

2.6
Zej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA

**LA INGENIERIA INDUSTRIAL Y EL DISEÑO DE EQUIPO
DE REFRIGERACION COMERCIAL.**
**(Bases Metodológicas para el Diseño de una Cámara
Frigorífica para la Conservación de Productos Pesqueros)**

TESIS PROFESIONAL

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
PRESENTAN:**

**FERNANDO CABRERA SALAS
PEDRO MOISES VILLAVICENCIO AYALA**



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 está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

LA INGENIERIA INDUSTRIAL
Y EL DISEÑO DE EDIFICIOS DE
PERIFERACION COMERCIAL.

1957

INDICE

CONTENIDO

Página

☐	INTRODUCCION	2
1.-	ANTECEDENTES	
1.1	Definiciones	4
1.2	Inicio y Evolución de la Refrigeración.	4
1.3	Sistemas de Refrigeración, Ciclos y Clasificación.	7
2.-	LA REFRIGERACION Y SUS APLICACIONES	16
2.1	Clasificación de las Aplicaciones.	16
2.2	Conservación de Alimentos.	17
2.3	Control de Agentes Degenerativos.	23
2.4	Almacenamiento de Productos.	25
3.-	PRINCIPALES COMPONENTES DE UN EQUIPO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR	
3.1	Ciclo Típico de Compresión de Vapor.	35
3.2	Tanque Recibidor.	41
3.3	Filtro Secador.	42
3.4	Evaporadores.	42
3.5	Compresores.	44
3.6	Condensadores.	49
3.7	Motores Eléctricos.	52
3.8	Tubería de Refrigeración y Accesorios	55
3.9	Refrigerantes.	63
3.10	Instrumentos de Control de Refrigerante.	66
3.11	Aislamiento Térmico y Barreras de Humedad.	71
3.12	Principales Métodos de Descongelación.	74
4.-	CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.	
4.1	Calor por Transmisión.	79
4.2	Calor por Radiación.	81
4.3	Calor por Infiltración de Aire.	85
4.4	Calor Debido al Producto.	91
4.5	Calor por Ocupación.	100
4.5	Calor Debido a Equipo Productor de Calor.	101
5.-	CASO PRACTICO: Diseño de una Cámara Frigorífica de Conservación de Pescado Congelado.	
5.1	Identificación del Problema.	103
5.2	Desarrollo.	103
5.3	Cálculo de la Carga de Refrigeración.	109

CONTENIDO

Página

6.- SELECCION DE EQUIPO, ESTIMACION DE COSTOS Y EQUILIBRIO DE SISTEMAS.	
6.1 Selección del Compresor.	115
6.2 Selección del Evaporador.	117
6.3 Selección del Condensador.	121
6.4 Análisis Gráfico del Equilibrio del Sistema.	122
6.5 Cálculo de la Tubería del Sistema.	126
6.6 Selección de los Demás Componentes del Sistema.	131
6.7 Controles de Ciclo.	132
6.8 Método de Descongelamiento.	132
6.9 Instalación de Equipo.	134
6.10 Relación de Componentes del Sistema de Refrigeración.	134
6.11 Equipo de Control.	136
6.12 Aislamiento del Gabinete de Refrigeración.	137
6.13 Costo de La Instalación.	137
☺ CONCLUSIONES	144
☺ APENDICE	146
- Esquema de Distribución de Equipo de Refrigeración.	147
- Esquema de Distribución de Tubería y Equipo de Refrigeración.	148
- Tabla de Ganancia de Calor por Uso.	149
- Tabla para el Cálculo de Carga por Infiltración.	150
- Tabla de Equivalencias.	151
- Tabla para Conversión de Temperaturas.	152
- Diagrama de Gantt.	153
- Ruta Crítica.	154
- Catálogo para Selección de Unidades Condensadoras Enfriadas por Aire.	155
- Catálogo de Unidades de Refrigeración y Aire Acondicionado (Condensadoras y Motocompresoras).	158
- Catálogo de Compresores Semiabiertos.	162
- Catálogo de Unidades Enfriadoras de Difusores Tipo Vapomático.	164
- Catálogo de Unidades Motocompresoras.	168
- Catálogo de Selección e Instalación de Tubería para Refrigerante R - 22.	172
- Bibliografía	179

CUADROS Y FIGURAS		
I	Descripción	Página
F	I.1 Sistema de Refrigeración Mecánico Simple(1)	10
F	I.1 Esquema del Ciclo de Refrigeración.	11
F	I.2 Esquema del Ciclo de Absorción Básico.	12
F	I.3 Refrigerador Doméstico que Opera por Absorción.	13
F	I.4 Refrigerador Termoeléctrico.	14
T	II.1 Condiciones de Almacenamiento y Propiedades de Productos Alimenticios, (Continuación)	29
T	II.2 Condiciones de Almacenamiento para Flores Cortadas y Plantas en Cultivo.	31
T	II.3 Datos Sobre el Espacio, Peso y Densidad para Productos Almacenados en Cámaras Refrigeradas.	32
F	III.1 Sistema Típico de Refrigeración.	36
F	III.2 Ciclo de Carnot.	37
F	III.3 Ciclo Teórico Cuando se Usa un Gas Refrigerante.	39
F	III.4 Ciclo Teórico de un Refrigerante.	40
F	III.5 Tanques Recibidores.	41
F	III.6 Filtros Secadores.	42
F	III.7 Diferentes Tipos de Evaporadores.	43
F	III.8 Compresor Reciprocante Tipo Abierto.	45
F	III.9 Compresores Reciprocantes Herméticos y Semiherméticos.	46
F	III.10 Componentes de un Compresor Rotatorio.	47
F	III.11 Compresor Rotatorio del Tipo de Aletas de Sellado.	47
F	III.12 Compresor de Tornillo y Ciclo de Compresión.	48
F	III.13 Compresor Centrífugo.	49
F	III.14 Condensador Enfriado por Aire.	50
F	III.15 Condensador Enfriado por Agua.	50
F	III.16 Condensador de Tubo en Tubo.	51
F	III.17 Condensador de Cubierta y Tubo.	51
F	III.18 Condensador Evaporativo.	52
T	III.19 Calor Disipado por los Motores Eléctricos.	53
T	III.20 Dimensiones y Propiedades de Tubería de Cobre.	58
T	III.21 Peso de Refrigerante en Tuberías de Cobre tipo L.	59
F	III.22 Longitud Equivalente en Pies de Tubería Recta para Válvulas y Accesorios.	60
F	III.23 Tipos de Soportes.	61
F	III.25 Deshidratador	62
F	III.26 Filtro para Línea de Succión.	63
T	III.27 Comparación de Diferentes de Refrigerantes.	64
T	III.28 Comparación del Efecto de Refrigeración.	65
F	III.29 Válvula de Expansión Operada Manualmente	67

Nota I Tipo de ilustración (F) Figura, (T) Tabla.

<i>I</i>	CUADROS Y FIGURAS <i>Descripción</i>	Página
F	III.30 Flotador de Lado de Baja Presión.	67
F	III.31 Flotador de Lado de Alta Presión.	68
F	III.32 Válvulas de Expansión	68
F	III.33 Esquema de una Válvula Termostática.	69
F	III.34 Sistema de Refrigeración con Tubo Capilar.	70
F	III.35 Efecto de las Presiones de Vapor Dentro de un Aislante	72
T	III.36 Mínimo Espesor de Aislamiento.	73
F	III.37 Diagrama del Método de Descongelamiento Manual.	75
F	III.38 Diagrama del Método de Descongelamiento por Temperatura.	76
F	III.39 Diagrama del Método de Descongelamiento por Presión.	76
F	III.40 Diagrama del Método de Descongelamiento por Paro del Compresor.	77
T	IV.1 Coeficientes de Transmisión de Calor.	82
T	IV.2 Temperaturas Exteriores de Diseño en Verano.	83
T	IV.3 Corrección de Temperatura por el Efecto Solar.	84
T	IV.4 Factores de Cálculo Rápido para Transmisión de Calor a Través de Paredes Aisladas.	85
T	IV.5 Cambio Promedio de Aire, por 24 H para Cuarto de Almacenamiento. Debido a Abertura de Puertas y Filtración.	86
T	IV.6 Cambio Promedio de Aire, por 24 H para Cuarto de Almacenamiento. Debido a Abertura de Puertas y Filtración.	87
F	IV.7 Velocidad del Aire de Infiltración a Través de Puertas Abiertas.	88
T	IV.8 Btu por Pie Cúbico, Retiradas al Enfriar a Condiciones de Almacenamiento	89
T	IV.9 Kilocalorías por Metro Cúbico, Retiradas al Enfriar a Condiciones de Almacenamiento.	90
T	IV.10 Características de Productos Alimenticios	92
T	IV.11 Propiedades de Los Sólidos.	95
T	IV.12 Propiedades de Los Líquidos.	97
T	IV.13 Calor Por Ocupación	101
F	V.1 Cámara Frigorífica Desarmable.	105
F	V.2 Cámara Frigorífica de Mampostería.	106
F	V.3 Otros Tipos de Aislamiento Usado.	107
F	V.4 Detalle de Materiales Seleccionados para la Construcción del Gabinete.	108
T	VI.1 DT de Diseño del Evaporador.	118

Nota / Tipo de ilustración (F) Figura, (T) Tabla.

CUADROS Y FIGURAS		
<i>I</i>	<i>Descripción</i>	<i>Página</i>
F	VI.2 Variaciones en la Capacidad del Evaporador con Respecto a DT.	118
F	VI.3 Movimiento del Aire a Través del Cuarto de Refrigeración	119
F	VI.4 Sugerencias para Localización de Evaporadores en Cámaras Frigoríficas.	120
F	VI.5 Localización de Evaporadores.	120
F	VI.6 Gráfica de Selección de Condensadores.	123
F	VI.7 Análisis Gráfico del Balance del Sistema.	126
F	VI.8 Ciclo de Refrigeración y Descongelación	133
F	VI.9 Colocación del Aislamiento.	137
T	VI.10 Costo de la Cámara de Refrigeración.	137
F	VI.11 Tablero de Control.	139
F	VI.12 Diagrama Eléctrico de Control.	140
F	VI.13 Diagrama Eléctrico de Control de Deshielo.	141
F	VI.14 Diagrama de Equipo en el Cuarto de Máquinas.	142

Nota / Tipo de ilustración: (F) Figura, (T) Tabla.

La mayoría de los cuadros y figuras que aquí se relacionan fueron extraídos de la Bibliografía que se escribe en el Apéndice.

Los restantes son producto del desarrollo del presente trabajo.

INTRODUCCION

INTRODUCCION

En nuestro país la ingeniería enfocada a los aspectos de refrigeración y aire acondicionado no ha tenido todo el desarrollo que debería, esto entre otras causas, se debe a factores tales como la escasez y alto costo de la información técnica especializada. Lo anterior ha contribuido en alguna medida a la desinformación que en general se tiene sobre los temas ya mencionados.

En la actualidad las perspectivas de desarrollo de la refrigeración en México son amplias, como consecuencia del crecimiento demográfico, que deriva en un aumento de las necesidades de alimentación de la población. Así mismo como una posible solución al problema de las pérdidas por descomposición de productos alimenticios, problema que no se ha determinado en toda su extensión porque lamentablemente, se carece de estadísticas confiables al respecto.

