sistema de refrigeración. Además se llevarán a cabo los cálculos de la ganancia de calor por las paredes proponiendo los materiales para su construcción (aislante, paredes interior y exterior del mueble).

Se calculará la carga de calor a retirar en el evaporador debido a los productos a refrigerar, los envases que los contienen, así como la carga de calor del volumen de aire del espacio refrigerado.

Una vez que se tenga calculada la carga de enfriamiento se procederá a la selección de la unidad de condensación necesaria para el sistema de refrigeración y el diseño del evaporador. En las figuras 5.1 y 5.2 se muestra el arreglo de las válvulas en el sistema, tanto en operación normal como en su funcionamiento de deshielo.

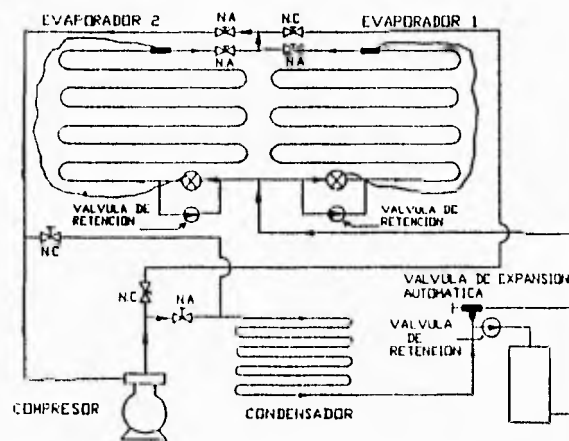


Fig 5.1 Sistema de refrigeración con descongelmiento mediante gas caliente (operación normal).

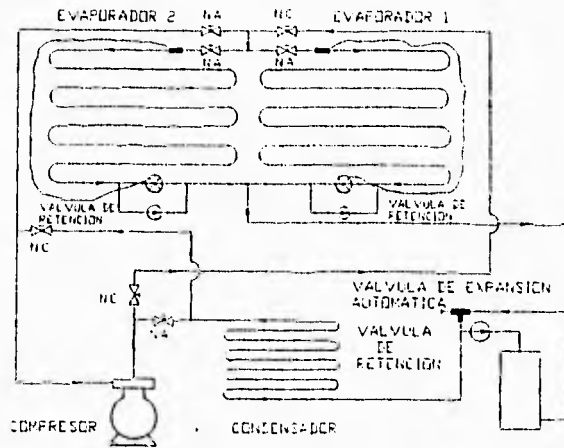


Fig. 5.2. Sistema de refrigeración con descongelamiento mediante gas caliente (deshielo).

Este arreglo de válvulas permitirá llevar a cabo el descongelamiento de los evaporadores en forma independiente. Los evaporadores están conectados en paralelo y trabajaran a diferentes temperaturas en un rango comprendido entre 0 y -17 °C .

Para evitar problemas en los evaporadores, tales como el regreso de una capa pesada de refrigerante liquido al compresor y este se pueda dañar, se opto por utilizar el descongelamiento con ciclo invertido, en donde el condensador puede utilizarse como serpentín reevaporador para reevaporar al refrigerante durante el ciclo de deshielo, para ello se utilizará una válvula de expansión automática para introducir al refrigerante liquido en el condensador para su reevaporación.

CALCULO DE LA CARGA DE CALOR

La carga de enfriamiento en un equipo de refrigeración raras veces es el resultado de una sola fuente de calor. Más bien, es la suma de las cargas térmicas en la que están involucradas diferentes fuentes. Algunas de las fuentes de calor más comunes que suministran la carga de refrigeración del equipo son:

1. Calor que pasa del exterior al espacio refrigerado por conducción a través de paredes no aisladas.
2. Calor que llega al espacio por radiación directa a través de vidrieras o de otros materiales transparentes.
3. Calor que pasa al espacio debido al aire exterior caliente el cual pasa a través de puertas que se abren y a través de rendijas que se tienen alrededor de puertas y ventanas.
4. Calor cedido por el producto caliente a medida que su temperatura es bajada hasta el nivel deseado.
5. Calor cedido por las personas dentro del espacio refrigerado.
6. Calor cedido por cualquier equipo productor de calor localizado dentro del espacio, tales como motores eléctricos, alumbrado, equipo electrónico, planchas de vapor, cafeteras y secadoras de pelo.

No necesariamente todas estas fuentes de calor intervienen en cada caso y que la importancia de cualquiera de estas fuentes de calor con respecto a la carga de enfriamiento total varía considerablemente para cada aplicación específica.

Tiempo de funcionamiento del equipo.- Aunque normalmente la capacidad de un equipo de refrigeración se expresa en Btu por hora, en aplicaciones de refrigeración la carga de enfriamiento total por lo general se calcula para periodos de 24 hr, es decir se expresa en Btu / 24 hr.

Entonces, para calcular la capacidad requerida del equipo en Btu / hr, se divide la carga total que corresponde al periodo de 24 hr entre el tiempo deseado de funcionamiento del equipo:

$$\text{Capacidad de equipo requerida en Btu / hr} = \frac{\text{Carga de enfriamiento total (Btu / 24 hr)}}{\text{Tiempo deseado de funcionamiento (hr)}}$$

Por la necesidad de deshielar el evaporador a intervalos frecuentes, no resulta práctico diseñar los sistemas de refrigeración de tal manera que el equipo deba trabajarse continuamente a fin de manejar la carga.

Cálculo de la carga de enfriamiento.- Para simplificar los cálculos de la carga, la carga total de enfriamiento se divide en un determinado número de partes de acuerdo a las fuentes de calor que suministran la carga. La suma de estas cargas parciales será la carga de enfriamiento total del equipo.

En refrigeración comercial, la carga total de enfriamiento se divide en las siguientes cuatro cargas separadas: 1) la carga que se gana en paredes, 2) la carga por cambio de aire, 3) la carga del producto y 4) cargas varias o suplementarias.

1) *Ganancia de carga por paredes.*- Esta ganancia que a veces se le llama carga de fuga, es una medición del calor que fluye por conducción a través de las paredes del espacio refrigerado del exterior hacia el interior. Ya que no se dispone de ningún aislamiento perfecto, siempre se tendrá una cierta cantidad de calor que está pasando del exterior al interior, debido a que la temperatura en el interior es menor que la temperatura en el exterior. La carga así ganada, es común a todas las aplicaciones de refrigeración y de ordinario representa una parte considerable de la carga total de enfriamiento. Algunas excepciones de esto son las aplicaciones de enfriamiento con líquido, donde el área exterior del recipiente es pequeña y las paredes del mismo están

muy bien aisladas. En tales casos, la fuga de calor a través de las paredes es muy pequeña en relación con la carga total de enfriamiento, de modo que su efecto por ser pequeño generalmente se desprecia.

2) *La carga por cambio de aire.*- Al abrirse la puerta de un espacio refrigerado, el aire caliente del exterior entra al espacio para remplazar al aire frío más denso, esto constituye una pérdida en el espacio refrigerado. El calor que debe ser eliminado por este aire caliente del exterior para reducirle su temperatura y contenido de humedad a las condiciones de diseño del espacio, constituye una parte de la carga de enfriamiento total del equipo. A esta parte de la carga se le llama carga por cambio de aire.

La relación entre la carga por cambio de aire a la carga total de enfriamiento, varía para cada caso. Mientras que para algunos casos la carga por cambio de aire es muy pequeña con respecto a la total, en otras, ésta representa una gran parte de la misma.

Debido a que las puertas de los refrigeradores comerciales están equipadas con empaque muy bien ajustados, las hendiduras a través de las puertas están fuertemente selladas de modo que las fugas de aire que se tienen son muy pequeñas en aquellas unidades comerciales que están en buenas condiciones.

No es necesario tomar muy en cuenta la importancia de minimizar o eliminar las fugas de aire desde el exterior al interior, en enfriadores y congeladores, a través de hendiduras de puertas y otras aberturas. A un cuando tales fugas de aire pueden o no tener, un efecto apreciable en la carga de refrigeración, el vapor de agua del aire caliente, al ser condensado, en las hendiduras, frecuentemente se congela formándose escarcha que puede causar problemas, esto debe ser prevenido.

3) *La carga del producto.*- La carga del producto la constituye el calor que debe ser eliminado del producto refrigerado a fin de que la temperatura del mismo baje hasta el nivel deseado. El termino "producto" que aquí se usa, idica cualquier material cuya temperatura es disminuida por el equipo de refrigeración e incluye no sólo a los artículos de consumo putrescibles, tales como los viveres comestibles, sino también algunos otros

objetos tales como electrodos de soldadura, masas de concreto, plástico, hule y líquidos de toda clase. En algunos casos el producto se congela, en cuyo caso el calor latente eliminado forma parte de la carga del producto.

La importancia de la carga del producto con respecto a la carga total de enfriamiento, al igual que para los demás conceptos, varía con la aplicación específica. Aunque ésta no tiene valor alguno, en otras representa prácticamente la carga total de enfriamiento.

Cuando se hace el diseño de un enfriador para refrigeración, generalmente se enfría el producto a la temperatura de almacenaje, antes que éste sea colocado en el enfriador y en ese caso no es necesario considerar la carga del producto ya que el mismo se encuentra a la temperatura de almacenaje. Sin embargo, en cualquier caso en el que el producto entre al almacén enfriador a una temperatura superior a la temperatura de almacenaje, debe considerarse como parte de la carga del equipo de enfriamiento a la cantidad de calor que debe eliminarse del producto para reducir su temperatura hasta su temperatura de almacenaje.

La carga de enfriamiento sobre el equipo de refrigeración que resulta por enfriamiento de producto, puede ser intermitente o continua, dependiendo de cada caso específico.

La carga del producto es una parte de la carga total de enfriamiento mientras que la temperatura del producto deba ser reducida a la temperatura de almacenamiento, o mientras se esté efectuando la congelación del mismo. Una vez que el producto haya sido enfriado hasta la temperatura del almacén, éste ya no será fuente de calor y la carga del producto dejará de formar parte de la carga del equipo. Una excepción de esto es el almacenaje de frutas y vegetales los cuales ceden calor de respiración durante todo el tiempo que estén almacenados a una temperatura superior a la temperatura de congelamiento, aún cuando no se tenga ninguna disminución en su temperatura.

Desde luego se tiene un cierto número de aplicaciones de refrigeración donde el enfriamiento del producto es más o menos continuo, en cuyo caso la carga del producto es una carga continua sobre el equipo.

4) *Cargas varias*.- Las cargas varias llamadas también carga suplementaria, toman en cuenta varias fuentes de calor. Las principales son producidas por las personas que trabajan u ocupan el espacio refrigerado junto con alumbrado y otros equipos eléctricos funcionando dentro del espacio refrigerado.

Para casi todas las aplicaciones de refrigeración comercial, las cargas varias son relativamente pequeñas, por lo general son obtenidas por alumbrado y por los motores de los ventiladores utilizados dentro del espacio refrigerado. En aplicaciones de aire acondicionado no hay cargas varias como tal. No se puede decir que las personas ocupando un lugar y el equipo sean parte de la carga de enfriamiento, por el contrario las personas y el equipo producen cargas tan grandes que se consideran por separado y son calculadas como tales.

Factores que determinan la ganancia de carga en paredes.- La cantidad de calor transmitida en la unidad de tiempo a través de las paredes de un espacio refrigerado, es función de tres factores cuya relación se expresa a través de la siguiente ecuación:

$$Q = (A) (U) (D)$$

donde Q = cantidad de calor transferida en Btu por hora.

A = área de la superficie de la pared externa (pies cuadrados).

U = coeficiente total de transmisión de calor en Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit.

D = diferencia de temperatura a través de la pared en grados Fahrenheit.

El coeficiente de transmisión o el factor "U" es una medida de la rapidez a la cual fluye calor a través de una área de superficie de pared de 1 pie² entre el aire de un lado y el aire del otro lado por cada 1 °F de diferencia de temperatura a través de la pared. El valor del factor U está dado en Btu por hora, depende del espesor de la pared y de los materiales que se utilizan en la construcción de la misma. Ya que es deseable prevenir hasta donde sea posible la entrada de mucho calor al espacio refrigerado para no incrementar la carga sobre el equipo de enfriamiento, los materiales utilizados en la

construcción de las paredes de los almacenes fríos deberán ser de buen aislamiento térmico de tal manera que el valor de U sea lo más bajo posible. De acuerdo a la ecuación anterior una vez que se haya obtenido el factor U para una pared, la razón de flujo de calor a través de la misma varía directamente con el área de la superficie de la pared y con el diferencial de temperatura a través de la pared. Debido a que el valor de U está dado en Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit, la cantidad total de calor pasando a través de cualquier pared dada en 1 hr, puede obtenerse multiplicando el factor U por el área de la pared en pies cuadrados y por el diferencial de temperatura en grados Fahrenheit, o sea, mediante la aplicación de la ecuación anterior.

Determinación del factor U . - Los coeficientes totales de transmisión o factores U ya han sido calculados para varios tipos de construcción de pared y estos valores se obtienen a partir de tablas. En las tablas A -1, A -2, A -3 se tienen valores de U para diferentes tipos de paredes de almacenes fríos.

Tal vez fuera necesario conocer el factor U para cualquier tipo de construcción de pared, el cual podrá calcularse con facilidad si se conoce la conductividad o la inductancia de cada uno de los materiales utilizados en la construcción de la pared. En las tablas se puede obtener la conductividad o conductancia de casi todos los materiales que se utilizan en la construcción de paredes. En la tabla A - 4 se da una lista de las conductividades térmicas o conductancias de los materiales más comúnmente usados en la construcción de paredes de almacenes fríos.

La conductividad térmica o factor K de un material es la razón en Btu por hora a la cual pasa calor a través de una superficie de 1 pie² para un material de 1 plg de espesor por cada 1 °F de diferencia de temperatura a través del material y está dado en Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit por pulgada de espesor.

Mientras que la conductividad térmica o factor K está disponible sólo para materiales homogéneos y el valor dado es para 1 plg de espesor del material, la conductancia térmica o factor C está disponible tanto para materiales homogéneos como para

no homogéneos y el valor está dado en Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit para un espesor especificado de material. Para cualquier material homogéneo se puede obtener el valor de la conductancia térmica para cualquier espesor de material al dividir el factor K entre el espesor del material en pulgadas. Entonces para un material homogéneo se tiene:

$$C = K / x$$

donde x = espesor del material en pulgadas.

Debido a que la razón de transmisión de calor a través de materiales no homogéneos, tales como el bloque de construcción de la fig. 5.3, es variable en las diferentes partes del material, debe obtenerse experimentalmente el factor C para materiales no homogéneos.

La resistencia que ofrece una pared o un material al flujo de calor es inversamente proporcional a la habilidad de la pared o del material a la transmisión de calor. Entonces, la resistencia térmica total de una pared puede expresarse como el recíproco del coeficiente de transmisión total, mientras que la resistencia térmica de un material específico puede expresarse como el recíproco de su conductividad o conductancia, esto es

$$\text{Resistencia térmica total} \quad R = 1 / U$$

$$\text{Resistencia térmica de cada material en particular} = 1 / K \text{ o } 1 / C \text{ o } x / K$$

Los términos $1 / K$ y $1 / C$ expresan la resistencia al flujo de calor a través de un material simple, solamente de superficie a superficie sin tomar en cuenta la resistencia térmica de la película delgada de aire la cual se adhiere a todas las superficies expuestas. Para calcular la resistencia térmica total al flujo de calor a través de una pared de aire que se tiene en un lado con respecto al aire en el otro lado, deberá de considerarse la resistencia de aire en ambos lados de la pared. Los coeficientes de película de aire o conductancias de la superficie, se proporcionan en la tabla A - 4 para

diferentes velocidades promedio del aire. Cuando una pared está construida de varias capas de diferentes materiales, la resistencia térmica total de la pared es la suma de las resistencias de los diferentes materiales de que está construida la pared, incluyéndose las películas de aire, esto es:

$$1/U = 1/f_i + x/k_1 + x/k_2 + x/k_n + 1/f_o$$

por lo tanto:
$$U = \frac{1}{1/f_i + x/k_1 + x/k_2 + \dots + x/k_n + 1/f_o}$$

donde: $1/f_i$ = coeficiente de convección (conductancia de superficie) de pared interior, piso o cielo

$1/f_o$ = coeficiente de convección (conductancia de superficie) la pared exterior, piso o techo

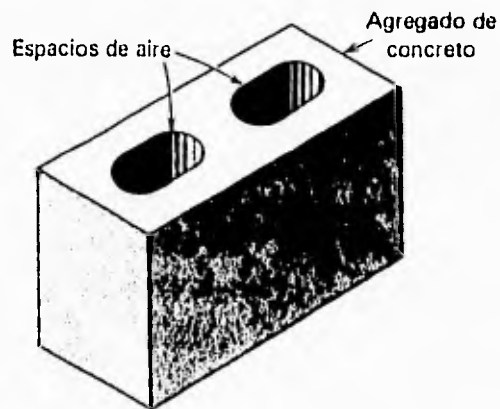


Fig. 5.3 Bloque de construcción de agregado de concreto.

Diferencial de temperatura a través de paredes de almacén frío.- El diferencial de temperatura de diseño a través de las paredes de un almacén frío, por lo general se considera que es la diferencia entre las temperaturas de diseño entre el interior y el exterior. La temperatura de diseño interior es la que debe de tenerse dentro del espacio refrigerado y generalmente depende del tipo de producto almacenado y del período de tiempo que el producto va a estar almacenado. En las tablas A-10 a A-13 se recomiendan valores de las temperaturas interiores para diferentes productos.

La temperatura de diseño exterior depende del lugar donde esté el enfriador. Para paredes localizadas dentro del edificio, la temperatura de diseño exterior para la pared del enfriador, se toma como la temperatura interior del edificio. Cuando las paredes de un almacén frío están expuestas al exterior, se utiliza la temperatura de diseño exterior del lugar correspondiente (tabla A -5). Las temperaturas de diseño exterior dadas en la tabla anterior corresponden a valores promedio de la temperatura exterior incluyéndose las discrepancias permitidas por las variaciones normales en las temperaturas de diseño exterior de bulbo seco durante un período de 24 hr.