El presente trabajo tiene como objetivo aportar elementos suficientes que coadyuven a disminuir el desconocimiento a nivel profesionistas de Ingeniería, de la refrigeración en México, proporcionando bases metodológicas necesarias para el análisis, evaluación y selección de equipo de refrigeración, dirigido en especial para los ingenieros industriales que manejan la factibilidad de proyectos constantemente.

Forma también parte de los objetivos de este trabajo, el presentar los aspectos prácticos y conceptos teóricos en una forma clara, sencilla, objetiva y concreta; de igual forma establecer los criterios de selección y la normatividad técnica mínima a observar ante el diseño y cálculo de una cámara frigorífica.

La realización de este trabajo de investigación contempla una parte teórica en los capítulos 1 al 4, con su aplicación práctica en los capítulos 5 y 6. Al final se presentan las conclusiones obtenidas del desarrollo del estudio.

Es importante mencionar que la finalidad del estudio no va dirigida a sustituir de ninguna manera, alguna publicación especializada, sino resumir aspectos importantes de la refrigeración en función al equipo disponible en el país, en un lenguaje sencillo y objetivo.

Para lograr un conocimiento más profundo en relación a cualquiera de los temas tratados aquí, será necesario recurrir a las fuentes bibliográficas que se incluyen en el Apéndice.

CAPITULO 1

-ANTECEDENTES

1.- ANTECEDENTES

1.1 DEFINICIONES:

En general la refrigeración es el proceso de transferir calor de un lugar a otro, es decir es la rama de la ciencia que trata con el proceso de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio, abajo de la temperatura circundante.

La aplicación de este principio no tiene límites, ya que la mayoría de los productos que utiliza el hombre en el hogar, el campo, la industria, etc., son afectados de alguna manera por la refrigeración. Por esta gran variedad de aplicaciones se ha convertido en una comodidad esencial de la vida moderna.

En forma general según su campo de aplicación la refrigeración se divide en:

- REFRIGERACION DOMESTICA.
- REFRIGERACION COMERCIAL.
- REFRIGERACION INDUSTRIAL.
- REFRIGERACION MARINA Y DE TRANSPORTE.
- ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.
- ACONDICIONAMIENTO DE AIRE INDUSTRIAL.

En el capítulo II se detallan las aplicaciones antes mencionadas.

1.2.- INICIO Y EVOLUCION DE LA REFRIGERACION:

El uso más común de la refrigeración es la preservación de los alimentos, y fue ahí donde se inició hace muchos años.

El hombre primero era nómada y buscaba sus alimentos trasladándose de un lugar a otro, pero al hacerse sedentario se vió en la necesidad de conservar sus productos para su alimentación, ya que muchos de ellos no existían durante todo el año. Es así como nacen los primeros métodos de conservación, entre ellos la refrigeración.

BREVE DESCRIPCION DE LOS PRIMEROS "FRIOS" HECHOS POR EL HOMBRE.

La historia del hielo data desde hace muchos años, aún cuando el hombre de las cavernas conocía el hielo, no tenía el conocimiento de como usarlo para preservar sus alimentos, miles de años después los chinos aprendieron que el hielo mejoraba el sabor de las bebidas.

Los antiguos egipcios encontraron que el agua se podía enfriar, colocandola en jarras porosas en la parte superior de los techos para su exposición al sol, la brisa nocturna evaporaba la humedad que se filtraba a través de las jarras,

haciendo que el agua dentro de ella se enfriara al perder calor por la evaporacion.

Los griegos y romanos dispusieron de la nieve de las montañas almacenandola en fosas de forma cónica que farraron con paja y ramas para conservarla.

Conforme avanzó la civilización la gente aprendió a enfriar las bebidas y los alimentos para su alimentación, este conocimiento incrementó el uso del hielo y la nieve.

PRIMEROS CONOCIMIENTOS RELACIONADOS CON LA CONSERVACION DE ALIMENTOS.

Algunos de los primeros experimentos registrados a cerca de la conservación de los alimentos datan del año 1626, en que Francis Bacon intentó la conservación de un pollo rellenandolo de nieve . En 1683 Anton Van Leeuwenhoek descubrió un mundo científico totalmente novedoso al inventar el microscopio y observar que un cristal transparente de agua contiene millones de seres vivientes que en la actualidad se denominan microbios.

Los científicos estudiaron estos microbios y encontraron que su rápida proliferación se efectúa en condiciones calientes y húmedas, tal como las que se presentan en los materiales alimenticios, esta multiplicación fue reconocida prontamente como la causa principal del deterioro de los alimentos; por el contrario, el mismo tipo de microbios a temperaturas 10°C o menores no se multiplican, así fue posible preservar los alimentos por medio del secado , ahumado, salado o enfriado.

Mediante estudios científicos se hizo evidente que los alimentos podían conservarse frescos con seguridad a las temperaturas ya mencionadas.

Ya que se conocía poco acerca de obtener temperaturas bajas para congelar el agua, el hielo fue transportado desde los polos hasta las ciudades del mundo por medio de barcos.

EXPERIMENTOS DE MAQUINAS PRODUCTORAS DE HIELO.

Una de las primeras máquinas productoras de hielo se patentó en 1834 a petición de un ingeniero norteamericano llamado Jacob Perkins, estas máquinas se utilizaron con éxito en las plantas empacadoras de carne. Durante los siguientes cincuenta años se fabricaron máquinas productoras de hielo en los Estados Unidos, Francia y Alemania.

Aunque se lograron muchos progresos en la producción de hielo por medios artificiales, al principio se prefería el natural. A finales del siglo XIX se hizo de uso común en Estados Unidos y Europa el uso de hielo.

Uno de los factores que contribuyó al desarrollo posterior de la refrigeración fue el descubrimiento de la energía eléctrica y el desarrollo del motor eléctrico pequeño, de

manera paralela a estos logros , los científicos continuaron su investigación en las causas y efectos sobre los cuales depende la refrigeración. †

Como la refrigeración es el proceso de remover calor bajo condiciones controladas, el frío o enfriamiento es simplemente un término relativo que se refiere a la ausencia de calor, así para producir " frío o enfriamiento " se debe eliminar calor, esto se puede lograr mediante el uso de hielo o cualquier otro medio mecánico

Aun cuando la refrigeración se ha descrito en términos de preservación de alimentos, esto es tan solo una de sus muchas aplicaciones.

APLICACIONES DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

Las unidades de acondicionamiento de aire proporcionan comodidad y seguridad en casi todas las formas de transportación que incluyen a los automóviles, autobuses, camiones, barcos, submarinos y aeroplanos, también se utilizan para proporcionar condiciones de comodidad en el hogar, oficinas, negocios, hoteles, edificios, industrias y hospitales.

El equipo de acondicionamiento de aire tiene la capacidad de realizar las siguientes funciones específicas:

- Filtración de hollín, suciedad y polvo.
- Humidificación y deshumidificación de aire.
- Enfriamiento del aire.
- Circulación del aire de un espacio delimitado.

El adecuado acondicionamiento de aire durante y después de las operaciones es importante, en cuanto que evita la transmisión de enfermedades en los hospitales. La rapidez en la remoción del aire infectado ayuda a acelerar la recuperación de los pacientes. La refrigeración del plasma sanguíneo hace posible la existencia de los bancos de sangre para satisfacer algunas necesidades de emergencia.

APLICACIONES INDUSTRIALES DE LA REFRIGERACION

La refrigeración se requiere para la producción de condiciones climatológicas adecuadas en ciertos procesos de fabricación, por ejemplo: los aceites de cortado en frío facilitan las operaciones de maquinado, al reducir la temperatura de la pieza de trabajo para evitar el sobrecalentamiento. Los baños de enfriamiento rápido para las operaciones de tratamiento térmico también pueden controlarse por refrigeración.

En el campo farmacéutico las unidades de refrigeración se utilizan para almacenar, procesar y probar penicilina, aureomicina y muchos otros materiales químicos y biológicos.

La refrigeración considerada como un proceso rápido de enfriamiento, reduce las pérdidas de humedad de los alimentos, aumenta la producción y disminuye el moho. Todas las grandes industrias de alimentos congelados y las implicadas en su mercadeo y venta dependen de la refrigeración.

Actualmente se realizan estudios importantes, relacionados con la naturaleza exacta del movimiento electrónico, mediante un proceso que somete al átomo a la menor temperatura posible, de modo que el movimiento del electrón se reduce hasta el punto que puede observarse.

Como se puede ver la lista de aplicaciones no tiene fin, siendo este el motivo de su gran desarrollo.

Conforme los científicos y técnicos experimenten temperaturas más bajas que se aproximen a -273°C , la nueva ciencia de los refrigerantes criogénicos dará a conocer materiales que se encuentren en un estado que no es sólido, líquido o gaseoso.

FUTURO DE LA REFRIGERACION

La evolución de la refrigeración vivirá en los siguientes años un gran adelanto ya que el incremento de la población y la poca producción de alimentos en el mundo, han originado una gran investigación en la fabricación de equipo y sistemas de refrigeración a bajo costo.

Para obtener la refrigeración dependemos de otros tipos de energía tales como la eléctrica, mecánica, etc., y debido a la dificultad que existe para aprovecharla totalmente, es de suma importancia producir cada día materiales y equipos de refrigeración más eficientes y con un menor costo de operación.

La ingeniería, diseño y planeación que se aplica en la fabricación de este equipo, es bastante elaborada y costosa sin embargo, independientemente de lo complejo que sea el equipo de refrigeración, o las operaciones, estas dependen de principios científicos simples. De ahí que la labor del hombre es producir cada día componentes y sistemas de refrigeración menos complejos, más eficientes y económicos.

1.3.- SISTEMAS DE REFRIGERACION, CICLOS Y CLASIFICACION.

Los sistemas de refrigeración están formados por una serie de componentes que realizan una función específica en el proceso de transferencia de calor. La refrigeración ha sido definida, como el proceso de transferir calor de un lugar a otro; el espacio del cual se remueve calor se dice que se enfría o refrigera.

La Termodinámica es una rama de la Física que trata de la transformación de la energía y de las propiedades de las sustancias involucradas.

Las leyes termodinámicas son la base para el estudio de la refrigeración, la primera y la más importante de estas leyes dice:

La energía no puede ser creada ni destruida, solo puede transformarse en otro tipo de energía.

El calor es una forma de energía, creada principalmente por la transformación de otros tipos de energía. El calor es frecuentemente definido como energía en tránsito, porque nunca se mantiene estático, ya que siempre está transmitiéndose de los cuerpos cálidos a los cuerpos fríos.

Un sistema de refrigeración por lo tanto, es un conjunto de componentes que transfiere calor de un espacio a otro, manteniéndolo a una temperatura menor que su alrededor.

La segunda ley de la termodinámica establece que el calor siempre viaja de un cuerpo caliente a uno más frío. El grado de transmisión es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre ambos cuerpos, el calor puede viajar en tres diferentes formas: Radiación, Convección y Conducción.

RADIACION.

Es la transmisión de calor por ondas similares a las ondas de luz y a las ondas de radio, existe poca radiación a bajas temperaturas pero, la radiación al espacio o al producto por agentes exteriores o por el sol, puede ser un factor importante en la carga de refrigeración.

CONDUCCION.

Es el flujo de calor a través de una sustancia para que haya transmisión de calor entre dos cuerpos, en esta forma, se requiere de un contacto físico, la conducción es una forma de transmisión de calor sumamente eficiente.

CONVECCION.

Es el flujo de calor por medio de un fluido, que puede ser un gas o un líquido generalmente agua o aire. El aire puede calentarse en un horno y después ser descargado en el lugar donde se encuentran los objetos a ser calentados.

La aplicación típica de refrigeración es una combinación de los tres procesos anteriores, la transmisión de calor no puede existir sin que haya una diferencia de temperaturas, la capacidad de conducción de calor varía según el tipo de material, los metales son muy buenos conductores de calor, mientras que otros materiales como el asbesto tiene una gran resistencia al flujo de calor y puede usarse como aislante.

CAMBIO DE ESTADO.-

La mayoría de las sustancias pueden existir en estado sólido, líquido o gaseoso dependiendo de su temperatura y de la presión a la que se encuentran expuestas. El calor puede cambiar la temperatura y el estado de las sustancias y también puede ser absorbido aun cuando no exista cambio de temperatura, como cuando un sólido cambia a líquido, o como cuando un líquido se transforma en vapor. Cuando el vapor se vuelve líquido o cuando el líquido vuelve a transformarse en sólido, se despiden la misma cantidad de calor en todos estos cambios de estado.

CALOR ESPECIFICO.-

El calor específico de una sustancia es su capacidad relativa de absorber calor tomando como base una unidad de agua pura y se define como :
la cantidad de Kilocalorías (BTU) necesarias para aumentar la temperatura 1 °C (°F) de un kilogramo (libra) de cualquier sustancia.

Por definición el calor específico del agua es 1.0 y se toma como referencia para cualquier análisis de sustancias.

CALOR SENSIBLE.-

El calor sensible se define como el calor necesario para provocar un cambio de temperatura en una sustancia.

CALOR LATENTE.-

Es el calor necesario para modificar el estado físico de una sustancia sin variar la temperatura de esta.

Apartir de los principios anteriores se crearon los diferentes sistemas de refrigeración que existen, los cuales son:

- 1.-Sistemas de refrigeración por compresión de vapor
- 2.-Sistemas de refrigeración por absorción
- 3.-Sistemas de refrigeración termoeléctrica

1) Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor.

Este sistema como su nombre lo indica depende de la presión para su operación, por ejemplo: se sabe que los refrigerantes hierven a bajas presiones y temperaturas absorbiendo calor del medio circulante. Los vapores aun cuando hallan absorbido grandes cantidades de calor, deben de calentarse a una temperatura mayor que la ambiental para que exista flujo de calor desde los mismos, así mismo la temperatura del punto de condensación deberá ser mayor que la ambiental, ya que de otra forma no habrá condensación de vapores.

El calor en el vapor puede aumentarse mediante la aplicación de presión, en estas condiciones al comprimirse, el vapor aumenta su presión y temperatura.

Los anteriores principios constituyen la base teórica del funcionamiento de un refrigerador mecánico, porque:

- a) Todos los líquidos absorben una gran cantidad de calor cuando hierven y se transforman en vapor.
- b) Se pueden comprimir elevando su presión y temperatura, condensándose nuevamente al estado líquido con objeto de utilizarse una y otra vez.

En la Figura I.1 se ilustra un diagrama sencillo de compresión de vapor, sus partes principales son:

- 1) Evaporador.- Cuya función es proporcionar una superficie para transferencia de calor entre el espacio y/o producto refrigerado y el refrigerante vaporizado.
- 2) Línea de succión.- Su función es conducir el vapor del evaporador al compresor.
- 3) Compresor de vapor.- Retira el vapor del evaporador y eleva la temperatura y presión de este a un punto tal que pueda condensarse.
- 4) Línea de gas caliente o de descarga.- Entrega vapor a alta presión y temperatura al condensador.
- 5) Condensador.- Proporciona una superficie de transferencia de calor a través de la cual el calor pasa al medio condensante.
- 6) Tanque receptor de líquido.- Proporciona almacenamiento para el el líquido condensado y también alimentación constante del líquido al evaporador.
- 7) Línea de líquido.- Transporta el refrigerante líquido del receptor al compresor.

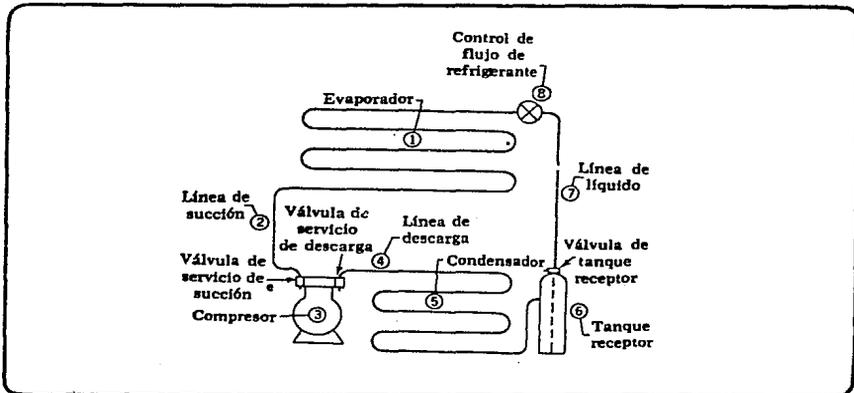


Figura I.1 Sistema de Refrigeración Mecánico Simple (parte 1)

8) Control de flujo de refrigerante.- Controla la cantidad de refrigerante apropiada al evaporador y reduce la presión del líquido que entra, de manera que éste hierva a una baja presión y a la temperatura deseada.

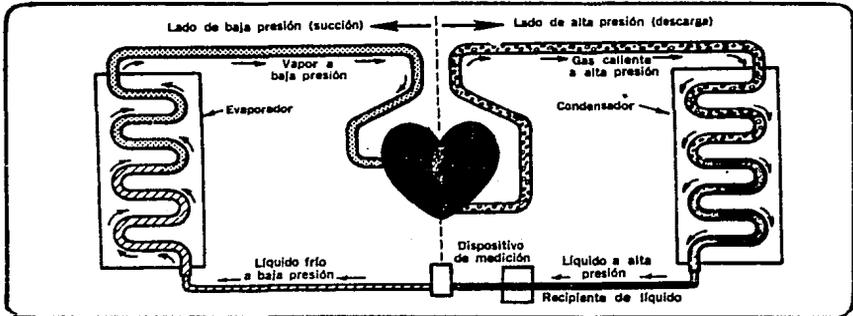


Figura 1.1 Esquema del Ciclo de Refrigeración (parte 2)

2) Sistemas de Refrigeración por Absorción.

En los sistemas de refrigeración de este tipo a diferencia de los de compresión, para recuperar el refrigerante se utilizan ciclos de operación de calor, en los cuales un fluido secundario, el absorbente, es aplicado para absorber el fluido primario, (refrigerante gaseoso), el cual ha sido vaporizado en el evaporador.

En el ciclo de absorción básico, el vapor refrigerante a baja presión es convertido en estado líquido (solución) manteniéndose la baja presión. La conversión es posible hacerla porque el vapor es absorbido por un fluido secundario, el absorbente. La absorción se logra debido a la tendencia de mezclarse de las sustancias, y la afinidad molecular en el líquido absorbente y el refrigerante.

Con el tiempo se han modificado las soluciones, refrigerante-absorbente, primero se uso amoníaco-cloruro de plata, actualmente se utilizan agua-bromuro de litio, agua-amoniaco y todos manejan los mismos principios.

En la Figura.- 1.2 se ilustra un sistema de refrigeración básico por absorción. El ciclo de operación muestra que el sistema recoge calor en el evaporador (A) y lo lleva fuera de la cámara del refrigerador hacia el condensador (B), aquí el calor se remueve por medio del aire ambiente que pasa sobre las aletas del condensador, muchas unidades se fabrican usualmente con dos evaporadores, uno por compartimiento de refrigeración.

El efecto del enfriamiento se produce en el evaporador mediante la ebullición del refrigerante, absorbiendo calor, y el hidrógeno utilizado se hace circular sobre el amoníaco líquido para acelerar la ebullición y transportar con mayor rapidez el calor.

El refrigerante cambia al estado líquido mediante la remoción de calor en y alrededor del condensador, otra forma común de expresar que el calor se remueve, consiste en indicar que el refrigerante cede calor.

Evidentemente en el sistema, el calor se desplaza desde una temperatura baja a una mayor, esto es contrario al flujo natural de calor, que se efectúa de una temperatura mayor a una menor, por lo que, será necesario agregar energía al sistema; la energía en el refrigerador por absorción se suministra por medio de un quemador de combustible o una resistencia eléctrica.

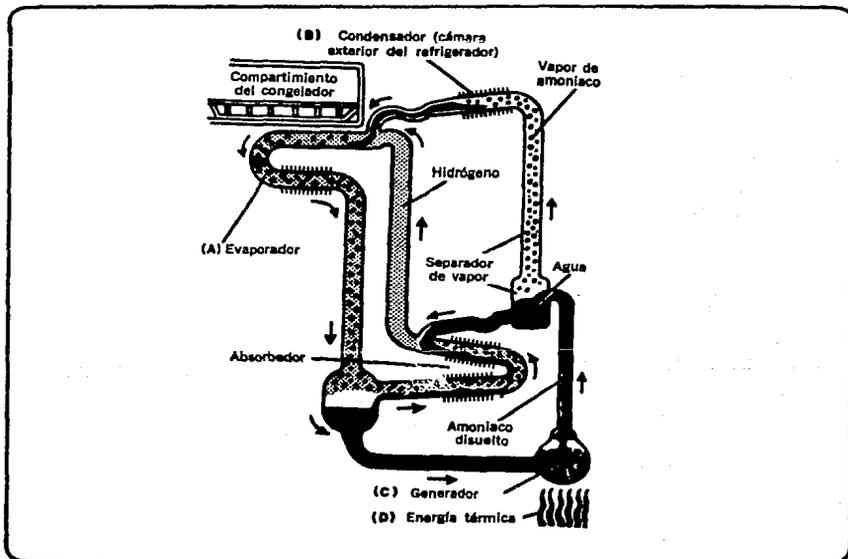


Figura 1.2 Esquema del Ciclo de Absorción Básico.

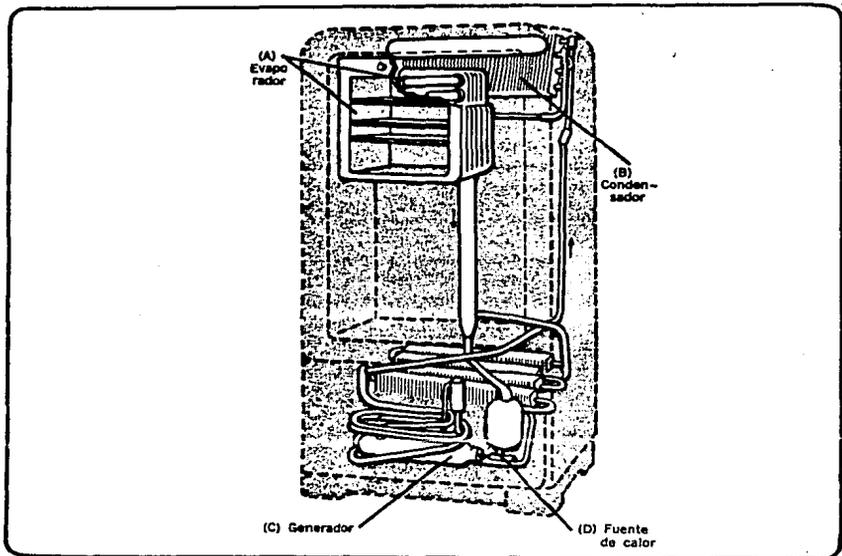


Figura 1.3 Refrigerador Doméstico que Opera por Absorción.