Cálculo de la ganancia de carga en paredes.- Para el cálculo de la ganancia de carga en la pared, debe tomarse en cuenta la ganancia de calor a través de todas las paredes incluyendo piso y cielo. Cuando las diferentes paredes o partes de las paredes son de diferentes materiales y tienen diferentes factores U, el cálculo de la transmisión de calor se hace por separado. Las paredes que tengan idénticos valores de factor U podrán considerarse juntas, siempre que el diferencial de temperatura a través de dichas paredes tengan el mismo valor. Además, cuando es pequeña la diferencia en el valor de U y de las paredes o partes podrán agruparse para efecto de cálculo.

Se puede usar un método rápido para calcular la carga ganada en paredes para enfriadores pequeños y también para enfriadores grandes donde el factor U y la diferencia de temperatura son aproximadamente igual para todas las paredes, en la tabla A -6, se da una lista de factores de ganancia en paredes (Btu / 24 hr pie²) basado

Diferencial de temperatura a través de paredes de almacén frío.- El diferencial de temperatura de diseño a través de las paredes de un almacén frío, por lo general se considera que es la diferencia entre las temperaturas de diseño entre el interior y el exterior. La temperatura de diseño interior es la que debe de tenerse dentro del espacio refrigerado y generalmente depende del tipo de producto almacenado y del período de tiempo que el producto va a estar almacenado. En las tablas A-10 a A-13 se recomiendan valores de las temperaturas interiores para diferentes productos.

La temperatura de diseño exterior depende del lugar donde esté el enfriador. Para paredes localizadas dentro del edificio, la temperatura de diseño exterior para la pared del enfriador, se toma como la temperatura interior del edificio. Cuando las paredes de un almacén frío están expuestas al exterior, se utiliza la temperatura de diseño exterior del lugar correspondiente (tabla A -5). Las temperaturas de diseño exterior dadas en la tabla anterior corresponden a valores promedio de la temperatura exterior incluyéndose las discrepancias permitidas por las variaciones normales en las temperaturas de diseño exterior de bulbo seco durante un período de 24 hr.

Cálculo de la ganancia de carga en paredes.- Para el cálculo de la ganancia de carga en la pared, debe tomarse en cuenta la ganancia de calor a través de todas las paredes incluyendo piso y cielo. Cuando las diferentes paredes o partes de las paredes son de diferentes materiales y tienen diferentes factores U, el cálculo de la transmisión de calor se hace por separado. Las paredes que tengan idénticos valores de factor U podrán considerarse juntas, siempre que el diferencial de temperatura a través de dichas paredes tengan el mismo valor. Además, cuando es pequeña la diferencia en el valor de U y de las paredes o partes podrán agruparse para efecto de cálculo.

Se puede usar un método rápido para calcular la carga ganada en paredes para enfriadores pequeños y también para enfriadores grandes donde el factor U y la diferencia de temperatura son aproximadamente igual para todas las paredes, en la tabla A -6, se da una lista de factores de ganancia en paredes (Btu / 24 hr pie²) basado

en el espesor del aislamiento en la pared y del diferencial de temperatura a través de la pared.

Para calcular por este método rápido la ganancia de carga en la pared en Btu / 24 hr, se multiplica el área total externa de la pared (incluyendo piso y cielo) por el factor de ganancia de pared apropiado obtenido de la tabla A -6 esto es:

carga ganada en pared = área de la superficie exterior x factor de ganancia de pared

Para seleccionar el factor de ganancia de pared adecuado en la tabla A -6 se determina en la columna izquierda de la tabla el espesor del aislamiento de la pared, a partir de ese punto se sigue hacia la derecha hasta la columna que corresponde a la diferencia de temperatura de pared de diseño, se podrá leer el valor de factor de ganancia de pared en Btu por 24 hr por pie cuadrado.

Cálculo de ganancia por cambio de aire.- La ganancia de calor en el espacio refrigerado como resultado de los cambios de aire es difícil calcularla con exactitud, excepto en algunos pocos casos en que se conoce la cantidad de aire introducido al espacio para fines de ventilación. Cuando se conoce la masa de aire exterior que entra al espacio en un período de 24 hr, el calor ganado dentro del espacio como resultado de los cambios de aire depende de la diferencia de entalpías del aire a las condiciones interiores y exteriores y pueden calcularse aplicando la siguiente ecuación:

$$\text{Carga por cambio de aire} = m (h_0 - h_i)$$

donde: m = masa del aire que entra en 24 hr al espacio (lb / 24 hr)

h_0 = entalpía del aire exterior (Btu / lb)

h_i = entalpía del aire interior (Btu / lb)

Sin embargo, ya que las cantidades de aire por lo general se dan en pies cúbicos en vez de libras, para facilidad de cálculos, en las tablas A -6a y A -6b se tiene una lista de la ganancia de calor por pie cúbico de aire que entra al espacio para varias condiciones

interiores y exteriores. Para calcular la carga por cambio de aire en Btu por 24 hr, se multiplica la cantidad de aire en pies cúbicos por 24 hr por el factor apropiado obtenido en las tablas anteriores. Cuando la cantidad de aire de ventilación se da en pies cúbicos por minuto a pies cúbicos por 24 hr multiplicándolo por 60 min y por 24 hr.

Excepto en aquellos pocos casos en que el aire es a propósito introducido al espacio refrigerado, los cambios de aire que se tienen en el espacio son principalmente por infiltración a través de puertas que se abren. La cantidad de aire exterior que entra al espacio en un periodo de 24 hr debido a puertas que son abiertas, depende del número, tamaño y localización de la puerta o puertas y sobre todo de la frecuencia y el tiempo que las puertas quedan abiertas. Debido a que el efecto de todos estos factores varía con cada instalación en particular y a que es difícil predecir con exactitud razonable, es práctica general estimar la cantidad de cambios de aire en base en la experiencia obtenida en aplicaciones similares. La experiencia ha demostrado que, como regla general la frecuencia y la duración de abertura de puertas y por lo tanto, la cantidad de cambio de aire, depende del volumen interior del enfriador y del tipo de uso, en las tablas A -7a y A -7b se da una lista del número aproximado de cambios de aire por 24 hr para enfriadores de diferentes tamaños.

Cálculo de la carga del producto.- Cuando el producto entra al espacio de almacenamiento a temperatura mayor que la que se tiene dentro del espacio, el producto cederá calor al espacio hasta que éste se enfria a la temperatura que se tiene en el espacio. Cuando la temperatura dentro del espacio se mantiene por debajo de la temperatura de congelamiento del producto, la cantidad de calor cedido por el producto en su enfriamiento hasta la temperatura del espacio dependerá de la temperatura del espacio, de la masa, calor específico y de la temperatura que tenga el producto a la entrada.

En estos casos, el calor ganado en el espacio, que proviene del producto, se calcula por la siguiente ecuación:

$$Q = (m) (c) (\Delta T)$$

donde: Q = cantidad de calor en Btu.
m = masa del producto (libras).
c = calor específico arriba de congelación Btu / (lb) (°F).
 ΔT = cambio en la temperatura del producto (°F).

Factor de rapidez de enfriamiento.- Debido a la gran diferencia de temperatura que se tiene entre el producto y el aire del espacio refrigerado a principio del periodo de enfriamiento, la rapidez de enfriamiento es mayor y la carga del producto tiende a concentrarse en la primera parte del periodo de enfriamiento. Por lo tanto, cuando la selección del equipo se basa en la suposición de que la carga del producto está eventualmente distribuida sobre el periodo completo de enfriamiento, el equipo así seleccionado tendrá capacidad insuficiente para llevar la carga durante los pasos iniciales de enfriamiento que es cuando se tiene el pico más alto de la carga del producto.

Para compensar la desigual distribución de la carga de enfriamiento, se introduce a veces un factor de rapidez de enfriamiento en el cálculo de la carga de enfriamiento, el efecto del factor de rapidez de enfriamiento incrementa el valor de la carga del producto de modo que la carga de enfriamiento promedio horaria sea aproximadamente igual a la que corresponda a la condición de pico máximo. Este resultado conduce a la selección de un equipo más grande, con suficiente capacidad para mantener la carga durante los periodos iniciales de enfriamiento.

En las tablas A -10 a A -13 se muestran los factores de rapidez de enfriamiento para diferentes productos. Los factores dados en las tablas están basados en pruebas reales y varían con la relación tiempo de cargado a tiempo de enfriamiento, como un ejemplo, los resultados de las pruebas muestran que para enfriamiento de carnes típicas de

res y de puerco, la rapidez de enfriamiento durante la primera mitad del periodo de enfriamiento es de 50% mayor que la rapidez de enfriamiento promedio durante el periodo completo, desde luego que los cálculos sin tomar en cuenta el factor de rapidez de enfriamiento mostrarán como resultado el factor de rapidez promedio del periodo completo, para obtener esta relación durante el periodo de enfriamiento inicial, éste deberá multiplicarse por 1.5 por conveniencia, los valores de los factores de rapidez de enfriamiento están dados en las tablas como sus recíprocos y se usan en el denominador de la ecuación. Entonces el factor rapidez de enfriamiento para la carne de res como se muestra en la tabla tiene por valor 0.67 (1/1.5) al utilizar el factor de rapidez de enfriamiento la ecuación anterior podrá escribirse de la siguiente manera:

$$Q = \frac{(m) (c) (TD) (24hr)}{(\text{tiempo de enfriamiento}) (\text{factor de rapidez de enfriamiento})}$$

Los factores de rapidez de enfriamiento se aplican por lo general sólo a cuartos de enfriamiento y normalmente no se utilizan en cálculos de la carga del producto para cuartos de almacenaje. Debido a que la carga del producto para cuartos de almacenaje representa solamente un pequeño porcentaje de la carga total, la distribución irregular de la carga del producto en el periodo de enfriamiento no causa ninguna sobre carga en el equipo y/o fluctuaciones inaceptables en la temperatura del espacio refrigerado y por lo tanto no es necesario hacer ningún ajuste para esta condición.

Congelamiento y almacenamiento del producto.- Cuando un producto va a ser congelado y almacenado a una temperatura menor que la de su temperatura de congelación la carga del producto se calcula en tres partes:

1. El calor cedido por el producto al enfriarse desde la temperatura de entrada hasta la temperatura de su congelación.

2. El calor cedido por el producto durante su solidificación o congelación.
3. El calor cedido por el producto para enfriarse desde su temperatura de congelación hasta la temperatura final de almacenaje.

El método de cálculo de la carga del producto debido a la reducción de temperatura (partes 1 y 3) ya ha sido mencionado con anterioridad. La carga del producto resultante de su congelamiento (parte 2) se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = (m) (h_{if})$$

donde: m = masa del producto en libras

h_{if} = calor latente del producto en Btu por libra

Cuando el enfriamiento y el congelamiento son requeridos a períodos de 24 hr, la suma de las tres partes representa la carga del producto para 24 hr. Cuando el tiempo deseado de enfriamiento y congelamiento para el producto es menor que 24 hr, la suma de las tres partes es dividida entre el tiempo de procesamiento deseado y después multiplicado por 24 hr para obtener la carga del producto equivalente a 24 hr.

Recipientes y materiales de empaque.- Cuando un producto es enfriado en recipientes, tales como botellas de leche o de cartón, huevos en cajas y frutas o vegetales en canastas, deben considerarse como parte de la carga del producto el calor cedido por los recipientes y materiales de empaque por su enfriamiento desde la temperatura que éstos tienen en la entrada hasta la temperatura que se tiene en el espacio refrigerado.

Cálculo de cargas varias.- Las cargas varias consisten principalmente del calor cedido por el alumbrado, los motores eléctricos que funcionan dentro del espacio y por las personas que están trabajando en el interior del enfriador. El calor cedido por el alumbrado es de 3.42 Btu / watt hr. De las tablas A -8 y A -9 se obtiene el calor cedido por los motores eléctricos y por las personas trabajando en el enfriador respectivamente,

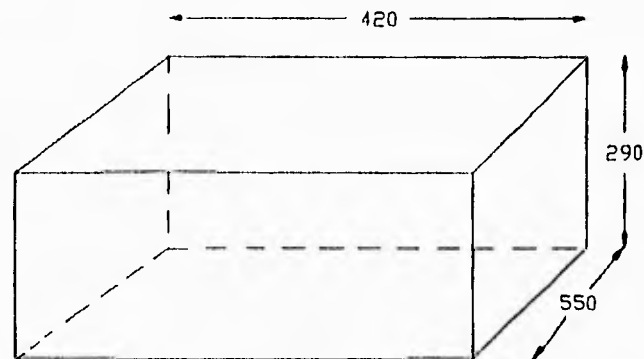
Alumbrado: wattage x 3.42 Btu / watt hr x 24 hr.

Motores eléctricos: factor (tabla A -8) x potencia en caballos x 24 hr.

Personas: factor (tabla A -9) x número de personas x 24 hr.

Uso del factor de seguridad.- La carga de enfriamiento total para un periodo de 24 hr es la suma de las ganancias del calor. Es práctica común agregar de 5% a 10% a este valor como factor de seguridad. El coeficiente a usar, depende de la confiabilidad de la información usada en los cálculos de la carga de enfriamiento, como regla general se usa un 10%. Después que se ha agregado lo correspondiente al factor de seguridad, la carga en 24 hr es dividida entre el tiempo de funcionamiento deseado del equipo para obtener la carga promedio en Btu por hora. La carga horaria promedio es la que se utiliza para la selección del equipo.

Cálculo de la carga de calor del sistema de refrigeración propuesto.- A fin de realizar el cálculo de ganancia de calor por las paredes es necesario proponer tanto los materiales de construcción del espacio refrigerado como las dimensiones del mismo (fig.5.4).



Acotaciones en mm.

Fig. 5.4 Dimensiones del espacio refrigerado de una sola cámara.

Así mismo en la figura 5.5 se muestra un corte transversal del sistema de refrigeración propuesto, mostrando los materiales de las paredes del espacio refrigerado.

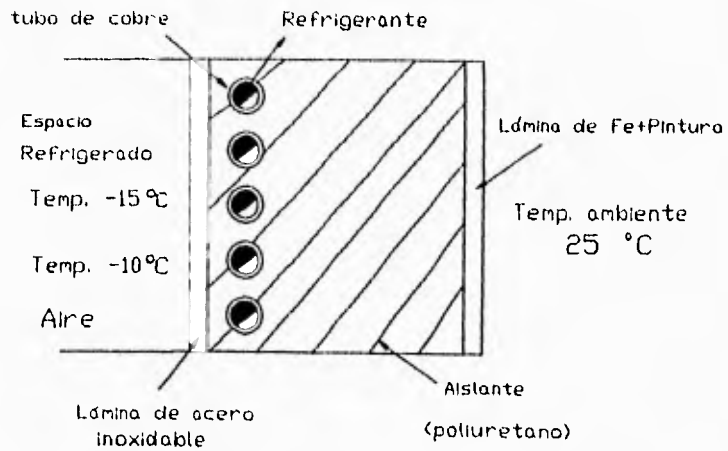


Fig. 5.5 Materiales de las paredes del espacio refrigerado.

Material aislante: Espuma de Poliuretano expandido el cual tiene las siguientes propiedades⁽¹⁾ :

Densidad	80 [kg / m ³]
Conductividad Térmica	0.0328 [W / mK]
Temperatura máxima	- 73 [°C]

Las paredes llevan tres capas de pintura de aceite de un solo lado cada una teniéndose los siguientes datos:

Conductividad Térmica ⁽¹⁾: 1.088 [W / mK]

Espesores ⁽²⁾

1a. mano	7.405×10^{-5}
2a. mano	6.896×10^{-5}
3a. mano	6.896×10^{-5}
TOTAL	2.119×10^{-4}

El material de la pared exterior es lámina de acero **AISI 1018** calibre 20 con las siguientes propiedades ⁽¹⁾:

Conductividad Térmica	46.39 [W / mK]
Esesor	0.035" (8.89×10^{-4} m)

El material de las paredes interiores es de acero inoxidable calibre 20 con las siguientes propiedades ⁽³⁾:

Conductividad Térmica	14 [W / mK]
Capacidad Térmica Especifica	0.461 [KJ / kg x K]
Densidad	7817 [kg / m ³]
Esesor	0.035" (8.89×10^{-4}) [m]

Area de las paredes en la cámara 1.

$$A_1 = (0.29) \times (0.55) = 0.159 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_2 = (0.42) \times (0.29) = 0.1218 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\text{Area total} = 2 (0.159) \times 4 (0.1218)$$

$$\text{Area total en la cámara 1} = 0.1554168 \text{ [m}^2\text{]}$$

Diferencia de Temperaturas:

$$T = T_{\text{deseada}} - T_{\text{ambiente}}$$

$$T = -15 - 25$$

$$T = -40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Resistencia total térmica:

$$1 / U = 1 / h_i + \sum (X_i / K_i) + 1 / h_o$$

donde: h_i = coeficiente convectivo interior.

h_o = coeficiente convectivo exterior.

K_i = conductividad Térmica.

X_i = espesor en metros.

Considerando los coeficientes convectivos interior y exterior se obtuvieron de tablas considerando aire tranquilo dentro y fuera del equipo de refrigeración obteniendo los siguientes valores⁽⁴⁾ :

$$h_i = 9.37 \text{ [W / m}^2\text{ K]}$$

$$h_o = 9.37 \text{ [W / m}^2\text{ K]}$$

sustituyendo valores en la ecuación de Resistencia Térmica mostrada anteriormente obtenemos los siguientes valores:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{9.37} + \frac{8.89 \times 10^{-4}}{14} + \frac{8.89 \times 10^{-4}}{14} + \frac{0.1016}{0.0328} + \frac{8.89 \times 10^{-4}}{46.39} + \frac{2.119 \times 10^{-4}}{1.088} + \frac{1}{9.37}$$

$$\frac{1}{U} = 0.106723 + 0.0000635 + 3.09756 + 0.000019163 + 0.00019476 + 0.106723$$

$$\frac{1}{U} = 3.31122834$$

$$\boxed{U = 0.301997 \text{ [W / mK]}}$$

Ganancia de Calor :

$$Q = U A \Delta T$$

sustituyendo valores: $Q = 0.301997 (0.1554168) (-15 - 25)$

$$Q = - 1.8774 [W]$$

El signo negativo indica el calor obtenido que debe retirarse del espacio refrigerado.