3) Sistema de Refrigeración Termoeléctrica.

En este sistema se utiliza directamente la energía eléctrica para causar el efecto de refrigeración, el dispositivo termoeléctrico utiliza dos materiales disímiles; hay dos uniones en un refrigerador termoeléctrico una esta situada en el espacio refrigerado y la otra en el ambiente exterior, cuando se aplica una diferencia de potencial como se indica, la temperatura dentro del espacio refrigerado decrece y la temperatura de la otra aumenta, operando ya en condiciones de estado estable, el calor es transmitido del espacio refrigerado a la unión fría. La otra unión estará a una temperatura mayor que el medio ambiente y el calor será disipado a este (Fig. 1.4).

El refrigerador termoeléctrico no compite económicamente con las unidades comunes y corrientes de compresión de vapor, sin embargo, en ciertas aplicaciones especiales se usa ya el refrigerador termoeléctrico y en vista de las investigaciones que se hacen actualmente, es posible que en el futuro su uso se extienda más.

De los sistemas de refrigeración anteriores los más usuales son los sistemas de refrigeración de vapor y en estos se basará el presente trabajo.

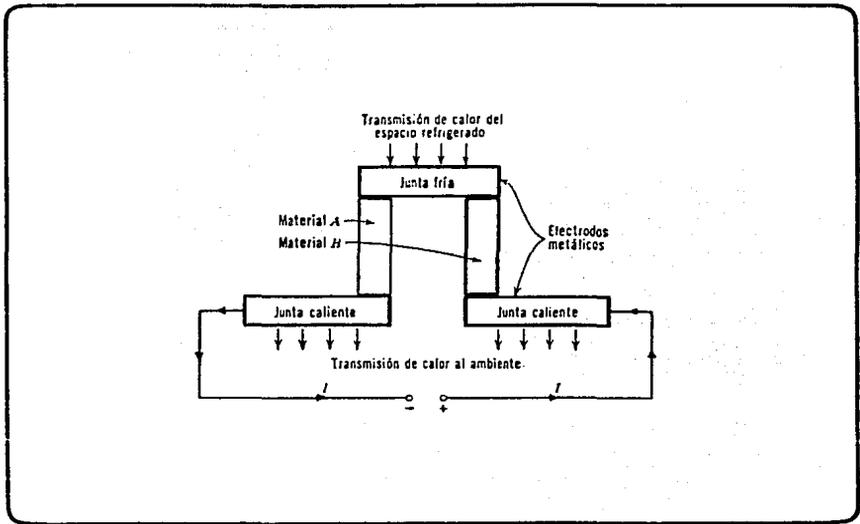


Figura 1.4 Refrigerador Termoeléctrico.

CAPITULO 2

-LA REFRIGERACION Y SUS ANTECEDENTES.

2.- LA REFRIGERACION Y SUS APLICACIONES.

Es muy difícil apreciar hasta que punto el hombre depende de la refrigeración para su propia existencia, ya que no sería posible conservar alimentos en cantidades suficientes para alimentar la creciente población del mundo, de igual manera muchos edificios que albergan oficinas e industrias, en los meses calurosos no se podrían ocupar, sino estuvieran acondicionados con equipos de refrigeración.

Además de las aplicaciones descritas anteriormente, la refrigeración se usa actualmente en la manufactura de casi todos los artículos de consumo, construcción de presas, tiros de minas, cimentaciones, fabricación de materias primas, plásticos, hules sintéticos, etc., como vemos la refrigeración cubre un vasto campo de aplicación que crece continuamente al desarrollarse nuevos productos y procesos.

2.1.- CLASIFICACION DE LAS APLICACIONES.-

Las aplicaciones de refrigeración se pueden agrupar en seis categorías:

- 1) Refrigeración doméstica.
- 2) Refrigeración comercial.
- 3) Refrigeración industrial.
- 4) Refrigeración marina y de transporte.
- 5) Acondicionamiento de aire.
- 6) Acondicionamiento de aire industrial.

1) Refrigeración Doméstica.-

Trata principalmente de refrigeradores y congeladores domésticos, sin embargo, debido a la cantidad de unidades en servicio, la refrigeración doméstica representa una porción muy significativa en esta industria.

2) Refrigeración Comercial.-

Comprende el diseño, instalación y mantenimiento de aparatos de refrigeración del tipo usado en almacenes, tiendas, restaurantes, hoteles e instituciones, para el almacenaje, exhibición, procesado y expedición de artículos de todos los productos orgánicos que esten sujetos a deterioro.

3) Refrigeración Industrial.-

Cubre el mismo campo que la refrigeración comercial, pero por regla general las aplicaciones industriales son de tamaño mayor y requieren de un operario, entre las aplicaciones industriales típicas se encuentran plantas de hielo, grandes plantas empacadoras de alimentos (carnes, pescados, aves, alimentos congelados, etc.), cervecerías, cremerías, y plantas

industriales, tales como refinerías de aceite, plantas químicas, etc.

4) Refrigeración Marina y de Transporte.-

Se refiere a la refrigeración a bordo de barcos de pesca y toda clase de embarcaciones marítimas de transporte.

La embarcación de transporte incluye el equipo de refrigeración aplicado en vagones de ferrocarril y camiones.

5) Acondicionamiento de Aire de Confort.-

Comprende aquellas aplicaciones de acondicionamiento de aire para el bienestar humano como es en: hogares, escuelas, oficinas, iglesias, hoteles, oficinas, almacenes de ventas, edificios públicos, fábricas, automóviles, camiones, trenes, aviones, barcos, etc.

6) Acondicionamiento de Aire Industrial.-

Tiene una gran variedad de aplicaciones y cumple con las siguientes funciones:

- a) Controlar el contenido de humedad de los materiales higroscópicos.
- b) Regular el ritmo de reacciones químicas y bioquímicas.
- c) Limitar la variación del tamaño de artículos de manufactura de precisión, sujetos a la expansión o contracción térmica.
- d) Suministrar aire limpio y filtrado para la fabricación de productos químicos en laboratorios, de productos de calidad, en fábricas, etc.

2.2.- CONSERVACION DE ALIMENTOS.-

La conservación de artículos sujetos a deterioro particularmente alimentos, es una de las aplicaciones más comunes de la refrigeración mecánica.

En la actualidad, la conservación de alimentos es más importante que nunca antes en la historia del hombre, en nuestro país y en el mundo se consumen una gran cantidad de alimentos que tienen que ser producidos y procesados en áreas distintas, estos alimentos deben de conservarse en buenas condiciones durante el transporte y almacenaje hasta su consumo, este período puede ser de días, meses o quizás años.

Durante muchos años el hombre se ha preocupado por la preservación de los alimentos, para conservarlos durante las épocas de abundancia y poder vivir de ellos en las temporadas de escases, en esta lucha descubrió métodos de conservación tales como el secado, ahumado, escabechado y salado antes de que tuviese conocimientos de las causas del deterioro de los alimentos.

La invención del microscopio y del descubrimiento subsiguiente de los microorganismos, causa principal del deterioro de los alimentos, condujo al desarrollo del enlatado en Francia, todos los métodos de preservación descritos anteriormente tienen la particularidad de modificar la apariencia y sabor original de los alimentos.

El único medio de conservar alimentos en su forma casi original, es la refrigeración, y constituye la principal ventaja sobre los demás procesos.

DETERIORO Y PERDIDAS.

Puesto que la conservación de alimentos tiene como fin principal evitar o retardar el deterioro independientemente del método usado, es muy conveniente el conocimiento de las causas del deterioro de los alimentos, para el estudio de los métodos de preservación.

El objeto principal de la conservación de alimentos no solo es preservar el alimento en condiciones ingeribles, sino también mantenerlo hasta donde sea posible con su máxima calidad, apariencia, color, gusto y contenido vitamínico, esto significa preservarlo casi en su estado fresco y original.

Cualquier deterioro que cause un cambio detectable de apariencia, olor o gusto de los alimentos frescos, reduce el valor comercial del producto y representa por tanto una pérdida económica.

En la época actual, tiene gran relevancia lo antes expuesto, ya que en México gran parte de nuestros productos del campo son exportados, y es necesario mantenerlos en condiciones óptimas, para competir en los mercados internacionales.

El deterioro de los alimentos es causado por una serie de cambios químicos complejos, que tiene lugar en el alimento, después de la cosecha, estos cambios se producen por medio de agentes internos y externos, los primeros son las enzimas naturales evidentes en todos los materiales orgánicos, y los segundos son microorganismos que crecen en el interior y en la superficie del cuerpo alimenticio, en cualquier caso, la actividad de ambos agentes debe ser eliminada o efectivamente controlada si ha de conservarse adecuadamente el alimento.

A) **ENZIMAS.**- Son substancias químicas complejas similares a las proteínas, son también considerados como agentes químicos catalíticos, capaces de producir cambios químicos en la materia orgánica; existen muchas clases de enzimas, y cada una de ellas realiza una reacción química específica; por ejemplo la enzima lactasa, que al actuar convierte la lactosa (azúcar de leche) en ácido láctico, este proceso en particular es llamado fermentación láctica ácida y es el principal responsable del agriamiento de la leche.

Esenciales para los procesos bioquímicos, las enzimas se encuentran presentes en todos los materiales orgánicos, siendo producidas por todas las células vivas para ayudar a llevar a cabo las diferentes actividades vitales tales como respiración, digestión, desarrollo y reproducción, además de desempeñar un papel importante en fenómenos como son: la fermentación de las semillas, crecimiento de plantas y animales, maduración de la fruta y procesos digestivos de los animales incluyendo al hombre.

La acción de las enzimas es tanto catabólica como anabólica, es decir, elimina el tejido muerto de las células y mantiene el tejido vivo de las mismas, de hecho, las enzimas son los agentes responsables del deterioro y descomposición de todos los materiales orgánicos, como por ejemplo: la putrefacción de la carne, el pescado, las frutas y legumbres.

Independientemente de su acción catabólica o anabólica las enzimas son casi siempre destructoras de los alimentos, por lo tanto, la acción enzimática debe ser eliminada totalmente o inhibida severamente; si se pretende conservar el producto en buenas condiciones, afortunadamente las enzimas son sensibles al calor, al grado de acidez y a la alcalinidad, lo que permite tener un medio práctico de controlar su actividad.

Las enzimas se destruyen a temperaturas superiores a los 71°C, es decir la cocción de un alimento destruye totalmente las enzimas que contiene.

Por lo que respecta al grado de acidez o alcalinidad, algunas enzimas requieren ambiente ácido y otras alcalino, de esta manera unas son destruidas por acidez y otras por alcalinidad.

B) MICROORGANISMOS. - Es un grupo muy extenso de plantas y animales microscópicos, y solamente los tres siguientes grupos son de interés en el estudio de la preservación de alimentos:

- 1) Bacterias
- 2) Levaduras
- 3) Hongos

Estos pequeños organismos se encuentran en el ambiente en grandes cantidades, en el aire, en la tierra, en el agua, dentro o sobre los cuerpos de plantas y animales y cualquier lugar propicio en que puedan sobrevivir los seres vivos.

Debido a que secretan enzimas que atacan la materia orgánica sobre la cual se desarrollan los microorganismos, se consideran agentes de fermentación, putrefacción y deterioro, como vemos son tanto dañinos como de utilidad para la humanidad.

El desarrollo de estos microorganismos dentro y sobre la superficie de alimentos deteriorables, causa cambios químicos complejos en la substancia alimenticia, dando como resultados

cambios indeseables de gusto, olor y apariencia, que hacen que dichos alimentos sean inadecuados para el consumo. Algunos microorganismos secretan sustancias venenosas (toxinas) que son extremadamente peligrosas para la salud, causando envenenamiento, enfermedades y frecuentemente la muerte.

Entre las funciones útiles y necesarias de los microorganismos esta la descomposición y el deterioro del tejido animal muerto, que permite el desarrollo y la producción de la nueva vida, la acción deteriorante de los microorganismos es indispensable al ciclo vital.

De todos los seres vivos, solo las plantas verdes que contienen clorofila, son capaces de procesar materiales inorgánicos para formar su tejido celular, por medio de la fotosíntesis.

Es evidente pues que si alguna vez se agotara la fuente de materiales inorgánicos en el suelo y que sirven como alimento para las plantas verdes, toda la vida desaparecería de la tierra, sin embargo no existe la posibilidad, ya que los microorganismos en su proceso vital reponen continuamente dicha fuente de materiales inorgánicos en el suelo.

Además de su importante papel en la cadena alimenticia, los microorganismos son necesarios en el proceso de elaboración de ciertos alimentos fermentados y otros artículos, por ejemplo las bacterias son responsables de la fermentación del ácido láctico que se requiere en el procesado de pepinillos, aceitunas, cocoa, café, col, maíz y ciertos productos de leche agría, como matequilla, queso, jocoque, yogurt, etc., y de la fermentación acética necesaria en la producción de vinagre y alcoholes. La acción bacteriana es necesaria en la producción del cuero, lino, cañamo y tabaco, así como el tratamiento de desperdicio industrial de composición orgánica.

Las levaduras debido a su capacidad de producir fermentación alcohólica, son de enorme valor a la industria cervecera y vinícola, así como a la producción de alcoholes de toda clases. Por otra parte todos estamos familiarizados con la importancia de la levadura en la industria del pan.

Los principales usos comerciales de los hongos, se encuentran en el proceso de elaboración de ciertos quesos, y más importante en la producción de antibióticos, tales como penicilina y aureomicina, substancia antibiótica sacada de un hongo.

A pesar de las funciones útiles y necesarias permanece el hecho de que los microorganismos son destructores de los alimentos, por esta razón su actividad al igual que la de las enzimas naturales, debe ser efectivamente controlada para evitar el deterioro de estos.

Debido a que cada tipo de microorganismo difiere de los demás en naturaleza y comportamiento, es conveniente examinar cada uno de ellos.

1) Bacterias.- Es una forma simple de vida vegetal, siendo estas unicelulares su reproducción se efectúa por bipartición celular. El desarrollo y reproducción bacteriano se puede realizar con gran rapidez, en condiciones ideales una bacteria puede crecer y reproducirse en grandes cantidades en un tiempo de 20 a 30 minutos.

El ritmo de crecimiento de las bacterias depende de las condiciones ambientales, como temperatura, grado de acidez o alcalinidad, oxigenación, humedad y una fuente apropiada de alimento soluble, la mayoría de las bacterias tienen diferentes condiciones de sobrevivencia y reproducción.

Existen bacterias saprófitas y parásitas, las primeras viven libremente alimentándose de desperdicios animales o de tejidos orgánicos muertos, los parásitos requieren de un huésped vivo, como las bacterias no pueden digerir substancias alimenticias insolubles, secretan enzimas que son capaces de producir alimentos solubles, por lo tanto, el deterioro de alimentos por crecimiento bacteriano es un resultado directo de la acción de las enzimas bacterianas.

Las bacterias como todo ser vivo requieren de humedad para su supervivencia, por lo que en ausencia de ella la mayoría mueren, solo las esporas bacterianas pueden resistir la sequía indefinidamente y permanecer en estado latente en ausencia de humedad.

Existen dos tipos de bacterias las que necesitan de oxígeno libre (aire) y las que pueden existir sin él, ya que lo toman de las reacciones químicas que producen un compuesto al oxidar otro. La descomposición de alimentos que se efectúa con oxígeno libre es llamada deterioro por oxidación, mientras que la efectuada en ausencia de oxígeno se conoce como putrefacción, uno de los productos de la putrefacción es el sulfuro de hidrógeno, un gas mal oliente que con frecuencia se percibe en los cadáveres y animales en descomposición.

Las bacterias son muy sensibles a la acidez o alcalinidad y no pueden sobrevivir en medios altamente ácidos o alcalinos, por lo que prefieren ambientes neutros o ligeramente alcalinos, los vegetales no ácidos están particularmente sujetos al ataque bacteriano.

La luz, particularmente la del sol, es dañina a todas las bacterias, si bien la luz visible solamente inhibe su crecimiento la luz ultravioleta es fatal para ellas, la radiación ultravioleta combinada con el secado proporciona un excelente medio para controlar el crecimiento bacteriano.

Para cada especie de bacteria existe una temperatura óptima de crecimiento por lo que su desarrollo tiene una temperatura mínima y máxima, a altas temperaturas las bacterias son destruidas y a bajas temperaturas se vuelven inactivas y latentes.

2) Levaduras .- Son plantas unicelulares simples de tamaño microscópico, las células de levadura son algo más grandes y complejas que las bacterias, algunas se reproducen por fisión, pero la gran mayoría por afloración, el botón comienza como una pequeña protuberancia en la célula madura, que se agranda y se separa de la célula madre, en condiciones óptimas, la afloración es tan rápida que se forman nuevas protuberancias antes de que ocurra la separación de manera que se forman colonias de levaduras.

Igual que las bacterias las levaduras son agentes de fermentación y deterioro, secretan enzimas que producen cambios químicos, que fomentan su desarrollo, las levaduras forman esporas pudiendo agrupar hasta 8 dentro de una sola célula; las levaduras se encuentran dispersas en la naturaleza y las esporas de estas se encuentran en el aire y sobre la piel de frutos. Generalmente pasan el invierno en el suelo y llegan a la fruta nueva en la primavera, llevadas por insectos o por el viento.

Al igual que las bacterias, las levaduras necesitan aire, alimento y humedad para su desarrollo, son sensibles a la temperatura y grado de acidez y alcalinidad existentes, la mayoría de ellas prefieren temperaturas moderadas y una ligera acidez, sus esporas pueden sobrevivir por largos períodos de tiempo en condición adversas.

3) Hongos.- Son también plantas elementales simples, sin embargo son de estructura más compleja que las de las bacterias o levaduras, ya que están formados por varias células colocadas extremo con extremo, formando hilos llamados hifas; las hifas de las plantas de hongos son visibles y son de dos tipos : unas son subterráneas y toman alimento de las raíces de las plantas y otras son aéreas que crecen sobre la superficie y producen el cuerpo del hongo.

Los hongos se reproducen por formación de esporas desarrollándose en tres formas diferentes, dependiendo del tipo del hongo.

- a) Como agrupaciones redondeadas dentro del círculo fibroso de hifas.
- b) Como una masa encerrada en un saco y unida al extremo de las hifas aéreas.

- c) En agrupación de cadenas en el extremo de las hifas aéreas, en cualquier caso una sola planta de hongos es capaz de producir miles de esporas que se liberan de la planta madre alejándose con el menor movimiento de aire.

Las esporas de los hongos son semillas que bajo condiciones apropiadas germinan, produciendo el crecimiento de hongos sobre cualquier substancia alimenticia con la que entren en contacto, puesto que son transportadas por el aire, las esporas y los hongos se encuentran casi en todas partes y son particularmente abundantes en el aire.

Los hongos son poco resistentes a las temperaturas elevadas, soportan más las temperaturas bajas, creciendo libremente a temperaturas cercanas al punto de congelación del agua, su crecimiento se inhibe a temperaturas inferiores a 0 °C, más por falta de humedad en el ambiente que por efecto de la baja temperatura, todo crecimiento de hongo cesa a temperaturas menores de 12°C.

Los ambientes húmedos y oscuros son propicios para el crecimiento de los hongos aunque la mayoría requieren de abundante oxígeno. Las condiciones dentro de los cuartos fríos de almacenamiento son ideales para el crecimiento de hongos especialmente en invierno, este problema se puede controlar manteniendo una buena circulación del aire fresco en el cuarto de almacenamiento, usando pinturas germicidas, y por medio de radiación ultravioleta y lavado continuo, se desarrollan con facilidad en alimentos con gran cantidad de azúcar y acidez, tales como frutas ácidas, sobre la superficie de los tanques de maceración y son la causa más común de desperdicio de manzanas y frutas cítricas.

2.3.- CONTROL DE AGENTES DEGENERATIVOS.

Como es imposible aplicar ciertas condiciones de control en el medio ambiente, sobre todos los agentes degenerativos de los alimentos, será necesario implementar la mayoría de los métodos de conservación disponibles, para producir la mayor cantidad de condiciones desfavorables a fin de eliminar totalmente a los agentes degenerativos o por lo menos hacerlos ineficaces, al colarlos en estado latente. A continuación se describen los métodos tradicionales de control degenerativo de los alimentos:

MÉTODOS TRADICIONALES DE CONSERVACION.-

1) Método de Cocción.

Todos los tipos de agentes degenerativos se destruyen cuando se sujetan altas temperaturas por un largo tiempo. Este método se usa en la conservación de alimentos por enlatado y consiste mantener el producto a un nivel de temperatura que es

fatal para los agentes degenerativos, hasta que todos han sido destruidos. El producto se sella en recipientes esterelizados y herméticos, para evitar la recontaminación. Un producto procesado en esta forma, permanecerá en estado de conservación indefinidamente.

2) Método de Secado.

Otro método de inactivar los agentes degenerativos es privarlos de humedad y/o del alimento necesario para continuar su actividad. Este proceso de remoción de humedad se llama secado (deshidratación) y es uno de los métodos más antiguos en la conservación de alimentos, el secado se puede obtener en forma natural por exposición al sol y aire, o artificialmente en hornos adecuados.

3) Método de Escabechado.

El escabechado es un proceso de fermentación, cuyo resultado final es el agotamiento de las sustancias que sirven de alimento a las levaduras y bacterias. El producto es sometido en una solución salina permitiendo la fermentación, durante la cual los azúcares contenidos en los productos alimenticios se convierten en ácido láctico principalmente, por la acción de las bacterias contenidas en dicho ácido.

4) Método de Conservación por Refrigeración.

La conservación por refrigeración involucra el uso de baja temperatura, como medio para eliminar o retardar la actividad de los agentes degenerativos. No obstante que las bajas temperaturas no son efectivas para lograr la destrucción de los agentes degenerativos como son los hongos, el almacenamiento de los productos a bajas temperaturas, reduce la actividad de las enzimas y microorganismos proporcionando una forma práctica de conservar estos alimentos en su estado original, por períodos de tiempo variable, el grado de temperatura requerido está en función del producto almacenado.

Para la conservación de los productos alimenticios estos se dividen en dos categorías:

- 1) Los que se encuentran vivos en su almacenamiento y distribución
- 2) Los que se encuentran muertos como la carne, aves y pescado que son muy susceptibles a la contaminación bacteriana y destrucción.

Los frutos y legumbres permanecen vivos aun después de la cosecha, ya que reciben alimento continuo de sustancias alimenticias que toman de la planta, almacenando parte de él; por lo que la vida continúa hasta que empieza su degeneración completa. El objeto principal de la refrigeración es retardar el proceso vital y mantener los productos alimenticios en buenas condiciones.