Area de las paredes en la cámara 2.

Como las dimensiones de las dos cámaras son iguales, el área total es la misma que en la cámara 1.

$$\text{Area Total en la cámara 2} = 0.1554168 [m^2]$$

Diferencia de temperaturas

$$T = T_{\text{deseada}} - T_{\text{ambiente}}$$

$$T = -10 - 25$$

$$T = - 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Resistencia Térmica Total : La cámara 2 además de tener las mismas dimensiones que la cámara 1, también será construida con los mismos material, y por consiguiente tendrá la misma resistencia térmica que la cámara 1.

$$U = 0.301997 [W / mK]$$

Ganancia de Calor:

$$Q = U A \Delta T$$

sustituyendo valores: $Q = 0.301997 (0.15554168) (-10 - 25)$

$$Q = - 1.6427 [W]$$

El signo negativo indica el calor obtenido que debe retirarse del espacio refrigerado.

En la tapa inferior de la cámara 2 será necesario calcular la ganancia de calor del compresor, ya que la unidad de refrigeración estará colocada en la parte inferior del equipo, por ello el aislante tendrá que ser de mayor espesor.

$$\text{Area de la tapa inferior} = (0.42) (0.55) = 0.231 [m^2]$$

$$\text{Diferencia de temperaturas : } T = T_{\text{deseada}} - T_{\text{ambiente}}$$

$$T = -10 - 50$$

$$T = - 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Area de la tapa superior} = (0.42) (0.55) = 0.231 [m^2]$$

$$\text{Diferencia de Temperaturas : } T = T_{\text{deseada}} - T_{\text{ambiente}}$$

$$T = - 10 - 25$$

$$T = - 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

En la tapa superior conocemos la Resistencia Térmica (es la misma que en la cámara 1) :

$$U = 0.301997 [W / mK]$$

Con los datos conocidos se obtendrá la **Ganancia de Calor**:

$$Q = U A \Delta T$$

sustituyendo valores :

$$Q = 0.301997 (0.231) (- 35)$$

$$Q = - 2.4416 [W]$$

El signo negativo nos indica el calor obtenido que debe retirarse.

Para obtener la **Resistencia Térmica** en la tapa inferior se despeja U de la fórmula de **Ganancia de Calor** de la siguiente manera:

$$Q = U A \Delta T$$

al despejar U se tiene :

$$U = \frac{Q}{A \Delta T}$$

sustituyendo valores :

$$U = \frac{2.4416}{0.231(-50)} = 0.2113 [W / mk]$$

Para poder calcular el espesor del aislante en la parte inferior de la cámara 2 utilizamos la siguiente fórmula: $1 / U = 1 / h_i + \sum (x_i / k_i) + 1 / h_o$

sustituimos valores :

$$\frac{1}{0.2113} = \frac{1}{9.37} + \frac{8.89 \times 10^{-4}}{14} + \frac{x_2}{0.0328} + \frac{8.89 \times 10^{-4}}{46.39} + \frac{2.119 \times 10^{-4}}{1.088} + \frac{1}{9.37}$$

despejamos X_2 :

$$X_2 = \left(\frac{1}{9.37} + \frac{8.89 \times 10^{-4}}{14} + \frac{8.89 \times 10^{-4}}{46.39} + \frac{2.119 \times 10^{-4}}{1.088} + \frac{1}{9.37} - \frac{1}{0.2113} \right) 0.0328$$

$$X_2 = (0.106723 + 0.0000635 + 0.000019163 + 0.00019476 + 0.106723 - 4.7326) 0.0328$$

$$X_2 = 0.1482 \text{ [m]}$$

Espesor del aislante en la parte inferior de la cámara 2.

Ganancia de Calor en la tapa inferior de la cámara 2.

$$Q = U A \Delta T$$

sustituyendo valores : $Q = -0.2113 (0.231) (- 50)$

$$Q = - 2.4405 \text{ [W]}$$

El signo negativo indica el calor obtenido que debe retirarse del espacio refrigerado.

Ganancia de calor debido al producto.- Para calcular la ganancia de calor debido a los productos a refrigerar es necesario considerar la carga de los recipientes que contienen a dichos productos, así como el volumen de aire que se encuentra en el espacio refrigerado.

Dentro de los diversos productos que se pueden conservar en el equipo, serán tomados en cuenta sólo dos de ellos, estos productos se enlistan a continuación con algunas de sus características.

PRODUCTO	CALOR ESPECIFICO [KJ / kg K]	TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO [° C]
Alcohol Metílico	0.572	-10
Amoniaco	0.514	-15

La cantidad de calor se puede calcular con la siguiente formula:

$$Q = M C \Delta T / t$$

donde: Q = ganancia de calor [Watts]

M = masa del producto [kg]

C = calor específico [KJ / kg K]

ΔT = diferencia entre temperatura de almacenamiento y ambiente [° C]

t = tiempo requerido para bajar la temperatura ambiente a la temperatura de almacenamiento (segundos).

Si se desea almacenar 2 kg de cada una de las sustancias y se propone que el tiempo para bajar la temperatura ambiente a la de almacenamiento sea de 3600 segundos (1 hr) el calor de los productos sera:

Para el alcohol Metílico : Q = 11.122 [W]

Para el Amoniaco : Q = 11.422 [W]

$$Q_{\text{producto}} = 22.544 \text{ [Watts]}$$

En lo que se refiere a los recipientes de almacenamiento de los productos, se considera que sean de vidrio con las siguientes características:

$$M = 0.085 \text{ [kg]}$$

$$C = 0.502 \text{ [KJ / kg K]}$$

$$\Delta T = 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t = 3600 \text{ [seg]}$$

Aplicando la ecuación : $Q = M C \Delta T / t$

tenemos que para cada recipiente $Q = 0.4148$

si consideramos 40 vasos $Q = 40 \times 0.4148 = 16.5 \text{ [W]}$

$$Q_{\text{recipientes}} = 16.592 \text{ [Watts]}$$

Otra carga que se debe considerar es debida al volumen de aire, para las dimensiones propuestas del espacio refrigerado tenemos los siguientes datos:

$$\text{volumen del espacio refrigerado} = 0.0669 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$\rho_{\text{aire a } -15^\circ\text{C}} = 1.390 \text{ [kg / m}^3\text{]}$$

teniendo estos datos podemos calcular la carga del volumen del aire en el espacio refrigerado con la siguiente ecuación: $Q = M C \Delta T / t$

donde : $M = 0.0929 \text{ [kg]}$

$$C = 1.005 \text{ [KJ / kg K]}$$

$$\Delta T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t = 3600 \text{ [seg]}$$

$$Q_{\text{volumen del aire}} = 1.037 \text{ [Watts]}$$

La cantidad de calor total a retirar es la suma de las ganancias obtenidas

$$Q_{\text{total}} = \sum Q$$

$$Q_{\text{total}} = 1.8774 + 1.6427 + 2.4416 + 22.544 + 16.592 + 1.037$$

$$Q = 46.134 \text{ [W]}$$

Un valor común del tiempo de operación del sistemas de refrigeración propuesto es de 8 hr al día, de este modo, la capacidad real del evaporador es:

$$Q = 46.134 \times (24 / 8)$$

$$Q_{\text{total}} = 138.402 \text{ [Watts]}$$

REFRIGERANTES

En esta parte del capítulo se nombraran y explicarán las características más importantes de los refrigerantes y se darán las propiedades de los refrigerantes más empleados en sistemas de refrigeración. Posteriormente se darán los parámetros necesarios para seleccionar el refrigerante adecuado.

Características importantes de los refrigerantes.- El refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Con respecto al ciclo compresión-vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo el cual, alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente. Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo compresión-vapor, debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico durante su uso.

En la práctica no existe el refrigerante ideal y los refrigerantes comerciales deben acercarse en cuanto a sus propiedades, para satisfacer las condiciones y necesidades

para su aplicación a que han sido fabricados. Los refrigerantes seleccionados deben llevar los siguientes requisitos:

1. No debe ser tóxico.
2. No debe ser corrosivo.
3. No debe ser explosivo.
4. No debe ser inflamable.
5. Fácil de detectar fugas.
6. Operarse a baja presión.
7. Debe ser un gas estable.
8. Debe tener un calor latente alto por libra para producir un buen efecto de enfriamiento por libra de vapor.
9. Debe tener un bajo volumen de vapor por libra. Esto reducirá el desplazamiento del compresor.
10. La diferencia de presión, entre la presión de evaporación y la presión de condensación, deberá ser tan pequeña como sea posible para incrementar la eficiencia del bombeo. En la tabla B -1 se muestra una lista de refrigerantes con sus diferentes puntos de ebullición.

Identificación de los refrigerantes por número.- Con el fin de eliminar el complicado uso de nombres químicos de los refrigerantes, estos han sido clasificados por orden numérico. La Asociación Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire acondicionado adoptó éste sistema en 1960. En la tabla B - 2 se muestran los nombres y números de los refrigerantes así como su punto de ebullición.

Seguridad personal.- Cuando se trabaja en una unidad de refrigeración debe tenerse muy en cuenta la seguridad, en caso contrario pueden producirse graves accidentes personales. Si se desconecta una línea que contenga líquido refrigerante, podría caer líquido que hierve a - 40 °F, punto de ebullición del R - 22 a la presión atmosférica, y congelar el globo del ojo. Si cae sobre la piel, la evaporación puede producir

congelamiento, incluso los refrigerantes con alto punto de ebullición son buenos disolventes ya que extraen el aceite de la piel y llegan a secarla.

Debe tenerse especial cuidado en los sistemas cuando se quema el motor ya que normalmente se origina por presiones de operación más elevadas que las normales, cuando se destapan las unidades de refrigeración el aire del ambiente, la humedad y otros contaminantes en el sistema, se combinan con los refrigerantes de fluorocarbono, formando ácido clorhídrico o ácido fluorhídrico que son muy perjudiciales cuando entran en contacto con la piel.

Si ocurre una fuga grande en el sistema y el vapor llega a estar en contacto con la flama abierta o un elemento eléctrico de calefacción, el vapor se descompondrá y formará ácidos y un gas venenoso llamado fosgeno. En estos casos es necesario ventilar hasta que los humos y gases se diluyan y no puedan producir irritación.

Los refrigerantes se clasifican de acuerdo a los peligros que sobre la vida humana provocan, según se muestra en la tabla B - 3 y se han dividido en 6 grupos de acuerdo a su toxicidad, aunque los refrigerantes freón tienen índice de toxicidad relativamente bajo, deben tomarse ciertas medidas para evitar los peligros potenciales que provocan.

Refrigerante R-12 .- El refrigerante R -12 es muy popular. Es un líquido transparente y casi sin olor, es casi inodoro, no es tóxico ni irritante y es apropiado para aplicaciones de alta, mediana y baja temperatura.

Químicamente es inerte a temperaturas ordinarias y estable hasta cerca 800 °F (427 °C) esta temperatura es segura para mantener temperaturas de operación en máquinas de refrigeración así como mezclado con lubricantes. La tabla B - 4 muestra las propiedades del líquido y vapor saturado de éste refrigerante.

El R-12 tiene un bajo calor latente, en pequeñas máquinas de refrigeración esto es una ventaja, ya que en grandes cantidades en circulación del refrigerante permitirá una operación más positiva del compresor. Es usado en compresores recíprocos, rotatorios y

centrífugos, opera bajo desplazamiento positivo, baja presión y con una buena eficiencia volumétrica.

El R-12 evapora a una presión de 26.5 psia o 11.8 psi a 5 °F y se condensa a una presión de 108.0 psia, 93.3 psi a 86 °F. El calor latente del R-12 a 5 °F es 68.2 Btu / lb.

El agua es ligeramente soluble en R-12, a 0°F contiene seis partes por millón y la solución formada es ligeramente corrosiva para algunos de los metales comúnmente usados en la construcción de refrigeradores. El R-12 es soluble en aceite abajo de -90 °F.

Refrigerante R-22.- El refrigerante R-22 se desarrolló para instalaciones que requerían de una baja temperatura de evaporación. El R-22 tiene presiones de saturación mucho más altas que el R-12; para temperaturas equivalentes (5°F y 86°F) tiene un calor latente de evaporación mucho mayor que un volumen específico inferior como resultado de un volumen dado de vapor de refrigerante saturado. Tiene una capacidad de refrigeración mucho mayor que el R-12 y este hecho permite el uso de menores desplazamientos en el compresor, resultado que el compresor sea más pequeño.

Por sus características a bajas temperaturas de evaporación y altos índices de compresión, la temperatura del vapor R-22 comprimido es tan alto que frecuentemente daña al compresor. Una de sus aplicaciones es en unidades de rápido enfriamiento el cual mantiene temperaturas de -20 °F a -40 °F. Se emplea en compresores centrífugos o recíprocos y no es necesario usar el R-22 a presiones abajo de la atmosférica para obtener estas bajas temperaturas.

El R-22 tiene un punto de ebullición de -41 °F a presión atmosférica, a la temperatura de evaporación de 5 °F tiene una presión de 42.9 psia y a la temperatura de condensación de 86 °F presenta una presión de 172.9 psia, a 5 °F tiene un calor latente de 93.21 BTU / lb.

El refrigerante R-22 es estable y no es tóxico, no es corrosivo, no irrita, y no es inflamable. El agua se mezcla mejor con R-22 que con R-12 en una relación de 3 a 1, el

agua deberá mantenerse en una cantidad mínima y deberán emplearse deshidratadores para removerlo de la mezcla, el R-22 tiene buena solubilidad en aceite abajo de los 16 °F.

Refrigerante R-502 .- El refrigerante 502 es una mezcla azeotrópica de R-22 y R-115, un azeotropo es el nombre dado a cierta mezcla de dos componentes en el cual la mezcla, resultante tiene características diferentes a los de sus componentes originales, y que se opera y condensa sin cambiar su composición, contiene un 48.8 % de R-22 y un 51.2 % de R-115. En la mayoría de sus características físicas, el R-502 es similar al R-12 y el R-22, su calor latente de evaporación no es tan alto como el del R-12 y el R-22 y tiene un volumen específico mucho mayor.

Para cierto desplazamiento, su capacidad de refrigeración es comparable a la del R-22 y en bajas temperaturas es generalmente mayor. Por sus excelentes características en bajas temperaturas, el 502 es recomendado para usos en bajas temperaturas y también es recomendado para todas las aplicaciones de un sólo paso donde la temperatura de evaporación es inferior a 0 °F. También su uso es muy satisfactorio en sistemas de doble paso y para aplicaciones de temperatura extra baja, y se está volviendo sumamente popular para usos de temperatura media.

La ventaja del R-502 sobre el R-22 es su temperatura adiabática baja que se tiene con la descarga, no es inflamable y no es tóxico, tiene una baja miscibilidad con el aceite.

SELECCION DEL REFRIGERANTE

Para seleccionar el refrigerante adecuado se propondrán algunas condiciones de operación considerando un ciclo teórico de refrigeración mostrado en la fig. 5.6.

Temperatura ambiente 25 °C

Temperatura de condensación 54 °C

Temperatura deseada -15 °C

Temperatura de evaporación -23 °C

Debido a la disponibilidad en el mercado se trabajará únicamente con los siguientes refrigerantes R-12, R-22, R-502. Los parámetros de comparación entre los tres refrigerantes será la relación de compresión (RC), efecto refrigerante (er) y la capacidad de enfriamiento teórica (CET), los cuales se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

$$RC = \frac{\text{presión absoluta de descarga}}{\text{presión absoluta de succión del compresor}}$$

$$ER = h_c - h_b \quad (\text{según el diagrama que se muestra en la fig.5.6})$$

$$CET = er (\rho) V_p$$

donde V_p = volumen desplazado por el compresor.

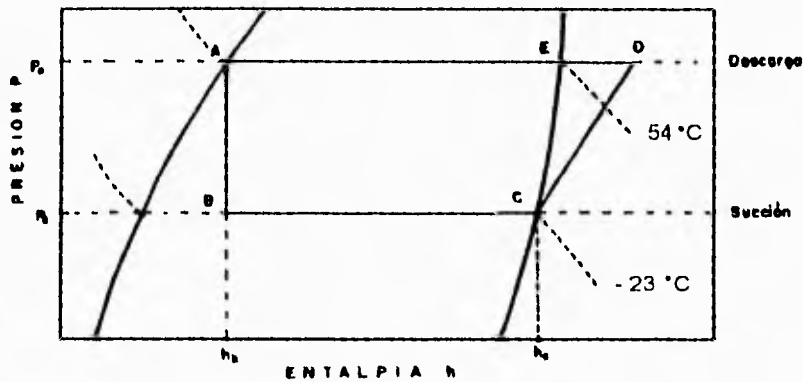


Fig. 5.6 Diagrama p-h de un ciclo saturado simple mostrando las condiciones de operación para la selección del refrigerante.