Los productos alimenticios muertos son también afectados por las enzimas naturales, siendo las que más le afectan, aquellas que catalizan la hidrólisis y la oxidación, deshaciendo las grasas animales. A este proceso se le llama rancidez y es el principal factor que limita la vida de almacenamiento de los productos animales tanto congelados como descongelados. La rancidez es originada por la oxidación de grasas animales, como unos tipos de grasas animales; son menos estables que otras, la vida de almacenamiento de los productos animales depende principalmente de la composición de grasas., por ejemplo debido a la mejor estabilidad relativa de la carne de res, su vida de almacenamiento es considerablemente mayor que la del puerco o pescado, cuyo tejidos grasos son menos estables.

Como regla general, mientras más baja sea la temperatura de almacenamiento, mayor será la vida del producto.

El método de conservación por refrigeración se puede dividir en dos categorías generales:

- 1) Conservación por tiempo corto a temperaturas superiores al 0°C comunmente llamada de refrigeración.
- 2) Conservación por tiempo largo que requiere mantener el producto a temperaturas menores de -10°C, comunmente llamado de congelación.

5) Otros Métodos.

Los productos también se pueden conservar parcialmente por ahumado, por el efecto del secado del humo y parcialmente por los antisépticos (principalmente creosota) absorbidos del humo.

También se curan algunos productos con azúcar o con sal los cuales actúan como preservativos, ya que crean condiciones desfavorables a la actividad de los agentes degenerativos, algunos otros preservativos que se usan con frecuencia, son vinagre, borax, benzoato de sodio, salitre y varios condimentos. Unos cuantos de los productos conservados en esta forma son: los jamones curados en azúcar, el puerco salado, frutos condimentados, ciertas bebidas, jaleas, mermeladas, y otras conservas.

2.4.- ALMACENAMIENTO DE PRODUCTOS.-

El almacenamiento esta en función de las características físicas de cada producto y de las condiciones del mismo, al iniciar su almacenamiento, si los productos se encuentran maduros su período de almacenamiento será corto, por otra parte, es necesario considerar su estructura orgánica, debido a que algunos productos se dañan al congelarse en su estado natural no deben ser almacenados en estas condiciones. Los principales factores a considerar son los siguientes:

a) Condiciones de almacenamiento.-

Dependen de la naturaleza del producto independientemente de su período de almacenamiento así como, si esta o no empacado, existen ciertas condiciones de almacenamiento recomendables para cada producto, que cuando son desconocidas originan una gran pérdida de este.

b) Temperatura de almacenamiento.-

Tiene un importante papel ya que por la gran variedad de agentes degenarativos y por la naturaleza de cada producto, será necesario seleccionar la temperatura óptima de conservación.

El desconocimiento de una temperatura de conservación reduce la vida de almacenamiento y la calidad del producto, al originar las llamadas enfermedades de almacenamiento en frío, tales como: quemado, pérdida de consistencia, picado, escalamiento etc., por lo tanto si en alguna ocasión se desea conservar un producto por refrigeración, será necesario hacer un estudio del producto a refrigerar para obtener las mejores condiciones de preservación.

c) Humedad y movimiento de aire.-

El almacenamiento de los alimentos en estado natural sin empaque, requiere de un control cuidadoso de la humedad y el movimiento del aire, ya que, una de las causas principales de deterioro de los alimentos, es la deshidratación de la superficie del producto por evaporación del aire circulante. En productos no empacados tales como: carnes, aves, pescado, frutas legumbres, huevo, etc., se originan pérdidas de apariencia, contenido vitamínico, peso, calidad del producto, tamaño, etc.

La desecación ocurrirá siempre que la presión de vapor del producto sea mayor que la presión de aire circulante, por lo que la pérdida de humedad de producto es proporcional a la diferencia de presiones de vapor, y a la cantidad de superficie expuesta del producto.

La diferencia entre la presión del vapor del producto y la del aire, esta en función de la humedad relativa y de la velocidad del aire en el espacio de almacenamiento, mientras más baja sea la humedad relativa y más alta la velocidad del aire, mayor será la diferencia de presión de vapor y mayor el ritmo de pérdida de humedad.

Por lo tanto, las condiciones ideales para evitar la deshidratación del producto almacenado, son: 100% de humedad relativa y sin corrientes de aire, pero esto ocasiona un rápido crecimiento de hongos y formación de manchas por bacterias.

Como vemos es difícil tener una condición óptima, lo más recomendable será tener un movimiento de aire adecuado y una humedad relativa un poco menor que el 100%

Para obtener mejores condiciones originales y de calidad el producto deberá enfriarse lo más rápido posible a su temperatura de almacenamiento, y colocarse en un frigorífico para su almacenamiento, el manejo del producto en el período de enfriamiento, influye de gran manera sobre la calidad final y la vida de almacenamiento.

En la práctica muchas veces no se cumple con estas condiciones, originando grandes pérdidas del producto almacenado; y en la mayoría de los casos se debe al desconocimiento de las condiciones de conservación del mismo, por lo que es necesario hacer un estudio concienzudo del producto a manejar, antes de seleccionar el equipo de refrigeración adecuado y de esta manera obtener las condiciones óptimas de conservación.

METODO DE CONSERVACION POR CONGELACION Y ALMACENAMIENTO CONGELADO

1) Congelación del Producto.

Cuando se requiere preservar un producto en su estado original por períodos relativamente largos, se congela y almacena a -18°C . aunque existe una gran variedad de productos que pueden ser congelados, será necesario solo congelar aquellos de alta calidad, y en buenas condiciones.

Los factores que rigen la calidad final y vida de almacenamiento de productos congelados son:

- La naturaleza y composición del producto congelado.
- El cuidado que se haya puesto en la selección del manejo y preparación del producto para su congelación.
- El método de congelación.
- Las condiciones de almacenamiento.

Los productos alimenticios pueden congelarse lenta o rápidamente, la congelación lenta se efectúa colocando el producto en un cuarto frío a baja temperatura y dura de 3 horas a 3 días.

La congelación rápida se efectúa en cualquiera de las formas:

- Inmersión.- En una solución salina a baja temperaturas.
- Criogénica.- En nitrógeno líquido.
- Contacto directo.- En superficies frías como los congeladores de placa.
- Chorro de aire.- En aire frío atomizado.

La congelación rápida es mucho mejor que la lenta, ya que los productos congelados rápidamente conservan casi intactas sus propiedades respecto a los congelados lentamente, porque ofrece las ventajas siguientes:

- a) Los cristales de hielo que se forman son mucho más pequeños, por ello causan menos daño a las células.
- b) El período de congelación más corto permite menos tiempo por la difusión de las sales y la separación del agua en forma de hielo.
- c) El producto se enfría rápidamente a bajo de la temperatura de crecimiento de bacterias, hongos, levaduras, evitándose así la descomposición durante la congelación.

2) Almacenamiento Congelado.

La temperatura exacta para el almacenamiento congelado no es crítica siempre que sea muy baja y no fluctue; para períodos cortos se usa - 13°C, para períodos largos generalmente se usa - 21°C. aunque en algunos casos puede ser menor.

Cuando un producto se almacena arriba de - 29°C como normalmente se hace, la temperatura del cuarto no debe tener gran variación para evitar derretimiento y recongelación alternada de algunos de los jugos del producto, ya que esto tiende a aumentar los tamaños de los cristales de hielo en el producto, originando el mismo daño celular que ocurre con la congelación lenta.

Otro factor esencial en el almacenamiento congelado, es permitir una buena circulación de aire alrededor del producto, para evitar que alguna parte del producto se descongele, con alguna superficie caliente.

Cuando no se dispone de suficiente información y ante la gran variedad de productos, procesos y aplicaciones en la industria, cuando se presenta un trabajo de refrigeración, los clientes o competidores del ramo pueden ser una buena fuente de información para obtener la mejor aplicación.

Existen además una serie de datos estadísticos obtenidos por estudios científicos y praxis que pueden ser una buena fuente de información como los que a continuación se anexan para los productos perecederos.

En caso de que tengan diferentes productos deberá realizarse un cálculo por separado de cada uno, para estimar de modo preciso la carga total del producto.

DATOS DE ALMACENAMIENTO.

Existen para cada producto condiciones óptimas de temperatura y humedad, en las cuales se conservan mejor sus cualidades y se prolongan su duración. En la tabla II.1 se

indican condiciones de almacenamiento recomendadas para diversos productos alimenticios y en la tabla II.2 se indican las condiciones recomendadas para flores cortadas y plantas en crecimiento.

En la tabla II.3 se indican datos sobre diversos tipos de recipientes para el almacenamiento

Tabla II.1 Condiciones de Almacenamiento y Propiedades de Productos Alimenticios.