Para el refrigerante R-12

presión de condensación = 0.847 MPa

presión de evaporación = 0.030 MPa

$$\begin{aligned}h_b &= 69.540 \text{ KJ / kg} \\h_c &= 2.029 \text{ KJ / kg} \\ \rho &= 2.029 \text{ kg / m}^3\end{aligned}$$

$$RC = 28.23$$

$$ER = 93.06 \text{ KJ / kg}$$

$$CET = 188.85 \text{ Vp KW}$$

Para el refrigerante R-22

$$\text{presión de condensación} = 0.136 \text{ MPa}$$

$$\text{presión de evaporación} = 0.049 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}h_b &= 91.420 \text{ KJ / kg} \\h_c &= 226.160 \text{ KJ / kg} \\ \rho &= 2.421 \text{ kg / m}^3\end{aligned}$$

$$RC = 27.64$$

$$ER = 134.73 \text{ KJ / kg}$$

$$CET = 326.33 \text{ Vp KW}$$

Para el refrigerante R-502

$$\text{presión de condensación} = 0.149 \text{ MPa}$$

$$\text{presión de evaporación} = 0.063 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned}h_b &= 83.840 \text{ KJ / kg} \\h_c &= 162.550 \text{ KJ / kg} \\ \rho &= 4.012 \text{ kg / m}^3\end{aligned}$$

$$RC = 23.50$$

$$ER = 78.70 \text{ KJ / kg}$$

$$CET = 325.84 \text{ Vp KW}$$

Se pretende tener un refrigerante que tenga una presión de succión alta, presión de condensación moderada, densidad baja, relación de compresión baja, un efecto refrigerante alto así como la capacidad de enfriamiento.

Una vez hechas estas consideraciones el refrigerante que cumple con la mayoría de las condiciones propuestas es el refrigerante R-12.

SELECCION DE LA UNIDAD DE CONDENSACION

Una vez que se conoce la carga de enfriamiento del sistema de refrigeración propuesto, se procede a seleccionar la unidad de condensación.

Para llevar a cabo dicha selección es necesario conocer dos parámetros importantes que son el desplazamiento volumétrico del compresor y capacidad de enfriamiento de la unidad.

De la figura 5.7, y auxiliándonos de tablas de líquido y vapor saturado, así como de vapor sobrecalentado de R-12, el efecto refrigerante (ER) del sistema está dado por:

$$ER = h_c - h_a$$

en la siguiente tabla se enlistan las propiedades de cada estado.

ESTADO	P (MPa)	T (°C)	h (KJ / kg)	ρ (kg / m ³)
A	0.1314	-23	15.218	8.98
B	0.1314	-23	175.132	2.02
C	0.1314	-20	183.810	2.02
D	1.213	55	209.431	79.73
E	1.213	54	207.766	74.95
F	1.213	54	90.201	1189.06
G	1.213	25	15.218	1310.61

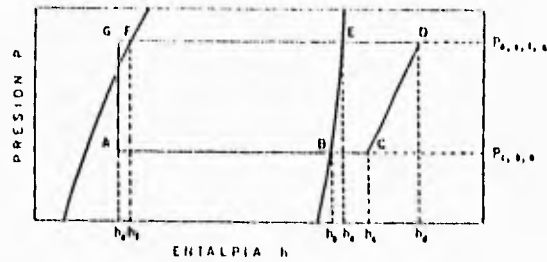


Fig. 5.7 Diagrama p-h del ciclo del sistema de refrigeración en estudio.

Auxiliandonos de la tabla anterior $ER = 183.810 - 15.218$

$$ER = 168.592 \text{ [KJ / kg]}$$

El flujo de refrigerante se obtiene de la siguiente manera:

$$m = Q_e / ER$$

$$m = 138.402 / (168.592 \times 10^3)$$

$$m = 0.820 \times 10^{-3} \text{ [kg / seg]}$$

Tenemos que:

$$V_c = 1 / \rho_c$$

$$V_c = 0.492 \text{ [m}^3 \text{ / kg]}$$

El volumen que debe desplazar el compresor es:

$$V_1 = m V_c$$

$$V_1 = 4.059 \times 10^{-3} \text{ [m}^3 \text{ / seg]}$$

Sin embargo este volumen es teórico, para conocer el volumen real de desplazamiento se debe calcular la eficiencia volumétrica y aplicando el factor de seguridad que involucre todas las pérdidas que no son cuantificables analíticamente.

La eficiencia volumétrica total involucra las pérdidas debidas a los siguientes factores:

- 1) Caidas de presión dentro del compresor.
- 2) Ganancia de calor al refrigerante por
 - a. Motor hermético.
 - b. Fricción.

c. Calor de compresión.

3) Ineficiencia de los flappers (válvulas).

4) Fugas internas de gas.

5) Circulación de aceite.

Sin embargo es muy difícil predecir todas estas pérdidas matemáticamente, de modo que el valor de la eficiencia volumétrica se obtendrá auxiliándose de la gráfica mostrada en la fig. 5.8. Dicha gráfica se obtuvo con información de catálogos de compresores herméticos aplicando la siguiente fórmula:

$$\eta_v = \frac{\text{capacidad del compresor}}{\text{ER} \times V_p \times \rho}$$

donde : η_v = eficiencia volumétrica del compresor.

ER= efecto refrigerante.

V_p = volumen desplazado por el compresor.

ρ = densidad del refrigerante.

Las propiedades que se emplean para calcular la eficiencia volumétrica se obtienen de tablas de refrigerantes con las condiciones de operación expuestas en los catálogos de compresores, es decir con las temperaturas de condensación y evaporación de la unidad, así como el desplazamiento volumétrico del compresor.

De la fig. 5.8, para una temperatura de evaporación de -23°C (250 K) se tiene una eficiencia volumétrica del 63 %. Sin embargo, para fines de diseño es conveniente considerar un factor de seguridad, que por costumbre suele ser del 10%, de modo que la eficiencia volumétrica total es:

$$\eta_v = 63 \times 90 \%$$

$$\eta_v = 56.7 \%$$

El desplazamiento volumétrico real que debe desplazar el compresor es:

$$V = V_T / \eta_v = 4.05 \times 10^{-4} / 0.567$$

$$V = 0.714 \times 10^{-3} \text{ [m}^3 \text{ / s]}$$

Con este valor obtenido se puede hacer una selección preliminar de la unidad de condensación y calcular la capacidad de enfriamiento que tendrá dicha unidad y compararla con la carga de enfriamiento calculada. Del catálogo de compresores herméticos de Kelvinator se tienen los siguientes datos:

Modelo A 045

Potencia 200 Watts (1/4)

Desplazamiento Volumetrico 9.3 m³ / s

Voltaje 127 Volts

La capacidad de la unidad está dada por:

$$Q = V_F \times \rho \times (h_c - h_a) \times \eta_v$$

$$Q = 9.3 \times 2.029 \times (183.810 - 15.218) \times 0.567 \times (10^3 / 3600)$$

$$Q = 498.82 \text{ [Watts]}$$

Se puede observar que este valor es mayor que la carga de enfriamiento obtenida, lo que puede considerarse como un factor de seguridad. Por lo tanto la unidad seleccionada puede emplazarse en el sistema de refrigeración en estudio.

La unidad de condensación seleccionada cuenta con un compresor hermético, un ventilador y un condensador con las siguientes características:

Tubería

material: cobre

diámetro: 5/16 "

longitud: 6.50 m (21.3 pies)

Aletas

material: aluminio

espesor: 0.25 mm

Número de aletas: 8 aletas / pulg

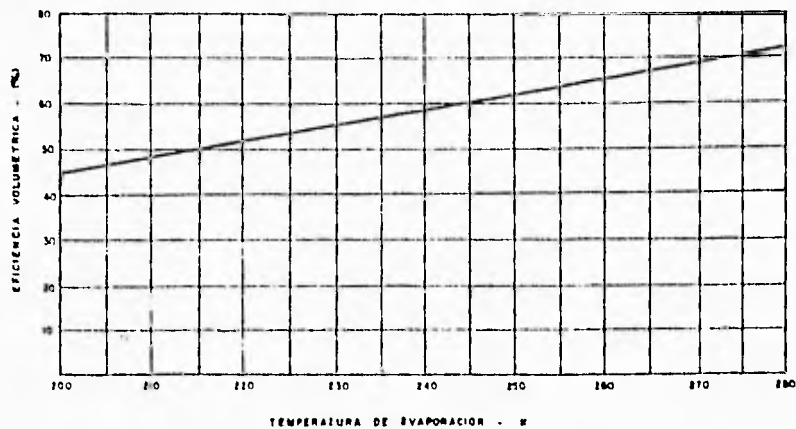


fig. 5.8 Gráfica de eficiencia volumétrica contra Temperatura de Evaporación.

DISEÑO DEL EVAPORADOR

Como ya se mencionó un evaporador es cualquier superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar el calor de un espacio o producto refrigerado.

Se empleará un evaporador de expansión directa, dicho evaporador rodea todo el volumen del espacio refrigerado con objeto de lograr en él una distribución uniforme de la temperatura.

Apartir de los datos del condensador de la unidad de condensación seleccionada, la superficie de transferencia de calor es:

$$A_c = \pi D L$$

donde: A_c = área de transferencia de calor del condensador (m^2)

D = diámetro exterior de la tubería = 7.9 mm (5/16 ")

L = longitud de la tubería = 6.50 (m)

sustituyendo valores:

$$A_c = 3.1416 (6.50) (7.9 \times 10^{-3})$$

$$A_c = 0.161 (m^2)$$

Por otro lado la carga de calor a rechazar en el condensador es

$$Q_c = M (h_a - h_s) / \eta_v$$

$$Q_c = (0.820 \times 10^{-3}) (209.431 - 15.218) \times 10^3 / 0.567$$

$$Q_c = 280.87 \text{ [Watts]}$$

Para fines de cálculo del evaporador y basándonos en un procedimiento que concuerda con el empleado por fabricantes de equipo de refrigeración, la superficie del evaporador puede obtenerse mediante la siguiente ecuación:

$$(Q_e / Q_c) = (A_e / A_c)$$

donde: Q_e = capacidad de enfriamiento.

Q_c = calor rechazado en el condensador.

A_c = superficie de condensación.

despejando A_e y sustituyendo valores tenemos:

$$A_e = 0.285 \text{ m}^2$$

Para conocer la longitud del evaporador, primeramente es necesario saber el diámetro de tubería que se va a emplear, lo más común es emplear tubería de cobre de 1/4" o 5/16" de diámetro.

La longitud del evaporador se determina de la siguiente manera:

$$L_e = A_e / (D_e \pi)$$

si se emplea diámetro de 6.35 mm (1/4") tenemos:

$$L_e = 0.285 / 6.35 (3.1416)$$

$$L_e = 14.3 \text{ m}$$

Todos los cálculos obtenidos corresponden al diseño de una sola cámara del sistema de refrigeración. Esto es importante señalar, ya que el sistema de refrigeración en estudio cuenta con dos cámaras de evaporación.

La longitud calculada es la longitud total, es decir que para conocer la longitud de cada cámara tendremos que dividir la longitud total entre las dos cámaras.

SELECCION DEL ELEMENTO DE CONTROL DE FLUJO

El control de flujo de refrigerante es una característica esencial de cualquier sistema de refrigeración. La función de cualquier control de flujo de refrigerante es doble: a) 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 2) mantener un diferencial de presión entre los lados de alta y baja 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 presión alta que se tiene en el condensador.

Debido a que el sistema de refrigeración empleará un compresor hermético y un refrigerante de halocarbón, como lo es el R-12, es conveniente el empleo de un tubo capilar como elemento de control de flujo del refrigerante.

Otras de las razones que se tomaron en cuenta para seleccionar este dispositivo de control son las siguientes:

- a) es adecuado para compresores con bajos pares de arranque.
- b) es necesario una caída de presión constante a través del control ya que la carga de refrigeración se pretende que no varíe mucho.
- c) que el equipo se mantenga cerrado el mayor tiempo posible.

Dadas las condiciones de operación del ciclo del sistema propuesto, una selección preliminar del tubo capilar del evaporador al condensador puede llevarse a cabo auxiliandonos de la fig. 5.9. Se tiene como dato de entrada la capacidad del compresor que es de 498.82 Watts. Localizando este valor en el eje de las ordenadas se observa que puede emplearse el tubo capilar de diámetro 0.036 pulgadas y 75 pulgadas de longitud.

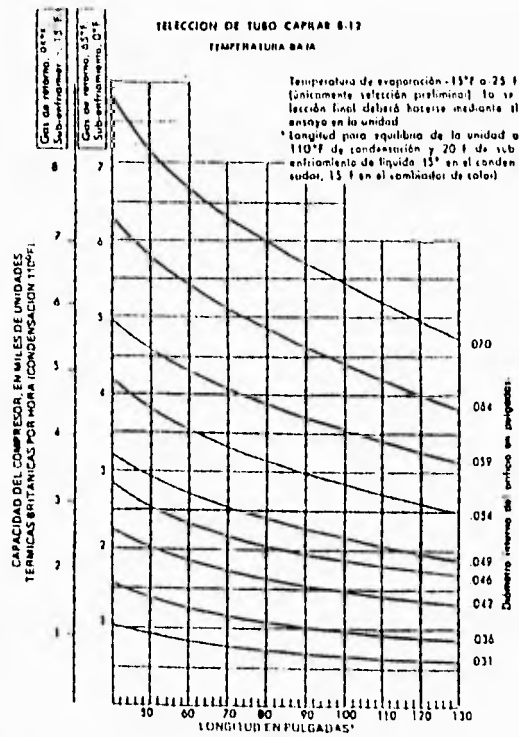


Fig. 5.9 Carta de selección preliminar de tubo capilar para refrigerante R-12.

SELECCION DE ELEMENTOS DE CONTROL DE TEMPERATURA Y DESHIELO

Para conservar la temperatura deseada en las cámaras de evaporación, se ha considerado utilizar un control de temperatura con las siguientes características:

Temperatura máxima - 24 °C

Voltaje 125 Volts

Tubo capilar 1900 mm

Este control tiene un sensor que va colocado dentro de la cámara de evaporación para mantener la temperatura deseada, cuando la temperatura aumenta, el control manda una señal al compresor y este funcionará inmediatamente hasta alcanzar la temperatura deseada, en ese momento el compresor descansará.

Los elementos de control de deshielo se han seleccionado, tomando en cuenta que el deshielo se efectuará por medio de gas caliente proveniente del compresor y descargandolo directamente en las cámaras de evaporación. Para realizar el descongelamiento de esta forma, se ha considerado utilizar válvulas solenoide, con las siguientes características:

115 Volts

11 Watts

Temperatura máxima 110 °C

Presión mínima 0.05 bar

Presión máxima 17 bar

En la fig. 5.1, se muestra el arreglo de válvulas, se puede observar que tiene 7 de las cuales 4 están normalmente abiertas (NA) y 3 están normalmente cerradas (NC), cuando entra en operación el sistema de descongelamiento (fig.5.2), las válvulas normalmente abiertas, cierran el paso del refrigerante y las válvulas normalmente cerradas abren, para que el refrigerante circule en esa dirección durante un tiempo seleccionado. Cuando transcurre el tiempo que se ha seleccionado, las válvulas se accionan y entra el sistema de refrigeración en operación normal. Para controlar las válvulas solenoide se ha considerado utilizar un control de tiempo de deshielo con las siguientes características:

Rango de operación 0 - 24 hrs

Rango de deshielo 0 - 15 min

Voltaje 120 volts

Este control abrirá y cerrará las 7 válvulas según el tiempo que se halla seleccionado, es decir el sistema de refrigeración trabajará 24 horas en operación normal y 15 minutos en operación de deshielo. El control también mandará una señal al compresor cuando el sistema entre en operación de deshielo en caso de que no este en funcionamiento (cuando ha alcanzado la temperatura deseada), hay que recordar que en la operación de deshielo, el sistema tiene que estar trabajando para que este se pueda efectuar.

CONCLUSIONES

Para concluir con el trabajo presentado, a continuación se presenta una lista de las partes del sistema de refrigeración.

Unidad de condensación Kelvinator con las siguientes características:

-Compresor modelo A 045

-Potencia ¼ h.p.

-Desplazamiento volumétrico de 9.3 m³ / seg

-Condensador enfriado con aire con tubería de cobre de 5/16 pulgadas de diámetro y 6.50 m de longitud, aletas de aluminio de 0.25 mm de espesor y densidad de 8 aletas por pulgada.

Evaporador de convección libre de tubería de cobre de 5/16 pulgadas de diámetro y 14.3 m de longitud.

Control de flujo de refrigerante a base de tubo capilar de 0.042 pulgadas de diámetro interior y 25 pulgadas de longitud.

El diseño presentado en este trabajo está sujeto a pruebas al momento de llevar a cabo la construcción, por esa razón no se han tomado en cuenta algunos accesorios como termómetros, acumuladores de aceite y otros, dejándolos para el momento de concluir la construcción del sistema de refrigeración.

El diseño no es definitivo, sino que por el contrario es susceptible de sufrir cambios para perfeccionarlo ya que existen muchas técnicas de selección y cálculo de las partes del sistema que están basadas en pruebas que no aparecen publicadas.

No fue posible apearse totalmente a los conceptos teóricos de transferencia de calor, ya que debido a las temperaturas que se manejan no es posible conseguir todos los

datos para calcular el coeficiente convectivo de transferencia de calor en el diseño y selección del condensador y evaporador.

En lo que se refiere a la selección de los materiales empleados, se buscó emplear aquellos que tuvieran en lo posible las mejores propiedades térmicas y de resistencia apegándose a lo existente comercialmente.

Se ha considerado que todos los elementos que componen dicho sistema sea de tipo comercial con el fin de facilitar su mantenimiento tanto preventivo como correctivo, y que el costo de fabricación no sea tan elevado.

Así mismo considero que en el país existe la capacidad para fabricar equipos de refrigeración de todo tipo y establecer programas de mantenimiento preventivo y correctivo para poder tener un mejor desarrollo tecnológico en ese campo.