Producto	Temp. de Almac. °F	Humedad Relativa %	Duración Aproximada	Producto	Temp. de Almac. °F	Humedad Relativa %	Duración Aproximada
VERDURAS				FRUTAS			
Aceitunas	45 - 50	85 - 90	4 - 6 semanas	Aguaates	45 - 55	85 - 90	4 semanas
Ajos verdes	32	90 - 95	1 - 3 meses	Arándanos	36 - 40	85 - 90	1 - 4 meses
Alicachofas esféricas	31 - 32	90 - 95	1 - 2 semanas	Cerezas	31 - 32	85 - 90	10 - 14 días
Alicachofas Jerusalem	31 - 32	90 - 95	2 - 5 días	Ciruelas	31 - 32	80 - 85	3 - 4 semanas
Berrienas	45 - 50	85 - 90	10 días	Chabacano	31 - 32	85 - 90	1 - 2 semanas
Betabelias	32	90 - 95	1 - 3 meses	Cocos	32 - 35	80 - 85	1 - 2 meses
Betabelias en manojó	32	90 - 95	10 - 14 días	Duraznos	31 - 32	85 - 90	2 - 4 semanas
Brócoli	32	90 - 95	7 - 10 días	Frambuesa negra	31 - 32	85 - 90	7 días
Calabazas	50 - 55	70 - 75	2 - 6 meses	Frambuesa roja	31 - 32	85 - 90	7 días
Calabazas tipo betulla	45 - 50	75 - 85	5 - 8 semanas	Frambuesa congelada	-10 - 0	-	1 año
Calabazas de invierno	50 - 55	70 - 75	4 - 6 meses	Fresas frescas	31 - 32	85 - 90	7 - 10 días
Calabazas de verano	32 - 40	85 - 95	10 - 14 días	Fresas congeladas	-10 - 0	-	1 año
Carnotas	55 - 60	90 - 95	4 - 6 meses	Fresas envasadas y congeladas	-10 - 0	-	6 - 12 meses
Cebollas	32	10 - 75	8 - 8 meses	Frutas secas	32	50 - 60	9 - 12 meses
Coles	32	90 - 95	3 - 4 meses	Granadas	34 - 35	85 - 90	2 - 4 meses
Coles de Bruselas	32	90 - 95	3 - 4 semanas	Grosella	32	80 - 85	10 - 14 días
Coliflor	32	90 - 95	2 - 3 semanas	Higos frescos	28 - 32	85 - 90	6 - 7 días
Colirrábano	32	90 - 95	2 - 4 semanas	Higos secos	32 - 40	50 - 60	9 - 12 meses
Col rizada	32	90 - 95	2 - 3 semanas	Limas	48 - 50	85 - 90	6 - 8 semanas
Chicharos verdes	32	85 - 90	1 - 2 semanas	Limonas	32 - 58	85 - 90	1 - 4 meses
Chiles secos	32 - 40	85 - 75	6 - 9 meses	Mandarinas	31 - 38	90 - 95	3 - 4 semanas
Chirivías	32	90 - 95	2 - 6 meses	Mangos	50	85 - 90	2 - 3 semanas
Escarola	32	90 - 95	2 - 3 semanas	Mantanas	30 - 32	85 - 90	2 - 6 meses
Espinacas	32	90 - 95	10 - 14 días	Melones "Cantaloupe"	32 - 40	85 - 90	5 - 15 días
Ejotes	32 - 40	85 - 90	10 - 15 días	Melones "Casaba"	45 - 50	85 - 90	4 - 6 semanas
Habas	35	85 - 90	8 - 10 días	Melones "Honeydew - Honeyball"	45 - 50	85 - 90	2 - 4 semanas
Hongos	32 - 45	85 - 90	3 - 5 días	Melones Persa	45 - 50	85 - 90	1 - 2 semanas
Hongos cultivados en abono	34	75 - 80	8 meses	Membrillos	31 - 32	85 - 90	2 - 3 meses
Hongos cultivados en grano	32 - 40	75 - 80	2 semanas	Moras azules	31 - 32	85 - 90	3 - 6 semanas
Hongos en cultivo	32 - 35	85 - 90	3 - 6 meses	Moras negras	31 - 32	85 - 90	7 días
Lachugas	31	90 - 95	3 - 4 semanas	Naranjas	32 - 34	85 - 90	8 - 12 semanas
Maíz (elote)	31 - 32	85 - 90	4 - 8 días	Jugo de Naranja fresco	30 - 35	-	3 - 6 semanas
Napas	32	90 - 95	2 - 4 meses	Nispeiros	30	85 - 90	2 meses
Papas	38 - 55	85 - 90	-	Nueces	32 - 50	65 - 75	8 - 12 meses
Papinos	45 - 50	90 - 95	10 - 14 días	Papayats	45	85 - 90	2 - 3 semanas
Pimientos dulces	45 - 50	85 - 90	8 - 10 días	Piña madura	40 - 45	85 - 90	2 - 4 semanas
Rábanos de invierno	32	90 - 95	2 - 4 meses	Piña verde	50 - 60	85 - 90	3 - 4 semanas
Rábanos de primavera	32	90 - 95	10 días	Pera	29 - 31	85 - 90	-
Rábano picante	32	90 - 95	10 - 12 semanas	Plátanos	-	85 - 95	-
Rapónchico	32	90 - 95	2 - 3 semanas	Sandías	30 - 40	85 - 90	2 - 3 semanas
Sésame blanco	32 - 50	50 - 85	-	Toronjas	50	85 - 90	4 - 8 semanas
Semillas de Verduras	45 - 50	85 - 90	2 - 4 meses	Uva esparto	31 - 32	80 - 85	3 - 4 semanas
Tomates maduros	57 - 70	85 - 90	2 - 7 días	Uva tipo american	31 - 32	85 - 90	3 - 4 semanas
Tomates sin madurar	57 - 70	85 - 90	2 - 4 semanas	Uva tipo californica	30 - 31	85 - 90	3 - 4 semanas
Verduras envasadas y congeladas	-10 - 0	-	6 - 12 meses	Zarzaparrilla	31 - 32	85 - 90	7 - 10 días
Zanahorias	30	90 - 95	4 - 5 meses				
Zanahoras empacadas	32	80 - 90	3 - 4 semanas				

Tabla II.1 Condiciones de Almacenamiento y Propiedades de Productos Alimenticios. (Continuación)

Producto	Temp. de Almac. °F	Humedad Relativa %	Duración Aproximada	Producto	Temp. de Almac. °F	Humedad Relativa %	Duración Aproximada
CARNES				VARIOS			
Aves de corral frescas	32	85 - 90	1 semana	Aceite para ensaladas	35	-	1 año
Aves de corral congeladas	-20 - 0	90 - 95	9 - 10 meses	Café en grano	35 - 37	80 - 85	2 - 4 meses
Carne de cerdo fresca	32 - 34	85 - 90	3 - 7 días	Carveza en berri	35 - 40	-	3 - 10 semanas
Carne de cerdo congelada	-10 - 0	90 - 95	4 - 6 meses	Dulces	0 - 34	40 - 65	-
Carne de res fresca	32 - 34	88 - 92	1 - 6 semanas	Huevos frescos	29 - 31	80 - 85	6 - 9 meses
Carne de res congelada	-10 - 0	90 - 95	9 - 12 meses	Huevos congelados	0	-	más de 1 año
Carne de ternera	32 - 34	90 - 95	5 - 10 días	Levadura	31 - 32	-	-
Conexos frescos	32 - 34	90 - 95	1 - 5 días	Manteca de cerdo (sin antioxidante)	45	90 - 95	4 - 8 meses
Conexos congelados	-10 - 0	90 - 95	0 - 6 meses	Manteca de cerdo (sin antioxidante)	0	90 - 95	12 - 14 meses
Cordero fresco	32 - 34	85 - 90	5 - 17 días	Miel	-	-	1 año
Cordero congelado	-10 - 0	90 - 95	8 - 10 meses	Oleomargarina	35	60 - 70	1 año
Hígados congelados	-10 - 0	90 - 95	3 - 4 meses	Palomitas de Maíz sin reventar	32 - 40	85	-
Jamones y Lomos frescos	32 - 34	85 - 90	7 - 12 días	Pan	0	-	varias semanas
Jamones y Lomos congelados	-10 - 0	90 - 95	6 - 8 meses	Pieles y Tejidos	34 - 40	45 - 55	varios años
Jamones y Lomos curados	60 - 65	50 - 50	0 - 3 años				
Lomos grasos	34 - 38	85 - 90	3 meses	PRODUCTOS LACTEOS			
Salchichas ahumadas	40 - 45	85 - 90	6 meses	Crema (endulzada)	-15	-	varios meses
Tocino congelado	-10 - 0	90 - 95	4 - 6 meses	Hielos	-15	-	varios meses
Tocino curado (de Empacadora)	34 - 40	85	2 - 6 semanas	Leche condensada y endulzada	40	-	varios meses
Tocino curado (estilo granja)	34 - 40	85	2 - 6 meses	Leche evaporada	-	-	1 año
				Leche Pasteurizada Grado A	33	-	7 días
PESCADOS Y MARISCOS				Leche en polvo completa	45 - 55	Baja	varios meses
Pescado ahumado	40 - 50	50 - 60	6 - 8 meses	Leche en polvo sin grasa	45 - 55	Baja	varios meses
Pescado congelado	-10 - 0	90 - 95	8 - 10 meses	Mantequilla	32 - 40	80 - 85	2 meses
Pescado curado	28 - 35	75 - 90	4 - 8 meses	Mantequilla	-10 - 0	80 - 85	1 año
Pescado salado	-	90 - 95	10 - 12 meses	Queso	30 - 45	65 - 70	-
Pescado fresco	33	90 - 95	5 - 15 días				
Marisco congelado	-20 - 0	90 - 95	3 - 8 meses				
Marisco fresco	33	90 - 95	3 - 7 días				

Tabla 11.2 Condiciones de Almacenamiento para Flores Cortadas y Plantas en Cultivo.

Producto	Temp. de Almac. °F	Humedad Relativa %	Vida de Almacenamiento Aproximada	Tipo de Almacenamiento	Temp. Max. Cong. °F
FLORES CORTADAS					
Camelia	45	80 - 85	3 - 6 días	En seco	30.6
Clavel	31	80 - 85	1 mes	En seco	30.8
Crisantemo	31	80 - 85	2 - 5 semanas	En seco	30.5
Flor de lis	31	80 - 85	2 semanas	En seco	30.6
Gardenia	31	80 - 85	2 - 3 semanas	En seco	31.0
Gladiola	35	80 - 85	1 semana	En seco	31.4
Flor de chícharo	31	80 - 85	2 semanas	En seco	30.4
Lirio de agua	40	80 - 85	1 semana	En seco	-
Lirio de pascua	31	80 - 85	2 semanas	En seco	31.1
Lirio de los valles	31	80 - 85	2 - 3 semanas	En seco	-
Narciso	31	80 - 85	1 - 2 semanas	En seco	-
Orquídea	45 - 55	80 - 85	2 - 3 días	En agua	31.4
Peonia	31	80 - 85	6 semanas	En seco	30.1
Rosa	31	80 - 85	2 semanas	En seco	31.2
Tulipán	31	80 - 85	6 - 8 semanas	En seco	-
ARBUSTOS					
Acebo	31	85 - 90	1 - 4 semanas	En seco	27.0
Arándano	31	85 - 90	1 - 4 semanas	En seco	26.7
Helecho	31	85 - 90	4 - 5 meses	En seco	28.9
Laurel	31	85 - 90	1 - 4 semanas	En seco	27.6
Magnolia	31	85 - 90	1 - 4 semanas	En seco	27.0
Rododendro	31	85 - 90	1 - 4 semanas	En seco	27.6
Salaí	31	85 - 90	1 - 4 semanas	En seco	26.8
BULBOS					
Azucena	70 - 75	75 - 80	5 meses	En seco	30.8
Dalia	40 - 45	75 - 80	5 meses	En seco	28.7
Flor de lis	75 - 80	75 - 80	4 meses	En seco	-
Gladiola	40 - 45	75 - 80	8 meses	En seco	28.2
Lirio	31	75 - 80	2 - 3 meses	Envuelto en musgo	28.9
Nardo	40 - 45	75 - 80	4 meses	En seco	-
Peonia	40 - 45	75 - 80	5 meses	En seco	-
Tulipán	40 - 45	75 - 80	1 - 2 meses	En seco	27.6
PLANTAS EN MACETA					
Arbolitos y Arbustos	32 - 35	80 - 85	4 - 5 meses	-	-
Esquejes	33 - 40	85 - 95	-	Envueltos	-
Herbáceos perennes	27 - 35	80 - 85	-	-	-
Matas de rosal	32 - 35	85 - 95	4 - 5 meses	Raíces al descubierto	-
-	-	-	-	envueltas en plástico	-
Plantas de fresas	30 - 32	80 - 85	4 - 10 meses	Raíces al descubierto	29.9
-	-	-	-	envueltas en plástico	-

Tabla II.3 Datos Sobre el Espacio, Peso y Densidad para Productos Almacenados en Cámaras Refrigeradas.