APENDICE A

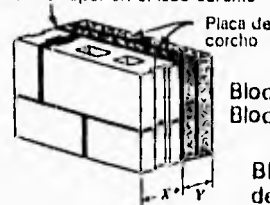
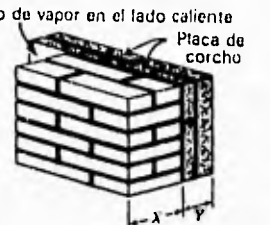
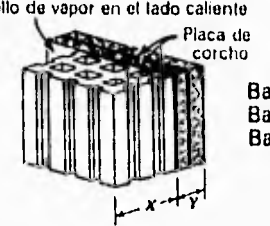
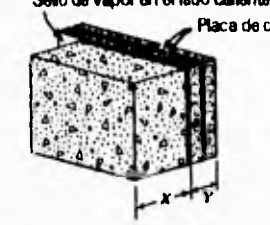
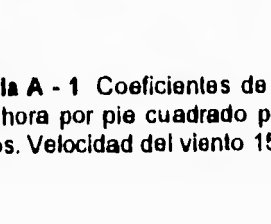
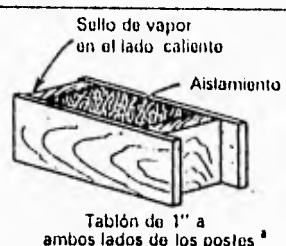
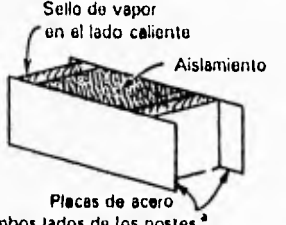
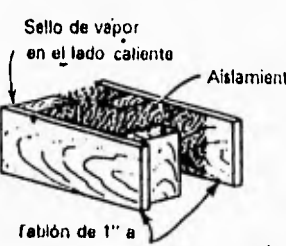
	Espesor pared X Pulgadas	Espesor del aislamiento, Y Pulgadas						
		2	3	4	5	6	7	8
	Bloque de concreto 8	0.12	0.085	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035
	Bloque de concreto 12	0.12	0.083	0.065	0.053	0.045	0.039	0.035
	Bloque de concreto de cenizas 8	0.11	0.081	0.064	0.052	0.045	0.039	0.034
	Bloque de concreto de cenizas 12	0.11	0.079	0.063	0.052	0.044	0.039	0.034
	Ladrillo común 8	0.11	0.081	0.064	0.053	0.045	0.039	0.034
	Ladrillo común 12	0.10	0.076	0.061	0.050	0.043	0.038	0.034
	Barrobloque 4	0.12	0.085	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035
	Barrobloque 6	0.11	0.081	0.064	0.053	0.045	0.039	0.035
	Barrobloque 8	0.11	0.081	0.064	0.052	0.045	0.039	0.034
	Concreto 6	0.13	0.089	0.069	0.056	0.047	0.041	0.036
	Concreto 8	0.12	0.087	0.068	0.055	0.047	0.040	0.036
	Concreto 10	0.12	0.086	0.067	0.055	0.046	0.040	0.035
	Concreto 12	0.12	0.085	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035

Tabla A - 1 Coeficientes de transmisión de calor (U) para cuartos de almacén fríos Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit de diferencia entre el aire en los dos lados. Velocidad del viento 15 mph.

Tipo de construcción	Material de aislamiento	Espesor del aislamiento (pulgadas)						
		3 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	2	3	4	5	6
 <p>Sello de vapor en el lado caliente</p> <p>Aislamiento</p> <p>Tablón de 1" a ambos lados de los postes^a</p>	Corcho granulado	0.079	0.055					
	Lana de roca	0.072	0.050					
	Aserrín	0.097	0.069					
	Placa de corcho	0.11	0.084	0.067	0.055	0.047
 <p>Sello de vapor en el lado caliente</p> <p>Aislamiento</p> <p>Placas de acero en ambos lados de los postes^a</p>	Relleno de lana de roca o de vidrio	0.084	0.055	0.100	0.077	0.062	0.052
 <p>Sello de vapor en el lado caliente</p> <p>Aislamiento</p> <p>Tablón de 1" a ambos lados postes de 2" x 4" - 16" c^b</p>		Espesor del aislamiento (Pulgadas)						
			8	10	12			
	Corcho granulado	0.040	0.033	0.027				
	Lana de roca	0.036	0.029	0.025				
	Aserrín	0.051	0.042	0.035				

Notas:

^a Coeficientes corregidos para postes de 2 x 4 o 2 x 6, a 16 plg, de centros.

^b Coeficientes corregidos para postes de 2 x 4

^c Espesor real 25/32 plg.

Tabla A - 2 Coeficientes de transmisión de calor (U) para cuartos de almacén fríos Blu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit de diferencia entre el aire en los dos lados. Velocidad exterior del viento 15 mph.


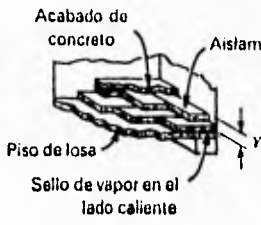

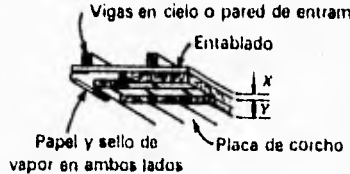

	Espesor de pared, piso o techo X (pulgadas)	Espesor de aislamiento, Y pulgadas							
		2	3	4	5	6	7	8	
Tabique autosoportante *									
 <p>Sello de vapor en el lado caliente Placa de corcho Enjarre de cemento en ambos lados</p>	Tabique de corcho	0.13	0.089	0.069	0.056	0.047	0.041	0.036	
Piso *									
 <p>Acabado de concreto Aislamiento Piso de losa Sello de vapor en el lado caliente</p>	Losa 2 Acabado 2	0.12	0.087	0.067	0.055	0.046	0.040	0.035	
	Losa 5 Acabado 3	0.12	0.084	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035	
	Losa 6 Acabado 4	0.11	0.083	0.065	0.054	0.045	0.039	0.035	
	Espuma de vidrio *								
	Losa 2 Acabado 2	0.15	0.11	0.087	0.071	0.060	0.053	0.046	
	Losa 5 Acabado 3	0.15	0.11	0.084	0.070	0.059	0.052	0.046	
Losa 6 Acabado 4	0.14	0.10	0.083	0.069	0.059	0.051	0.045		
Cielo *									
 <p>Sello de vapor en el lado caliente Losa de concreto Durmiente de madera Placa de corcho</p>	Concreto 4 Concreto 8	0.12 0.12	0.089 0.086	0.069 0.067	0.056 0.055	0.048 0.047	0.042 0.041	0.036 0.036	
Cielo *									
 <p>Vigas en cielo o pared de entramado Entablado Papel y sello de vapor en ambos lados Placa de corcho</p>	Madera 1 1/2 (real)	0.11	0.082	0.064	0.053	0.045	0.039	0.035	
Cielo *									
 <p>Sello de vapor en el lado caliente Cemento portland parte superior Placa de Corcho Construcción con vigas "T" de acero</p>		0.13	0.092	0.072	0.059	0.050	0.043	0.038	

Tabla A - 3 Coeficientes de transmisión de calor (U) para cuartos de almacén fríos Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit de diferencia entre el aire en los dos lados. Velocidad del viento 15 mph.





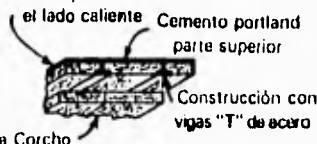
	Espesor de pared, oiso o techo X (pulgadas)	Espesor de aislamiento, Y pulgadas						
		2	3	4	5	6	7	8
Tabique autosoportante *								
 <p>Sello de vapor en el lado caliente Placa de corcho Enjarra de cemento en ambos lados</p>	Tabique de corcho	0.13	0.089	0.069	0.056	0.047	0.041	0.036
Piso *								
 <p>Acabado de concreto Aislamiento Piso de losa Sello de vapor en el lado caliente</p>	Losa 2 Acabado 2	0.12	0.087	0.067	0.055	0.046	0.040	0.035
	Losa 5 Acabado 3	0.12	0.084	0.066	0.054	0.046	0.040	0.035
	Losa 6 Acabado 4	0.11	0.083	0.065	0.054	0.045	0.039	0.035
	Espuma de vidrio *							
	Losa 2 Acabado 2	0.15	0.11	0.087	0.071	0.060	0.053	0.046
	Losa 5 Acabado 3	0.15	0.11	0.084	0.070	0.059	0.052	0.046
	Losa 6 Acabado 4	0.14	0.10	0.083	0.069	0.059	0.051	0.045
	Cielo *							
 <p>Sello de vapor en el lado caliente Losa de concreto Durmiente de madera Placa de corcho</p>	Concreto 4	0.12	0.089	0.069	0.056	0.048	0.042	0.036
	Concreto 8	0.12	0.086	0.067	0.055	0.047	0.041	0.036
Cielo *								
 <p>Vigas en cielo o pared de entramado Entablado Papel y sello de vapor en ambos lados Placa de corcho</p>	Madera 3/4 (real)	0.11	0.082	0.064	0.053	0.045	0.039	0.035
	Cielo *							
 <p>Sello de vapor en el lado caliente Cemento portland parte superior Construcción con vigas "T" de acero Placa de Corcho</p>		0.13	0.092	0.072	0.059	0.050	0.043	0.038

Tabla A - 3 Coeficientes de transmisión de calor (U) para cuartos de almacén fríos Btu por hora por pie cuadrado por grado Fahrenheit de diferencia entre el aire en los dos lados. Velocidad del viento 15 mph.

Material	Descripción	Conductividad Térmica (k)*	Conductancia térmica (C)*
Mampostería	Ladrillo, común	5.0	
	Ladrillo, de fachada	9.0	
	Concreto mortero o mezcla	5.0	
	Concreto, agregado de arena	12.0	
	Bloque de concreto		
	Agregado de arena 4 plg		1.40
	Agregado de arena 8 plg		0.90
	Agregado de arena 12 plg		0.78
	Agregado de escoria 4 plg		0.90
	Agregado de escoria 8 plg		0.58
	Agregado de escoria 12 plg		0.53
	Yeso de estucar 1/2 plg		3.12
	Barro bloque hueco 4 plg		0.90
	Barro bloque hueco 6 plg		0.66
Barro bloque hueco 8 plg		0.54	
Maderas	Arce, roble, maderas duras similares		1.10
	Abeto, pino, maderas suaves similares		0.80
	Madera contrachapada 1/2 plg		1.60
	Madera contrachapada 3/4 plg		1.07
Techado	Techado con rollo de asfalto	6.50	0.15
	Techado armado 3/8 plg	3.00	0.33
Materiales de aislamiento	Bloque o rollos de fibra, mineral o de vidrio	0.27	
	Tabla o placa		
	Vidrio celular	0.40	
	Placa de corcho	0.30	
	Fibra de vidrio	0.25	
	Poliestireno expandido	0.20	
	Poliuretano expandido	0.17	
	Relleno		
	Papel prensado o pulpa de madera	0.27	
	Aserrín o virutas	0.45	
	Lana mineral (roca, vidrio, escoria)	0.27	
Corteza de pino	0.26		
Fibra de madera (madera suave)	0.30		
Conductancia en la superficie (coeficiente de convección)	Aire tranquilo		1.65
	Aire en movimiento (7.5 mph)		4.00
	Aire en movimiento (15 mph)		6.00
Vidrio	Una hoja		1.13
	Dos hojas		0.46
	Tres hojas		0.29
	Cuatro hojas		0.21

Tabla A - 4 Conductividad térmica de materiales usados en paredes de almacenes fríos.

Lugar	Temp. promedio ambiente	Temp. máxima ambiente	Temperatura del suelo
Alabama			
Birmingham	88	99	70°F
Mobile	88	97	75
Arizona			
Flagstaff	75	90	60
Phoenix	100	113	80
Tucson	84	98	80
Arkansas			
Fort Smith	91	103	70
Little Rock	90	100	70
California			
Bakersfield	96	114	75
Fresno	94	111	80
Los Angeles	83	94	75
Oakland	75	89	65
Sacramento	90	108	80
San Diego	75	80	65
San Francisco	75	83	65
Colorado			
Colorado Springs	83	94	60
Denver	83	98	60
Grand Junction	88	102	60
Pueblo	83	100	55
Connecticut			
Hartford	83	94	65
New Haven	83	95	65
New London	83	93	65
Norwalk	83	96	65
Delaware			
Dover	87	96	65
Milford	87	98	65
Wilmington	87	94	65

Tabla A - 5 Guía de temperatura de diseño ambiente en refrigeración.

Lugar	Temp. promedio ambiente	Temp. máxima ambiente	Temperatura del suelo
District of Columbia			
Washington	89	98	65
Florida			
Jacksonville	88	96	80
Miami	88	90	80
Orlando	88	97	80
Tallahassee	88	100	80
Tampa	88	95	80
Georgia			
Atlanta	87	95	70
Savannah	89	99	75
Idaho			
Boise	89	105	60
Pocatello	83	100	60
Illinois			
Calro	89	101	60
Chicago	87	98	60
Peoria	88	100	60
Quincy	90	103	60
Rockford	87	101	60
Springfield	90	102	60
Indiana			
Evansville	90	100	65
Fort Wayne	87	100	60
Indianapolis	89	99	60
South Bend	87	101	60
Terre Haute	90	100	65
Iowa			
Burlington	90	101	60
Davenport	90	100	60
Des Moines	90	102	60
Dubuque	90	99	60
Keokuk	90	101	60
Mason City	86	97	60
Sioux City	90	102	60
Kansas			
Concordia	93	108	60
Dodge City	92	106	60
Hutchinson	92	108	60
Salina	95	111	60
Topeka	92	105	60
Wichita	91	104	60
Kentucky			
Lexington	86	98	65
Louisville	88	99	65

Tabla A - 5 (Continuación)

Lugar	Temp. promedio ambiente	Temp. máxima ambiente	Temperatura del suelo
Louisiana			
Baton Rouge	88	98	75
New Orleans	89	98	75
Shreveport	92	102	70
Maine			
Eastport	70	81	60
Portland	81	93	60
Maryland			
Baltimore	89	99	65
Cumberland	87	102	65
Massachusetts			
Boston	84	94	65
Fall River	81	90	60
Lawrence	81	94	60
Worcester	81	92	60
Michigan			
Alpena	82	95	60
Detroit	86	99	60
Grand Rapids	86	98	60
Jackson	86	99	60
Lansing	86	96	60
Marquette	81	96	60
Saginaw	88	101	60
Minnesota			
Duluth	79	92	50
Minneapolis	90	102	55
St. Cloud	88	101	55
Mississippi			
Jackson	90	99	75
Vicksburg	90	96	75
Missouri			
Hannibal	90	102	60
Kansas City	92	103	60
St. Joseph	92	103	60
St. Louis	92	103	60
Springfield	88	98	60
Montana			
Billings	85	104	55
Butte	75	96	55
Havre	82	99	50
Helena	82	102	55
Nebraska			
Lincoln	94	106	60
North Platte	89	103	55
Omaha	92	104	60

Tabla A - 5 (Continuación)

Lugar	Temp. promedio ambiente	Temp. máxima ambiente	Temperatura del suelo
Louisiana			
Baton Rouge	88	98	75
New Orleans	89	98	75
Shreveport	92	102	70
Maine			
Eastport	70	81	60
Portland	81	93	60
Maryland			
Baltimore	89	99	65
Cumberland	87	102	65
Massachusetts			
Boston	84	94	65
Fall River	81	90	60
Lawrence	81	94	60
Worcester	81	92	60
Michigan			
Alpena	82	95	60
Detroit	86	99	60
Grand Rapids	86	98	60
Jackson	86	99	60
Lansing	86	96	60
Marquette	81	96	60
Saginaw	88	101	60
Minnesota			
Duluth	79	92	50
Minneapolis	90	102	55
St. Cloud	88	101	55
Mississippi			
Jackson	90	99	75
Vicksburg	90	96	75
Missouri			
Hannibal	90	102	60
Kansas City	92	103	60
St. Joseph	92	103	60
St. Louis	92	103	60
Springfield	88	98	60
Montana			
Billings	85	104	55
Bulle	75	96	55
Havre	82	99	50
Helena	82	102	55
Nebraska			
Lincoln	94	106	60
North Platte	89	103	55
Omaha	92	104	60

Tabla A - 5 (Continuación)

Lugar	Temp. promedio ambiente	Temp. máxima ambiente	Temperatura del suelo
Nevada			
Reno	84	101	65
Tonopah	84	96	70
New Hampshire			
Concord	81	92	55
New Jersey			
Atlantic City	83	92	70
Paterson	85	95	70
Trenton	85	96	70
New Mexico			
Albuquerque	83	99	70
Santa Fe	81	90	65
New York			
Albany	83	96	60
Binghamton	83	94	60
Buffalo	80	89	65
Elmira	83	97	60
New York	85	93	65
Poughkeepsie	83	95	60
Rochester	83	95	60
Syracuse	83	96	60
Watertown	83	93	60
North Carolina			
Asheville	81	93	70
Charlotte	86	98	70
Raleigh	86	98	70
Wilmington	86	95	75
Winston-Salem	86	97	75
North Dakota			
Bismarck	87	103	50
Devils Lake	84	100	50
Ohio			
Akron	86	98	65
Canton	86	97	65
Cincinnati	88	100	65
Cleveland	83	95	65
Columbus	88	98	60
Dayton	88	99	65
Toledo	87	99	60
Youngstown	86	97	60
Oklahoma			
Oklahoma City	92	104	65
Tulsa	92	105	65
Oregon			
Portland	81	95	70

Tabla A - 5 (Continuación)

Lugar	Temp. promedio ambiente	Temp. máxima ambiente	Temperatura del suelo
Pennsylvania			
Altoona	82	96	65
Erie	83	92	65
Harrisburg	85	97	70
Philadelphia	87	97	70
Pittsburgh	85	96	65
Scranton	82	95	65
Rhode Island			
Providence	83	94	65
South Carolina			
Charleston	88	98	75
Columbia	88	99	75
South Dakota			
Huron	93	107	55
Pierre	94	110	55
Rapid City	87	103	55
Sioux Falls	88	102	55
Tennessee			
Chattanooga	87	98	70
Knoxville	87	98	70
Memphis	89	99	70
Nashville	87	98	70
Texas			
Dallas	92	102	70
El Paso	92	102	70
Fort Worth	92	104	70
Houston	92	99	75
San Antonio	92	102	75
Utah			
Modena	80	97	60
Salt Lake City	88	101	60
Vermont			
Burlington	80	91	60
Virginia			
Lynchburg	87	99	75
Norfolk	87	95	75
Richmond	87	98	70
Washington			
Olympia	75	90	60
Seattle	75	86	75
Spokane	75	102	60
Walla Walla	87	105	60
West Virginia			
Charleston	87	102	65
Clarksburg	84	97	65

Tabla A - 5 (Continuación)

Lugar	Temp. promedio ambiente	Temp. máxima ambiente	Temperatura del suelo
Huntington	87	100	65
Parkersburg	86	98	65
Wheeling	86	101	65
Wisconsin			
Green Bay	85	97	55
La Crosse	87	99	55
Madison	87	96	55
Milwaukee	87	99	55
Wyoming			
Cheyenne	79	94	55
Lander	80	98	55
Sheridan	86	102	55

Tabla A - 6 (Continuación)

	Temp. Diseño Exterior	Temp. Diseño Interior	Pared normal T.D.	Factor de corrección	Pared Diseño T.D.
Pared norte	80°F	35°F	45°F	0	45°F
Pared sur	92°F	35°F	57°F	4°F	61°F
Pared este	92°F	35°F	57°F	6°F	63°F
Pared oeste	80°F	35°F	45°F	0	45°F
Cielo	80°F	35°F	45°F	0	45°F
Piso	70°F	35°F	35°F	0	35°F

Tabla A - 6 Factores de ganancia en paredes (Btu / 24 pie²) basado en el espesor del aislamiento en la pared y del diferencial de temperatura a través de la pared.

Temp. cuarto almacén °F	Temperatura aire de entrada °F									
	85			90			95		100	
	Humedad Relativa aire Int. %									
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
65	0.65	0.85	1.12	0.93	1.17	1.44	1.24	1.54	1.58	1.95
60	0.85	1.03	1.26	1.13	1.37	1.64	1.44	1.74	1.78	2.15
55	1.12	1.34	1.57	1.41	1.66	1.93	1.72	2.01	2.06	2.44
50	1.32	1.54	1.78	1.62	1.87	2.15	1.93	2.22	2.28	2.65
45	1.50	1.73	1.97	1.80	2.06	2.34	2.12	2.42	2.47	2.85
40	1.69	1.92	2.16	2.00	2.26	2.54	2.31	2.62	2.67	3.06
35	1.86	2.09	2.34	2.17	2.43	2.72	2.49	2.79	2.85	3.24
30	2.00	2.24	2.49	2.26	2.53	2.82	2.64	2.94	2.95	3.35

Tabla A - 6a Btu por pie cúbico de aire eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje arriba de 30.

Temp. cuarto almacén °F	Temperatura aire de entrada °F									
	40		50		80		90		100	
	Humedad Relativa aire de entrada, %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
30	0.24	0.29	0.58	0.66	1.69	1.87	2.26	2.53	2.95	3.35
25	0.41	0.45	0.75	0.83	1.86	2.05	2.44	2.71	3.14	3.54
20	0.56	0.61	0.91	0.99	2.04	2.22	2.62	2.90	3.33	3.73
15	0.71	0.75	1.06	1.14	2.20	2.39	2.80	3.07	3.51	3.92
10	0.85	0.89	1.19	1.27	2.38	2.52	2.93	3.20	3.64	4.04
5	0.98	1.03	1.34	1.42	2.51	2.71	3.12	3.40	3.84	4.27
0	1.12	1.17	1.48	1.56	2.68	2.86	3.28	3.56	4.01	4.43
-5	1.23	1.28	1.59	1.67	2.79	2.98	3.41	3.69	4.15	4.57
-10	1.35	1.41	1.73	1.81	2.93	3.13	3.56	3.85	4.31	4.74
-15	1.50	1.53	1.85	1.93	3.05	3.25	3.67	3.96	4.42	4.86
-20	1.63	1.68	2.01	2.09	3.24	3.44	3.88	4.18	4.66	5.10
-25	1.77	1.80	2.12	2.21	3.38	3.56	4.00	4.30	4.78	5.21
-30	1.90	1.95	2.29	2.38	3.55	3.76	4.21	4.51	5.00	5.44

Tabla A - 6b Btu por pie cúbico eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje abajo de 30.

(No se aplica a cuartos que tienen ductos de ventilación o rejillas)

Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr
250	38.0	1 000	17.5	6 000	6.5	30 000	2.7
300	34.5	1 500	14.0	8 000	5.5	40 000	2.3
400	29.5	2 000	12.0	10 000	4.9	50 000	2.0
500	26.0	3 000	9.5	15 000	3.9	75 000	1.6
600	23.0	4 000	8.2	20 000	3.5	100 000	1.4
800	20.0	5 000	7.2	25 000	3.0		

Nota: Para cuartos de almacén con antesala, se reducen los cambios de aire a 50% de los valores dados en la tabla.

Para uso de servicio pesado, agregar 50% a los valores dados en la tabla.

Tabla A - 7a Cambios de aire promedio por 24 horas para cuartos de almacenaje arriba de 32 °F debido a abertura de puertas e infiltración.

(No se aplica a cuartos que tienen ductos de ventilación o rejillas)

Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr	Volumen pies cúbicos	Cambios de aire por 24 hr
250	29.0	1 000	13.5	5 000	5.6	25 000	2.3
300	26.2	1 500	11.0	6 000	5.0	30 000	2.1
400	22.5	2 000	9.3	8 000	4.3	40 000	1.8
500	20.0	2 500	8.1	10 000	3.8	50 000	1.6
600	18.0	3 000	7.4	15 000	3.0	75 000	1.3
800	15.3	4 000	6.3	20 000	2.6	100 000	1.1

Nota: (1) Para cuartos de almacén con antesala, se reducen los cambios de aire a 50% de los valores dados en la tabla.

Para uso de servicio pesado, agregar 50% a los valores dados en la tabla.

(2) Para cuartos en plantas que tienen gavetas, doblar los valores dados en la tabla.

Tabla A - 7b Cambios de aire promedio por 24 horas para cuartos de almacenaje abajo de 32 °F debido a abertura de puertas e infiltración.

Btu/hp-h			
Motor hp	Carga conectada en	Pérdidas exteriores por motor	Carga conectada exterior
	Espacio ¹ Ref.	Espacio ² Ref.	Espacio ³ Ref.
$\frac{1}{4}$ a $\frac{1}{2}$	4 250	2 545	1 700
$\frac{1}{2}$ a 3	3 700	2 545	1 150
3 a 20	2 950	2 545	400

Tabla A - 8 Calor equivalente de motores eléctricos.

Temperatura enfriador F	Calor equivalente/Persona Btu/hr
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

Tabla A - 9 Equivalentes de calor por personas dentro del espacio refrigerado.

FRUTAS	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO					Período de almacenamiento (meses)	DATOS DE ENFRIAMIENTO				Cálculo de la pérdida de peso (Diferencia entre el peso inicial y el peso final en el cuarto)	CALOR ESPECÍFICO		Calor latente de fusión (Btu/lb)	Contenido de agua (%)	Pérdida de líquidos (g/lb)	Módulo de absorción de agua (g/lb)					
		Temperatura		Humedad relativa		Grado de deterioro (en porcentaje)		Tiempo de enfriamiento (hr)	Factor de enfriamiento	Cálculo de la pérdida de peso (Diferencia entre el peso inicial y el peso final en el cuarto)	Cálculo de la pérdida de peso (Diferencia entre el peso inicial y el peso final en el cuarto)		Cálculo de la pérdida de peso (Diferencia entre el peso inicial y el peso final en el cuarto)										
		Inicio (en grados F)	Rango (en grados F)	Inicio (en %)	Rango (en %)									Antes del almacenamiento					Después del almacenamiento				
Manzanas	Corto	35	35-40	87	85-90	26.0	40 Meses	30	32	24	0.67	4.0	0.09	0.43	133	84	28.9	90					
	Largo	30	30-32	87b	85-90	20.0						0.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	
	Filo empalar Filo acabar	40 30		85 85		31.0 20.4																	
Damasco	Corto	35	35-40	81	80-85	25.2	7-14 Dias	80	33	20	0.67	4.0	0.92	0.50	122	81	28.1	90					
	Largo	32	31-22	85a	80-85	22.3						0.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
	Filo empalar Filo acabar	40 22		85 85		31.0 22.3																	
Aguacates	Corto	40	40-53	85b	85-90	31.3	10 Dias	80	39	24	0.67	4.8	0.91	0.49	134	84	27.3	90					
	Largo	28	37-53	85b	85-90	28.8						0.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
	Filo empalar Filo acabar	40 23		85 85		21.0 22.2																	
Paltanos (véase documento 20-84)	Manteniendo verde	70	67-70	95	90-95	104.7	10 Dias	68	54	13	0.1	2.0	0.00		100	75	26-30	90					
	Manteniendo maduro	70		95		104.7						11.01											
	Filo empalar	58		90		60						1.0											
	Manteniendo verde	58	54-60	92	90-95	61.8						1.0											
	Manteniendo maduro	58	54-60	87	85-90	59.0						1.0											
Añón (General)	Corto	25	35-40	85	80-85	25.2	2-10 Días	80	34	20	0.67	4.3	0.98	0.49	120	84	28-30	90					
	Largo	23	21-23	85b	80-85	22.2						0.3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
	Filo empalar Filo acabar	40 23		85 85		31.0 22.2																	
Arándanos	Corto	34	34-40	85	85-90	24.4	1-3 Meses	70	30	20	0.67	3.0	0.91	0.47	122	80	27.3	90					
	Largo	34	34-40	85b	85-90	24.4						0.2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
	Filo empalar Filo acabar	40 34		85 85		31.0 24.3																	
Dátiles (curados)	Corto	35	35-40	70c	65-75	20.8	18 Meses					0.10	0.36		34	10	- 4	150					
	Largo	28	28-32	70c	65-75	15.4						0.06											
Frutas secas	Corto	35	35-40	70c	70-75	20.8	9-12 Meses					0.10	0.47	0.32	43	20		150					
	Largo	31 L	31-34	70c	70-75	18.4						0.07											
Higos y dátiles (frescos)	Corto	40	40-50	75	65-75	27.5	15 Días					5.0	0.71	0.44	114	80	28.3	90					
	Largo	34	34-34	70	65-75	20.0						0.4											
Uvas (este antes canal)	Corto	35	35-40	85	80-85	25.3	7-8 Sem	70	34	20	0.66	5.0	0.98	0.61	118	77	28.0	90					
	Largo	31	31-32	85b	80-85	21.0						0.4											
	Filo empalar Filo acabar	40 22		85 85		31.0 22.5																	
Uvas (California)	Corto	35	35-40	85	85-90	25.2	3-8 Meses	70	34	20	0.66	5.0	0.95	0.59	113	79	26.3	90					
	Largo	30	30-31	85b	85-90	20.4						0.4											
	Filo empalar Filo acabar	40 23		85 85		31.0 22.3																	
Frutas	Corto	40	40-45	90	85-90	32.0	6-8 Sem	75	34	22	0.70	3.0	0.91	0.49	120	80	28.4	90					
	Largo	32	32-34	85b	85-90	22.3						0.3											
	Filo empalar Filo acabar	40 27		85 85		31.0 22.3																	
Limones	Corto	55	55-60	85b	85-90	54.5	1-6 Meses	75	52	20	1.0	2.0	0.91	0.49	126	80	28.1	90					
	Largo	55	55-60	85b	85-90	54.5						0.5											
	Filo empalar Filo acabar	40 55		85 85		45.5 54.5																	
Limón mexicano	Corto	45	45-50	85b	85-90	37.5	6-8 Sem	35	47	20	0.66	4.0	0.91	0.49	126	80	28.3	90					
	Largo	45	45-48	90a	85-90	37.6						0.2											
	Filo empalar Filo acabar	50 45		85 85		41.2 37.5																	
Naranjas	Corto	48	48-48	85	85-90	31.0	9-10 Sem	70	32	22	0.70	4.0	0.91	0.44	125	81	28.0	90					
	Largo	23	27-24	85b	85-90	22.3						0.8											
	Filo empalar Filo acabar	40 23		85 85		31.0 22.5																	
Dulzinas	Corto	35	35-40	85a	80-85	25.3	2-4 Sem	85	34	24	0.63	5.1	0.91	0.41	120	90	29.3	60					
	Largo	27	21-23	85b	80-85	22.2						0.3											
	Filo empalar Filo acabar	40 22		85 85		31.0 22.3																	
Papas	Corto	35	35-40	90a	85-90	24.0	1-7 Meses	70	34	24	0.60	6.0	0.91	0.49	122	80	27-28	60					
	Largo	31	29-21	90b	85-90	22.7						0.3											
	Filo empalar Filo acabar	40 22		85 85		31.0 22.3																	
Papas	Corto	40	40-45	85	85-90	31.0	2-4 Sem	85	40	8	0.67	3.0	0.91	0.49	120	85	29.0	150					
	Largo maduro	40	40-45	85b	85-90	31.0						0.1											
	Verde Filo empalar Filo acabar	50 45 30	50-60	90b 85 85	85-90 85-90 85-90	40.0 37.5 29.0						24.01 24.01 0.1											
Cruques (frescos)	Corto	35	35-40	85	85-90	26.2	3-8 Sem	80	34	20	0.67	4.0	0.88	0.40	118	80	28.0	90					
	Largo	23	21-22	85b	80-85	22.3						0.2											
	Filo empalar Filo acabar	40 22		85 85		29.1 21.1																	
Mandarinas	Corto	30	30-40	85	80-85	26.3	2-3 Meses	80	32	24	0.67	4.0	0.90	0.45	122	85	28.0	60					
	Largo	33	31-32	85b	80-85	22.8						0.8											
	Filo empalar Filo acabar	40 22		85 85		31.0 21.1																	

Tabla A - 10 Datos de diseño para almacenaje de frutas.

VEGETALES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO					Ponderación de almacenamiento	DATOS DE ENFRIAMIENTO				Calor latente (Btu/lb) 24 hrs. 15.45. Enm. Nota A	CALOR ESPECÍFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Contenido de agua %	Punto de congelación F	Movimiento máximo de aire en el cuarto ft/min	
		Temperatura		Humedad relativa		Granos por lb de aire a la condición de saturación		Temperatura F		Temperatura	Factor de capacidad		Antes del congelamiento	Después del congelamiento					
		Recomendado F	Rango permitido F	Recomendado %	Rango permitido %			Empieza	Acaba										
Lechuga p	Corto	35	35-40	90	90-95	24.0	2-3 Sem					7.0	0.90	0.46	136	89.0	31.2	90	
	Largo (en hielo)	35	32-36	90a	90-95	26.0							1.0						60
Melones Sandías Liguamía Cantaloupes	Corto	45	45-50	85	75-85	27.5	2-4 Sem					3.0	0.91	0.44	115	85.0	29.0	90	
	Largo	36	36-40	85a	75-85	26.2						0.2						150	
	Largo	32	32-35	85	75-78	22.2		7-10 Días					0.2	0.91	0.47	128	89.0	29.0	90
	Frio empezar	40		85		31.0							14.0f						250
Frio acabar	32		85		22.5						.2						150d		
Cebollas	Corto	50	50-60	75	70-75	40.0	6-8 Meses					2.0	0.91	0.51	130	89.0	30.1	150	
	Largo	32	32-36	75	70-75	19.8						0.2						250	
	Frio empezar	40		75		27.5						10.9f						150d	
	Frio acabar	32		75		19.0						0.2						150d	
Chirivía	Corto	35	35-40	95	90-95	28.2	2-4 Meses					4.0	0.84	0.44	119	83.0	28.9	60	
	Largo	32	32-36	95b	90-95	25.0						0.5						60	
	Frio empezar	40		90		32.0						17.0f						150	
	Frio acabar	32		90		22.7						0.5						90d	
Vainas (verdes)	Corto	35	35-40	90	85-90	36.0	1-2 Sem					3.0	0.87	0.45	107	80.0	28.9	90	
	Largo	32	32-36	90b	85-90	23.7						0.5						90	
	Frio empezar	40		85		31.0						14.0f						150	
	Frio acabar	32		85		22.2						0.5						90d	
Patatas (comidas)		50r	50-70	85	85-90	45.3						3.0	0.84	0.47	119	78.5	28.9	150	
	Patatas (semillas en existencia)	38m	36-50	85a	85-90	26.4						0.5						150	
Col fermentada (en canchales)	Corto	45	45-50	80	75-80	35.3	5 Meses					3.0	0.92	0.53	120	89.0	28.0	150	
	Largo	30	30-32	80c	75-80	19.2						0.2						90	
Espinacas	Corto	35	35-40	95a	90-95	29.3	10-14 Días					7.0	0.93	0.51	129	90.0	30.0	90	
	Largo	32	32-36	95a	90-95	25.0						0.5						60	
Camotes	Corto	55	55-60	85	80-85	54.5	4-6 Meses					3.0	0.84	0.43	102	78.0	28.5	150	
	Largo	55	55-60	85a	80-85	54.5						0.4						150	
Tomates (verdes)	Corto	55	55-60	85	85-90	54.5	3-5 Sem					3.0	0.91	0.44	132	95.0	30.5	90	
	Largo	55	55-60	85	85-90	54.5						0.4						60	
	Largo	45	45-70	85	85-90	70.3						2.0						90	
	Frio empezar	70		85		91.3						14.0f						150	
Inmaduros	Frio acabar	50		85		45.2					0.4						90d		
	Largo	45	40-50	85a	85-90	37.5	7-10 Días					3.0					90		
Najos	Corto	35	35-40	95	95-98	28.3	4-5 Meses					4.0	0.90	0.45	120	89.5	30.5	90	
	Largo	32	32-36	95b	95-98	25.0						0.5						60	
	Frio empezar	40		95		34.5						17.0f						150	
	Frio acabar	32		95		25.0						0.5						60d	
Vegetales (húmedos mezclados)	Corto	40	40-45	85b	85-90	31.0	2-4 Meses					5.0	0.90	0.45	130	90.0	30.0	90	
	Largo	35	35-40	87b	85-90	34.3						1.2						90	
	Frio empezar	50		90		48.0						23.0f						150	
Frio acabar	35		90		34.8					1.2							90d		

Tabla A - 11 Datos de diseño de almacenaje de vegetales .

CARNES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO					Periodo de almacenamiento en meses	DATOS DE ENFRIAMIENTO				Calor latente de fusión Btu/lb 24 hrs (véase Ejemplo Nota)	CALOR ESPECÍFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Condiciones de agua %	Punto de congelación grados F	Movimiento máximo de aire en el cuarto pies/min	
		Temperatura		Humedad relativa		Grupos por hora de aire a la condición reco. mantenida		Temp. productiva grados F		Tiempo en horas	Factor de rapidez		Btu/lb/ grados F						
		Recom. inicial grados F	Rango permitido grados F	Recom. inicial %	Rango permitido %			Empaquetado	Acabado				Antes del congelamiento	Después del congelamiento					
Tocino	Corto Endurecimiento Cuarto de rebanado	55	50-60	65	55-65	41.7	15 Días					2.5	0.50	0.30	29	70		150	
		281	20-30	75	70-80	16.4							1.2						90
		50	50-55	40	25-40	21.3													60
Res combinada fina y colgada	Frio empezar	38		85b		28.8		100	44	24	0.56	18.01	0.75	0.40	98	72	31.3	250	
		33		85b		23.2							5.0					90d	
Res seca	Largo	55	55-60	65	65-70	41.7	6 Meses					0.1	22.34	19.26	7.22	6.15		160	
Res fresca	Corto	35	35-40	87b	85-90	24.0	3 Sem					5.0	0.75	0.40	98	73	31.3	60	
	Largo	30	30-32	87b	85-90	20.8						1.7						40	
	Frio empezar	45		87		18.3			100	44	18	0.47	22.01					250	
	Frio acabar	30		87		20.8							1.7					150d	
Carne en salmuera	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0						1.0	0.75					150	
	Largo	31	31-32	85	80-85	21.3		6 Meses					0.8					150	
Carne cortada	Corto	34	34-38	87a	85-90	24.8	5 Días					5.6	0.72	0.40	95	65	29	60	
Pescado congelado en hielo	Largo	0	(-5)-0	85c	80-85	4.65	6 Meses					0.1	0.76	0.41	101	70	28	260	
	Corto	34	34-38	85c	80-85	24.3						5.7						90	
	Largo	30	30-32	85a	80-85	20.4		15 Días					0.4					90	
Jamón fresco ahumado	Corto	34	34-38	85	85-87	24.3	3 Sem					3.4	0.68	0.38	84.5	62	31.3	60	
	Largo	28	28-30	85b	85-87	18.5						1.8						40	
	Corto	55	50-60	65	55-65	41.7						1.3	0.60	0.32		57		160	
	Frio empezar	60		70		53.9			105	57	8	1.00	5.01					150	
	Frio acabar	55		70		44.8							2					90d	
Cerdo 18 hrs enfriado 14 hrs	Frio empezar	45		85		27.5		105	35	18	0.67	24.01	0.68	0.38	84.5	60	27	250	
	Frio acabar	30		85		20.4						1.9						150d	
	Frio empezar	38		90		30.1			105	35	14	0.67	23.01					250	
	Frio acabar	28		90		19.7						1.9						150d	
Borrego	Corto	34	34-38	90	85-90	25.8	2 Sem					3.4	0.67	0.38	83.5	58	29	60	
	Largo	28	28-30	90b	85-90	19.7						1.3						40	
	Frio empezar	45		90		38.4			100	40	5	0.75	19.01					250	
	Frio acabar	30		90		31.6						1.3						90d	
Pezas (hígados, corazones, etc.)	Frio empezar	40		85		31.0		90	35	18	0.20	21.01	0.75	0.42	103	72		158	
	Frio acabar	32		85		22.3						1.3						90d	
Ostras en su concha en depósito	Corta	35	35-40	90c	85-90	26.8	15 Días					4.2	0.83	0.44	116	80.4	27	90	
	Larga	32	32-38	90c	85-90	23.7						0.5						90	
	Corta	35	35-40	70	70-75	20.8						2.3	0.90	0.46	125	87	27	150	
	Larga	32	32-38	70	70-75	18.6		10 Días					0.2					150	
Puerco (fresco)	Corto	34	34-38	85	85-90	24.3	15 Días					3.4	0.68	0.38	84.5	60	28	90	
Pollos frescos, congelados, empacados húmedos	Largo	28	28-30	87b	85-90	19.0	10 Días					0.4	0.79	0.37	106	74	27	60	
	Largo	0	(-5)-0	85	85-90	4.65		10 Meses					0.2						150
	Frio empezar	45		85		37.5				85	40	5	1.00	17.01					150
	Frio acabar	32		85		22.3							0.4						90d
Salchichas en tripas (saladas)	Corto	40	40-45	80c	75-80	29.1	4 Meses						0.2	0.60					160
	Largo	31	31-32	80c	75-80	20.1						0.0						150	
Francas y ahumadas	Corto	35	35-40	85a	80-90	25.2	48 hrs					4.3	0.84	0.56	86	60	29	60	
	Frio empezar	42		80		31.6			70	35	2	1.00	9.01					150	
Frescas	Frio acabar	32		80		21.1												60d	
	Corto	35	35-40	85a	85-90	25.2	7 Días					4.3	0.89	0.56	93	65	28	60	
Frio empezar	42		85		33.6			70	35	2	1.00	9.01						150	
Frio acabar	32		85		22.3												60d		
Cuarto de preparación		55	55-60	40	35-40	25.5						0.0						60	
Ahumadas Verano	Corto	40	35-40	85	80-90	31.0	6 Meses					3.2	0.86	0.56	86	60	25	60	
	Secundo	50	48-56	70	65-80	37.2						5.0						60	
	Largo	32	32-34	70	70-75	18.6		6 B Meses					2.0					60	
Cuarto de envoltorio		45	45-50	85	80-85	37.5						0.0						60	
Ternera	Corto	34	34-38	87b	85-90	24.8	15 Días					3.4	0.71	0.39	91	63	29	60	
	Largo	28	28-30	87b	85-90	19.8						1.3						60	
	Frio empezar	45		90		39.4			100	40	4	0.75	21.01					90	
	Frio acabar	30		90		21.6						1.3						60d	

Tabla A - 12 Datos de diseño para almacenaje de carne.

VARIOS	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO				Granos por litro en la condición recomendada	DATOS DE ENFRIAMIENTO				Calor latente liberado 24 hrs. Evase. En. Noia. f	CALOR ESPECIFICO		Calor latente de fusión Btu/lb	Contenido de agua %	Punto de congelación grados F	Movimiento máximo de aire en el cuarto pies/min
		Temperatura		Humedad relativa			Presión de aire en la cámara en pulgadas	Temperatura producto grados F	Tiempo en horas	Factor de radiación		Btu/lb/ grado F					
		Tercio menor grado F	Rango permitido grados F	Humedad relativa %	Rango permitido %							Antes del congelamiento	Después del congelamiento				
Cerveza (venta mayorista)	Corto	35	35-40	85	80-85	25.2	6 Meses				7.0u	1.0			72.0	20	150
Caja (madera)	Corto	35	35-40	70c	65-70	20.0	6 Meses				9.4u						150
Mantequilla	Corto	40	35-45	80c	75-80	29.1	10 Días				2.0	0.64	0.34	15	15.0	30.0w	150
Mantequilla	Largo	0	(-5)-0	85	80-85	4.65	6 meses				0.3						250
Dulces	Largo	65	60-70	55	50-55	50.3	6 Meses					0.93					60
Caviar	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0					2.0					20	150
En cubetal	Largo	34	34-36	85b	80-85	24.3	15 Días				0.3						150
Queso americano	Corto	40	40-45	80b	75-80	19.1					2.3	0.64	0.34	79	55.0	17	90
	Largo	32	30-34	80b	75-80	21.1	15 Meses				0.5						90
Queso camembert	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0					3.5	0.70	0.40	84	60.0	10	90
	Largo	40	34-34	85b	80-85	31.0	90 Días				0.2						90
Queso	Corto	40	40-45	85	80-85	31.0					2.5	0.70	0.40	86	60.0	10	90
Embargués	Largo	31	30-34	85b	80-85	21.3	60 Días				0.3						90
Queso roquefort	Corto	45	45-50	80	75-80	25.3					2.0	0.68	0.32	79	55.0	3	90
	Largo	30	30-34	80b	75-80	29.1	60 Días				0.2						90
Queso suizo	Corto	40	40-45	80	75-80	29.1					2.3	0.64	0.34	79	55.0	15	90
	Largo	38	30-34	80b	75-80	27.0	60 Días				0.2						90
Choclatte (para cubetaria)	Largo	60	60-70	85	50-55	42.1	6 Meses				0.1	0.54	0.20	40	0.5	85-95	60
Crema (40%)	Corto	35	35-40	80c	75-80	23.8					2.0u	0.85	0.40	90	55.0	20	150d
	Largo	5	(-5)-0	80	80-85	5.68	4 Meses				0.1u						150
Huevos en cajas Evase Doc 2D 851	Corto	40	40-45	85b	80-85	31.0					3.4	0.85	0.45	100	74.2	31.6	90
	Largo	30	30-31	85b	85-87	20.4	12 Meses	45	30	10	0.95						60
	Filo empezar	40		85b		31.0					7.0f						90
	Filo acabar	30		85b		20.4					0.2						60d
Huevos congelados, envases 10 lb Doc 2D 85	Largo	5	(-5)-0	60		4.31	18 Meses	40	5	24	0.67		0.45	100			250
	Filo empezar	8		85c		4.65					0.04u						250
	Filo acabar	0		85c		4.65					9.0f						250
Piel, Lana Evase Doc 2H B31	Fumigado	35	35-40	65	60-65	19.3	6 Meses				0.1	0.40					150
	Solo piel	15	15-18	70	65-70	8.3	6 Meses				0.1						150
Harina	Largo	70	70-82	60	60-65	84.0	6 Meses					0.20	0.20		13.5		60
Flores Liriodas general		40f	33-40	85	85-90	31.0	3-14 Días				120.81u	0.93				37-31	60
Orquídeas		45	45-50	85	85-90	37.5	1 Sem									20-31	60
Orquídeas																	
Curtidos		85	80-85	65	80-85	54.5					0.2	0.40					150
Almacén	Largo	34	32-40	75	70-75	23.1	5 Años				0.1	0.40					150
Hielo en bloques de 5 Gal Evase Doc 2D 851	Endurecimiento	0		85c		4.65		23	-10	0	0.75	1.11u	0.77	37	60.0	20.5-0	250
	Empezar	-20		85c		1.55					0.1u						250
	Acabar	0		85c		4.65		26	-10	0	0.75	1.31u		43			250
	Arabar	-20		83c		1.55					0.1u						250
Manteca	Corto	45	45-50	80c	75-80	35.3					3.0	0.60		90		70	150
	Largo	32	32-34	80c	75-80	21.1	6 Meses				0.3						150
Miel	Corto	45	45-50	70c	45-70	29.9					0.7	0.34	0.21	7	8		250
Arabar	Largo	31	31-32	70c	45-70	17.3	5 Meses				0.1						250
Mapa Jaram	Corto	45	45-50	70c	45-70	29.9					0.7	0.49	0.11	53	34.0		250
	Largo	31	31-32	70c	45-70	17.3	5 Meses				0.1						250
Leche en botella Doc 2D 59	Corto	35	35-40	70c	45-75	20.8	5 Días				2.0	0.90	0.49	124	87.5	31	250
	Filo empezar	40		80c		29.1		45	35	10	0.85	8.0f					250
	Filo acabar	34		80c		23.0					0.1						250
Nueces, en cáscara	Corto	40	40-45	70c	45-75	25.3					0.50	0.25	0.22	3-10	3-8		150
	Largo	32	32-40	70c	45-75	18.6	8-12 Meses				0.80						150
Nuez pelada	Corto	40	40-45	70	45-75	25.3					0.50	0.30	0.24	4-14	3-10		150
	Largo	32	32-40	70	45-75	18.6	6-10 Meses				0.80						150
Oleo	Corto	45	45-50	80c	75-80	23.0					2.0	0.48					150
	Largo	34	34-34	80c	75-80	21.0	90 Días				0.2						150
Suero vacuna	Largo	41	40-45	70	45-70	28.5	4 Meses				0.0						150
Arabar	Largo	38	24-29	70	60-80	15.4	6-8 Meses					0.60	0.35		50.0		

Tabla A - 13 Datos de diseño para almacenaje de productos varios.

(Btu por pie cuadrado por 24 hr)

Aislamiento		Diferencia de Temp. (Temp. ambiente-Temp. Refrigerador).. F																
Corcho o equivalente, dig	1	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
3	2.4	96	108	120	132	144	156	168	180	192	204	216	228	240	252	264	267	288
4	1.8	72	81	90	99	108	117	126	135	144	153	162	171	180	189	198	207	216
5	1.44	58	65	72	79	87	94	101	108	115	122	130	137	144	151	159	166	173
6	1.2	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144
7	1.03	41	46	52	57	62	67	72	77	82	88	93	98	103	108	113	118	124
8	0.90	36	41	45	50	54	59	63	68	72	77	81	86	90	95	99	104	108
9	0.80	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96
10	0.72	29	32	36	40	43	47	50	54	58	61	65	68	72	76	79	83	86
11	0.66	26	30	33	36	40	43	46	50	53	56	60	63	66	69	73	76	79
12	0.60	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72
13	0.55	22	25	28	30	33	36	39	41	44	47	50	52	55	58	61	63	66
14	0.51	20	23	26	28	31	33	36	38	41	43	46	49	51	54	56	59	61
Vidrio simple	27.0	1080	1220	1350	1490	1620	1760	1890	2030	2160	2290	2440	2560	2700	2840	2970	3100	3240
Vidrio doble	11.0	440	500	550	610	660	715	770	825	880	936	990	1050	1100	1160	1210	1270	1320
Vidrio triple	7.0	280	320	350	390	420	454	490	525	560	595	630	665	700	740	770	810	840

Tabla A - 14 Ganancia de calor por paredes.

APENDICE B

TEMP. F	R.40	R.717	R.12	R.22	R.502	TEMP.C
-40	15.9*	8.7*	11.0*	0.5	4.3	-40
-35	13.8*	5.4*	8.4*	2.6	6.7	-37.2
-30	11.5*	1.6*	5.5*	4.9	9.4	-34.4
-25	8.9*	1.3	2.3*	7.4	12.3	-31.7
-20	6.1*	3.6	0.6	10.1	15.5	-28.9
-15	2.9*	6.2	2.4	13.2	19.9	-26.1
-10	0.3	9.0	4.5	16.5	22.7	-23.3
- 5	2.1	12.2	6.7	20.0	26.8	-20.6
0	4.2	15.7	9.1	24.0	31.2	-17.8
5	6.5	19.6	11.8	28.2	36.0	-15.0
10	8.9	23.8	14.6	32.8	41.0	-12.2
15	11.6	28.4	17.7	37.7	46.6	- 9.4
20	14.5	33.5	21.0	43.0	52.4	- 6.7
25	17.6	39.0	24.6	48.7	58.7	- 3.9
30	21.0	45.0	28.5	54.9	65.4	- 1.1
35	24.6	51.6	32.6	61.5	72.6	1.7
40	28.6	58.6	37.0	68.5	80.2	4.4
45	32.8	66.3	41.7	76.0	88.3	7.2
50	37.3	74.5	46.7	84.0	96.9	10.0
55	42.1	83.4	52.0	92.5	106.0	12.8
60	47.3	92.9	57.7	101.6	115.6	15.6
65	52.8	103.1	63.8	111.2	125.8	18.3
70	58.7	114.1	70.2	121.4	136.6	21.1
75	65.0	125.8	77.0	132.2	148.0	23.9
80	71.6	138.3	84.2	143.6	159.9	26.7
85	78.6	151.7	91.8	155.7	172.5	29.4
90	86.0	165.9	99.8	168.4	185.8	32.2
95	93.8	181.1	108.3	181.8	199.7	35.0
100	102.0	197.2	117.2	195.9	214.4	37.8
105	110.7	214.2	126.5	210.7	229.7	40.6
110	119.8	232.3	136.4	226.3	245.8	43.3
115	129.5	251.5	145.8	242.7	262.6	46.1
120	139.5	271.7	157.6	259.9	280.3	48.9

Tabla B - 1 Puntos de ebullición de diferentes refrigerantes.

Número de Refrigerante	Nombre	Punto de ebullición	
		F	C
10	Tetracloruro de carbón	170.2	76.7
11	triclorofluorometano	74.9	23.8
12	diclorodifluorometano	-21.6	-29.7
13	clorotrifluorometano	-114.6	-81.6
13B1	bromotrifluorometano	-72.0	-57.7
14	tetrafluoruro de carbono	-198.4	-145.6
20	cloroformo	142	78.8
21	diclorofluorometano	48.9	26.6
22	clorodifluorometano	-41.4	-40.7
23	trifluorometano	-115.7	-81.9
30	cloruro de metileno	105.2	40.6
31	clorofluorometano	15.6	-9.1
32	difluorometano	-61.0	-51.7
40	cloruro de metileno	-10.8	-23.7
41	floruro de metileno	-109	-78.2
50	metano	-259	-179.2
112	tetraclorodifluorometano	199.0	92.7
113	triclorotrifluoroetano	117.6	47.5
113a	triclorotrifluoroetano	114.2	45.6
114	diclorotetrafluoroetano	38.4	3.5
114a	diclorotetrafluoroetano	38.5	3.6
114B2	diclorotetrafluoroetano	117.5	47.5
115	cloropentafluoroetano	-37.7	-27.5
116	hexafluoroetano	-108.8	-78.14
124	clorotetrafluoroetano	10.4	-12
124a	clorotetrafluoroetano	14	-10
125	pentafluoroetano	-55	-48.3
133a	clorotrifluoroetano	43	6.1
142b	clorodifluoroetano	14.4	-9.7
143a	trifluoroetano	-53.5	-47.3
152a	difluoroetano	-12.5	-24.6
160	cloruro de etilo	54	12.3
170	etano	-127.5	-88.5
218	octafluoropropano	-36.4	-37.9
290	propano	-44.2	-42.2

COMPUESTOS CICLICOS

C316	diclorohexa fluorociclo octano	140	60
C318	octafluorociclobutano	21.5	-5.8

Tabla B - 2 Nombre y número de los refrigerantes así como su punto de ebullición.

GRUPO

GRADO DE TOXICIDAD

E J E M P L O S

1	Gases o vapores que en concentraciones de 1/2 a 1% y exposiciones del orden de 5 minutos son letales o producen un daño serio.	Dióxido de azufre
2	Gases o vapores que en concentraciones del orden de 1/2 a 1% y exposiciones del orden de 1/2 hora de duración son letales o producen un daño serio.	Amoníaco, bromuro de metilo
3	Gases o vapores que en concentraciones del orden de 2 a 2 1/2% y exposiciones del orden de 1 hora de duración son letales o producen un daño serio.	Tetracloruro de carbono, cloroformo, formiato de metilo
4	Gases o vapores que en concentraciones del orden de 2 a 2 1/2% y exposiciones del orden de 1 1/2 hora de duración son letales o producen un daño serio.	Dicloroetileno, cloruro de metilo, bromuro de etilo
Entre 4 y 5	Se clasifican como algo menos tóxicos que el grupo 4. Mucho menos tóxicos que los del grupo 4, pero algo más tóxicos que los del grupo 5.	Cloruro de metileno, cloruro de etilo. Freón 113
5a	Gases o vapores mucho menos tóxicos que los del grupo 4, pero más tóxicos que los del grupo 6.	Freón 11, Freón 22, Freón 500, Freón 502, dióxido de carbono
5b	Gases o vapores cuyos datos obtenibles o aprovechables indican que se clasificarían como del grupo 5a o grupo 6.	Etano, propano, butano
6	Gases o vapores que en concentraciones hasta de un mínimo del 20% del volumen y duraciones de exposición del orden de 2 horas, no parece que produzcan daño	Freón 13H1 Freón 12. Freón 114 Freón 115 Freón 113* Freón 14* Freón C-318*

* No probados en los laboratorios pero se estima que pertenecen al grupo indicado.

Tabla B - 3 Clasificación de los refrigerantes según su grado de toxicidad.

TEMP. °F	P R E S I O N		VOLUMEN DE VAPOR Cu.Ft./Lb.	DENSIDAD DEL LIQUIDO Lb./Cu.Ft.	CONTENIDOS DE CALOR	
	Psia	Psig			Líquido	Vapor
-150	0.154	29.61*	178.65	104.36	-22.70	60.8
-125	0.516	28.67*	57.28	102.29	-17.59	63.5
-100	1.428	27.01*	22.16	100.15	-12.47	66.2
- 75	3.388	23.02*	9.92	97.93	- 7.31	69.0
- 50	7.117	15.43*	4.97	95.62	- 2.10	71.8
- 25	13.556	2.32*	2.73	93.20	3.17	74.56
- 15	17.141	2.45	2.19	92.20	5.30	75.65
- 10	19.189	4.49	1.97	91.69	6.37	76.2
- 5	21.422	6.37	1.78	91.18	7.44	76.73
0	23.849	9.15	1.61	90.66	8.52	77.27
5	26.483	11.79	1.46	90.14	9.69	77.80
10	29.335	14.64	1.32	89.61	10.68	78.335
25	39.310	24.61	1.00	87.98	13.96	79.9
50	61.394	46.70	0.66	85.14	19.51	82.43
75	91.682	76.99	0.44	82.09	25.20	84.82
86	108.04	93.34	0.38	80.67	27.77	85.82
100	131.86	117.16	0.31	78.79	31.10	87.03
125	183.76	169.06	0.22	75.15	37.28	88.97
150	249.31	234.61	0.16	71.04	43.85	90.53
175	330.64	315.94	0.11	66.20	51.03	91.48
200	430.09	415.39	0.08	60.03	59.20	91.28

TABLA *I*

* Pulgadas de mercurio abajo de una atmosfera.

Tabla B - 4 Propiedades de líquido y vapor saturado del R-12.

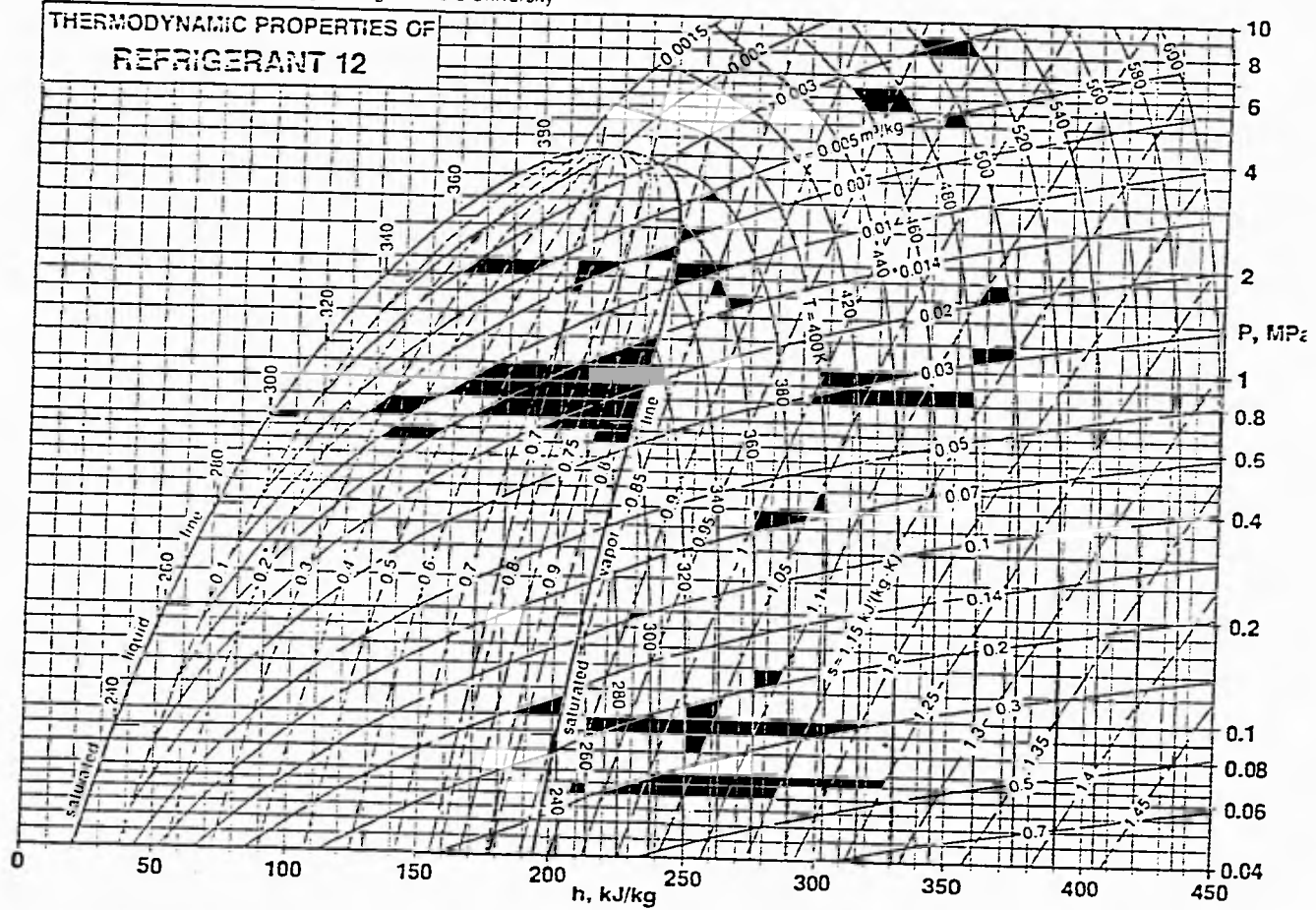


Diagrama presión entalpia del refrigerante R-12.

**THERMODYNAMIC PROPERTIES OF
REFRIGERANT 22**

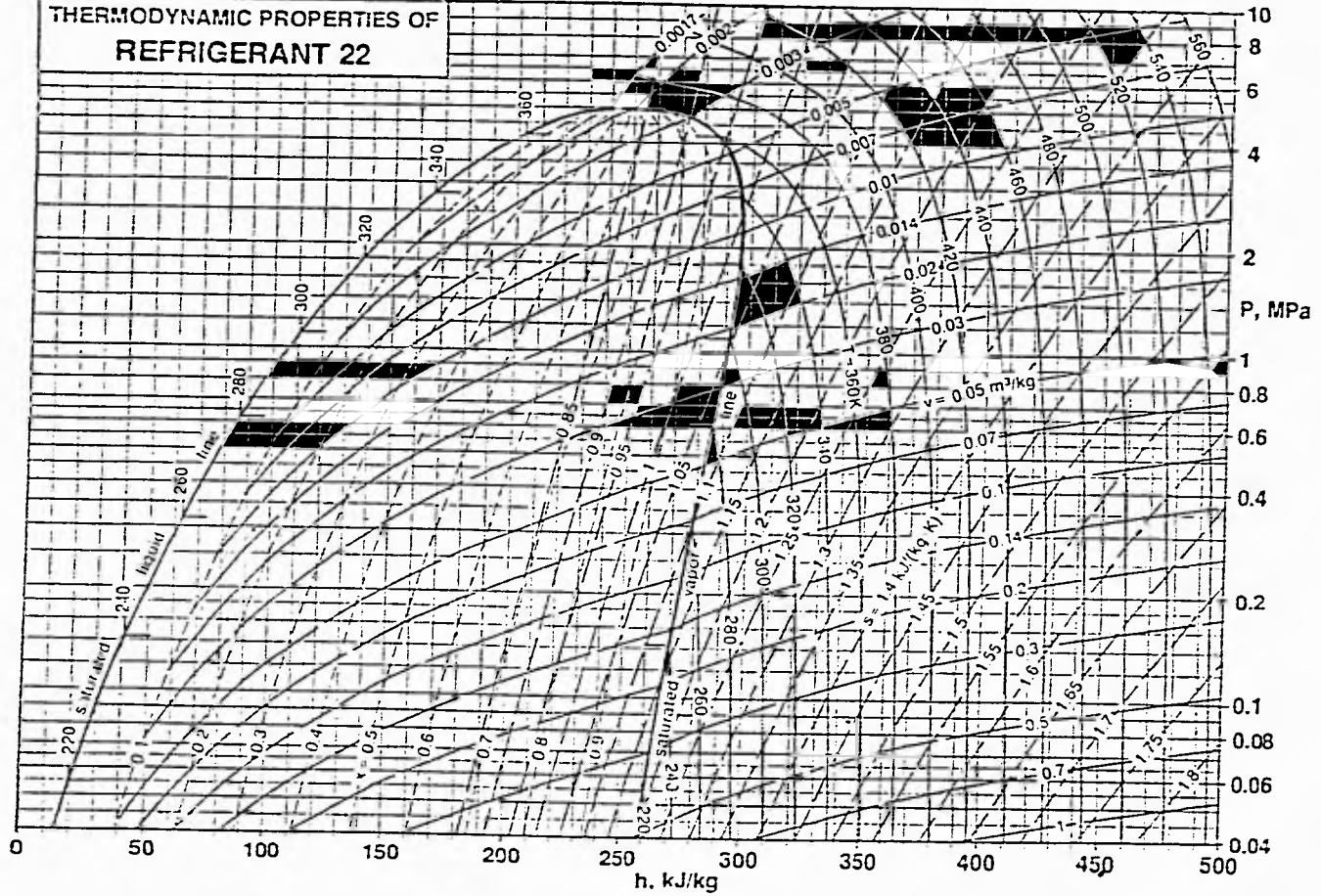


Diagrama presión entalpía del refrigerante R-22.

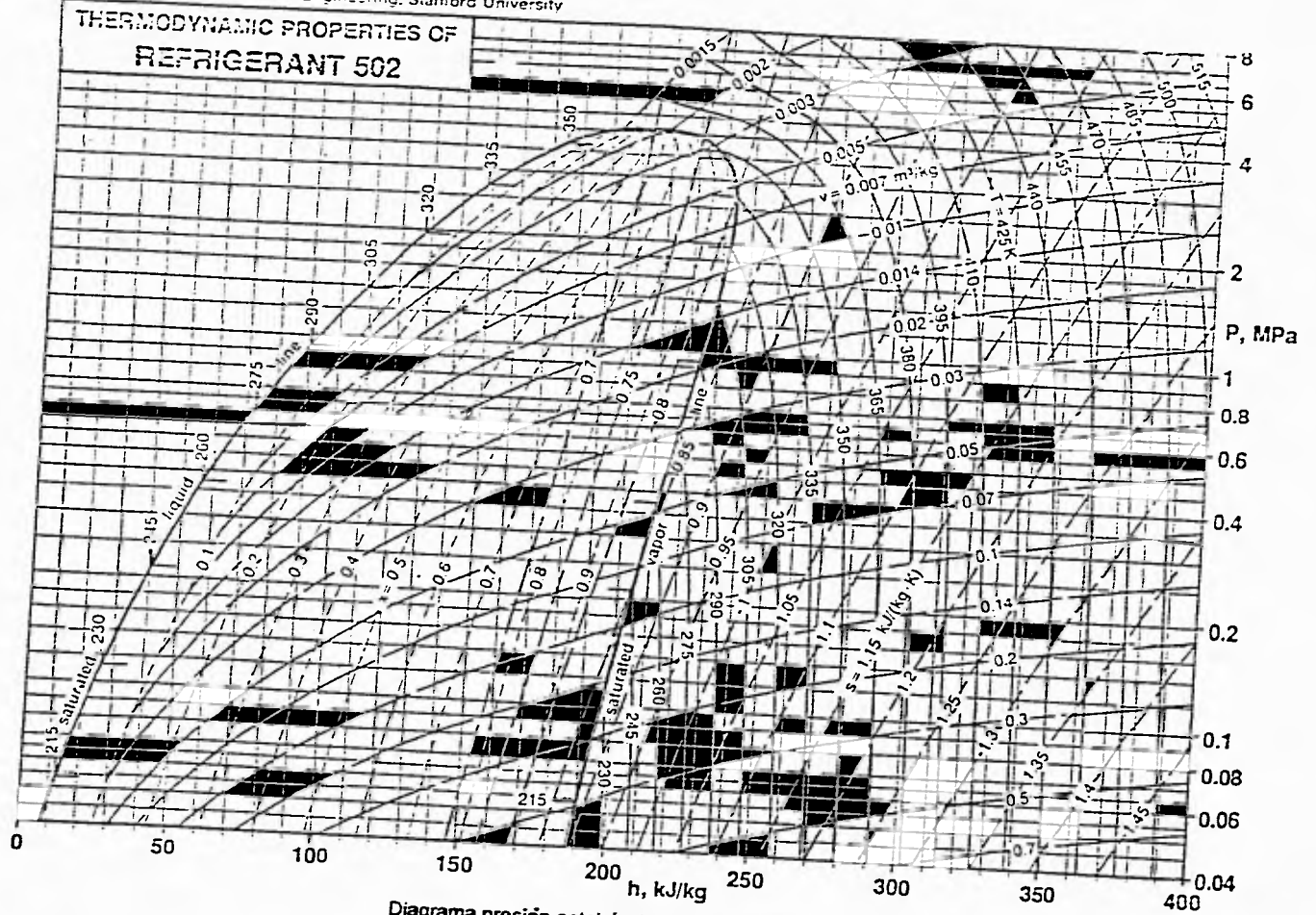


Diagrama presión entalpía del refrigerante R-502.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Baumeister, Theodore, et-tal, Marks Manual del Ingeniero Mecánico, 2ª ed, Mc Graw - Hill, México, 1982.
- 2.- Vielhaber, L., Tecnología de los esmaltes.
- 3.- Burghardt, David M., Ingeniería Termodinámica, 2ª ed, Harper & Row Latinoamericana, 1984.
- 4.- Dosat, Roy J., Principios de Refrigeración, 2ª ed, Compañía Editorial Continental, S.A., México, 1980.
- 5.- Stoecker, W.F., Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, 1ª ed en español, Mc Graw - Hill 1970.
- 7.- Elonka & Minich., Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, 3ª ed, Mc Graw - Hill 1985.
- 8.- Air Conditioning and Refrigeration Institute, Refrigeración y Aire Acondicionado, Prentice / Hall International 1981.
- 9.- Holman, J.P., Transferencia de Calor, Compañía Editorial Continental, S.A., México, 1983.
- 10.- Perry, Robert H., Chilton, Cecil H., Chemical Engineers' Handbook, 5ª de, Mc Graw - Hill, New York.
- 11.- Halocarburos, S.A. de C.V., Manual General de Refrigerantes Freón, Du Pont, U.S.A.
- 12.- Severns, W.H., et - tal, Energía Mediante Vapor, Aire o Gas, Reverté, S.A., Barcelona, 1976.

13.- Kreith, Frank., Principios de Transferencia de Calor, Herrero Hermanos, Sucesores, S.A., México, 1978.

14.- Hernández G, Eduardo., Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración, Limusa, México, 1973.

15.- Manual de Refrigeración Gilvert Copeland, Gilvert Copeland, S.A. de C.V., México, (parte 1 Principios de Refrigeración, parte 2 Componentes de un Sistema de Refrigeración, y parte 3 La Carga de Refrigeración).