Producto	Tipo de Paquete	Dimensiones Exteriores del Paquete en Pulgadas	Peso Bruto Promedio: con el Paquete en libras	Peso Neto Prom. del Producto en libras	Densidad Promedio del Peso Bruto en libras por pie ³	Densidad Promedio del Peso Neto en libras por pie ³
Almendras con cáscara	Sacos	24 x 15 x 33	91.5	90	13.3	13.1
Almendras sin cáscara	Cajas	6.8 x 23.5 x 11	32	28	31.7	27.7
Apo	Caja alambreada	20.2 x 16 x 9.8	60	55	32.8	30.0
	Caja de cartón	16 x 11 x 10	36	32	35.4	31.4
Arándanos	Caja de cartón	15.7 x 11.2 x 10.5	26	24	24.1	22.2
Bérbol congelado	Caja de cartón de 24 - 10 onzas	12.5 x 11.5 x 8.5	18.5	15	26.2	21.2
Cacahuates sin cáscara	Costal	35 x 10 x 15	127	125	39.2	38.6
Camarones	Caja de cartón de 2.5 y 5 libras	Hecho a la medida	—	—	—	35.0
Carne de cordero sin hueso	Caja de fibra	20 x 15 x 5	57	53	65.7	61.0
Carne de res sin hueso	Caja de cartón	28 x 18 x 8	146	140	83.4	60.0
Carne de res (delantero)---	Suelio	—	—	—	—	22.2
Carne de res (trasero)	Suelio	—	—	—	—	22.2
Carne de ternera sin hueso	Caja de cartón	20 x 16 x 8	57	63	65.7	61.0
Coca desmenuzada	Sacos	38 x 10.5 x 8	101	100	31.0	30.7
Concentrados cítricos congelados	Caja de cartón de 48 - 6 onzas	13 x 8.8 x 7.5	27	26	54.7	52.7
Crema	Latas	12 x 12 x 14	52.75	50	45.2	42.9
Chicharros	Caja de cartón de 6 - 5 libras	17 x 11 x 8.5	32	30	31.1	28.2
Chicharrón	Paquetes	23.5 x 10.5 x 7	57	57	57.0	57.0
Chiles	Sacos	45 x 21 x 28	234	229	16.5	16.1
Duraznos	Canasta	Diámetro 17	41	38	43.9	40.7
	Canasta	Diámetro 14.5	28	25	45.0	40.2
	Canasta alambreada	19 x 11.5 x 11.5	42	38	29.2	26.4
	Caja de madera con asas	18.1 x 11.5 x 5.7	26	23	38.0	33.1
Duraznos congelados	Caja de cartón de 24 - 1 libra	13.5 x 11.2 x 7.5	27	24	41.0	36.4
Ejotes congelados	Caja de cartón de 36 - 10 onzas	12.5 x 11 x 6	25.5	22.5	40.1	35.3
Espinacas congeladas	Caja de cartón de 24 - 12 onzas	13.5 x 11.7 x 8.2	27	18	27.7	23.8
Espinacos	Caja de cartón de 24 - 14 onzas	12.5 x 11 x 8.5	24	21	35.5	31.0
Fresas	Lata de 30 libras	12.5 x 10 x 10	32	30	44.2	41.5
Frutas secas	Caja de madera	15.5 x 10 x 6.5	26.5	25	45.4	42.9
Dátiles	Caja de cartón	14 x 14 x 11	32	30	25.7	24.0
Ciuelas, Higos, Duraznos y Uvas Patas	Caja de cartón	15 x 11 x 7	32	30	37.9	44.9
Huevos frescos	Caja de madera	28 x 12 x 13	55	45	23.4	19.1
Huevos congelados	Latas	10 x 10 x 12.5	32	30	44.2	41.5
Leche condensada	Barriles	35 x 25.5 x 25.5	670	600	50.9	45.6
Lechuga	Caja de cartón	20.5 x 13.5 x 9.5	37.5	35	24.7	—
	Caja de cartón	21.5 x 14.5 x 10.5	45	42	28.9	25.2
	Huacal para 30 cajas	42 x 50 x 66	1350	1170	16.8	14.6
Limonas	Caja de cartón	18.2 x 10.1 x 10.5	40	37	40.0	37.0
Lomos con hueso	Caja de madera	28 x 10 x 10	60	54	37.0	33.3
Lomos deshuesados	Caja de fibra	20 x 15 x 5	57	52	65.7	59.9
Manteca de cerdo 2 - 20 libras	Caja de madera para exportación	18 x 13.2 x 7.7	64	56	59.8	52.5
Manzanas	Caja de madera	19.5 x 11 x 12.2	50	42	33.1	27.8
—	Caja de cartón	20.5 x 12.5 x 13.5	46.75	43	23.8	21.9
	Huacal	47 x 47 x 30	1030	900	26.9	23.5
Moras azules congeladas	Caja de cartón de 24 - 12 onzas	12 x 11.5 x 8	20	18	31.3	28.2
Naranjas	Caja de cartón de 24 - 12 onzas	12.1 x 13.2 x 26.2	77	69	31.5	28.3
	Caja Tipo Bruce	13 x 11 x 26.2	88	83	40.5	38.2
	Huacal para 40 cajas	40 x 48 x 58.5	1890	1480	26.0	22.8
Naranjas de California	Caja de cartón	18.2 x 10.1 x 10.5	40	37	38.0	35.2
Naranjas de Florida	Caja de cartón	19.2 x 12.2 x 8	45	37	41.3	33.8
Nuez de la India con cáscara	Costal	35 x 22 x 12	127	125	23.7	23.4
Nuez de la India sin cáscara	Caja de cartón	13 x 13 x 11	32	30	29.8	27.9
Nueces inglesas con cáscara	Sacos	25 x 11 x 31	103	100	20.9	20.3
Nueces inglesas sin cáscara	Caja de cartón	14 x 14 x 10	27	25	23.8	22.0
Papas	Suelio	33 x 12.5 x 11	101	100	27.5	27.2
Papas a la Francesa	Caja de cartón de 12 - 16 onzas	—	—	—	—	28.6
Papas congeladas (6 por paquete)	Caja de cartón	22 x 16 x 4	32.5	31	39.9	38.0
Pavos	—	—	—	—	—	—
3 - 8 libras (6 por paquete)	Caja de cartón	21 x 17 x 6.5	30	27	22.5	20.1
6 - 10 libras (6 por paquete)	Caja de cartón	26 x 21.5 x 7	52.5	48	23.3	21.2
10 - 13 libras (4 por paquete)	Caja de cartón	26.5 x 16 x 7.5	50	46	27.2	25.0
13 - 16 libras (4 por paquete)	Caja de cartón	29 x 18.5 x 9	67.5	62	24.2	22.2
16 - 20 libras (2 por paquete)	Caja de cartón	17 x 16 x 9	39	38	27.7	25.4
20 - 24 libras (2 por paquete)	Caja de cartón	19 x 16.5 x 9.5	47.5	44	27.6	25.5

Tabla 11.3 Datos Sobre el Espacio, Peso y Densidad para Productos Almacenados en Cámaras Refrigeradas. (Continuación)

Producto	Tipo de Empaque	Dimensiones Exteriores del Empaque en Pulgadas	Peso Bruto Promedio con Empaque en libras	Peso Neto Prom. del Producto en libras	Densidad Promedio del Peso Bruto en libras por pie ³	Densidad Promedio del Peso Neto en libras por pie ³
Peras	Caja de madera	8.5 x 11.5 x 18	52	48	51.0	47.1
Peras envueltas	Caja de cartón	18.5 x 12 x 10	52	48	40.5	35.0
Pescados congelados	Caja de cartón de 12 · 8 onzas	11 x 8.2 x 3.9	6.9	6	33.6	29.3
Barritas de pescado	Caja de cartón de 24 · 8 onzas	17 x 8.5 x 4.5	13.8	12	37.8	32.9
Fileta	Caja de cartón de 12 · 16 onzas	12.7 x 8.5 x 4	13.5	12	55.8	49.6
Huachinango en rodajas	Sin envase (congelado)	Caja de madera, suelto	—	—	—	30.35
Pescado molido	Sin envase (congelado)	Caja de madera, suelto	—	—	—	30.35
Porcoones	Caja de cartón de 2, 3, 5 libras	Hecho a la medida	—	—	—	29.33
Salmón	Sin envase (congelado)	Apilado, suelto	—	—	—	33.35
Trazos	Caja de cartón de 4 · 13.5 libras	20.7 x 12.2 x 6.7	56	54	57.0	55.0
	Caja de cartón de 4 · 16.5 libras	19.7 x 10.7 x 11.3	68	66	49.2	47.8
Pollo fresco (desviscerado)	Canasta alambrada	24 x 10 x 7	65	60	27.5	25.4
Pollo entero (24 · 30 por paquete)	Canasta alambrada	17.7 x 10 x 12.5	54	50	42.1	38.9
Pollo en partes						
Pollo congelado (desviscerado)	Caja de cartón	20.7 x 18 x 5.5	32.5	30	27.3	25.2
8 Pollos por paquete	Caja de cartón	20.7 x 18 x 5.5	30.5	30	27.3	25.2
8 Pollos por paquete	Empaque flejado	16 x 16 x 13	84	78	43.8	40.5
Queso	Madera de exportación	17 x 17 x 14	87	76	37.1	32.5
Queso suizo	Empaque cilíndrico	32.5 x 32.5 x 7	—	171	—	40.0
Tomates de California	Caja de madera con asas	17.5 x 14 x 7.5	34	30	30.9	27.3
Tomates de Florida	Caja de cartón	19 x 10.8 x 3.8	43	40	33.3	31.0
	Canasta alambrada	18.8 x 11.9 x 11.0	64	60	41.3	38.7
Tomates de Texas	Caja de madera con asas	17.5 x 14 x 6.8	34	30	38.2	31.9
Toronjas	Caja de cartón	19.2 x 12.2 x 8	40	38	36.7	34.9
Uvas de California	Caja de madera con asas	6.5 x 15 x 18	31	28	32.4	29.2

CAPITULO 3

**-PRINCIPALES COMPONENTES DE
UN EQUIPO DE REFRIGERACION
POR COMPRESION DE VAPOR.**

3.- COMPONENTES DE UN EQUIPO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR.

Como ya se vió en el capítulo 1 un sistema de refrigeración se divide en dos partes:

a) Lado de baja presión del sistema. Que esta compuesto por el control de fluido, el evaporador y la línea de succión.

En esta zona se crea una presión muy baja que permite que el refrigerante hierva a baja temperatura, tomando el calor del medio refrigerado.

b) Lado de alta presión del sistema. Que consiste de: compresor, línea de descarga, el condensador, el receptor, y la línea de líquido.

La presión ejercida en esta parte del sistema por el refrigerante, hace que este se condense a una temperatura mayor en el condensador al ceder calor al medio condensante.

Los puntos que separan el lado de alta y baja presión del sistema, son el control del flujo del refrigerante en donde se reduce la presión de este, y las válvulas de descarga del compresor, a través de las cuales el vapor a alta presión es despedido despues de la compresión.

CICLO DE REFRIGERACION.

Al circular el refrigerante por el sistema, pasa por varios cambios de estado o condiciones, cada uno recibe el nombre de proceso, el refrigerante comienza una serie de procesos en secuencia definida y regresa a la condición inicial, esta serie de procesos se llama ciclo.

El ciclo simple de refrigeración por compresion de vapor, se forma de cuatro procesos fundamentales: 1) Expansión, 2) Vaporización, 3) Compresión y 4) Condensación.

Para comprender debidamente el ciclo de refrigeración y las funciones de sus componentes, es necesario considerar cada uno de los procesos del ciclo, tanto separadamente como en relación con el ciclo completo. Ya que cualquier cambio en uno de los procesos del ciclo, produciría cambios en todos los demas procesos.

3.1.- CICLO TIPICO DE COMPRESION DE VAPOR.

A continuación se describe un ciclo típico de comprensión de vapor (Fig. III.1), el ciclo opera en la siguiente forma:

El refrigerante líquido a alta presión es alimentado del recibidor a través de la tubería del líquido, pasando por un filtro secador al instrumento de control que separa el lado de

alta presión del sistema del lado de baja presión.

El instrumento de control alimenta de refrigerante líquido al evaporador y reduce la presión del refrigerante a la de evaporación o baja presión, esta reducción de presión en el refrigerante líquido hace que este hierva o se vaporice hasta que alcanza la temperatura de saturación correspondiente a la presión respectiva, y el refrigerante a baja temperatura pasa al evaporador

El instrumento de control regula el flujo de refrigerante en el evaporador según se necesite, para mantener una cierta diferencia de temperatura de sobrecalentamiento entre la temperatura de vaporización y el vapor que sale del evaporador.

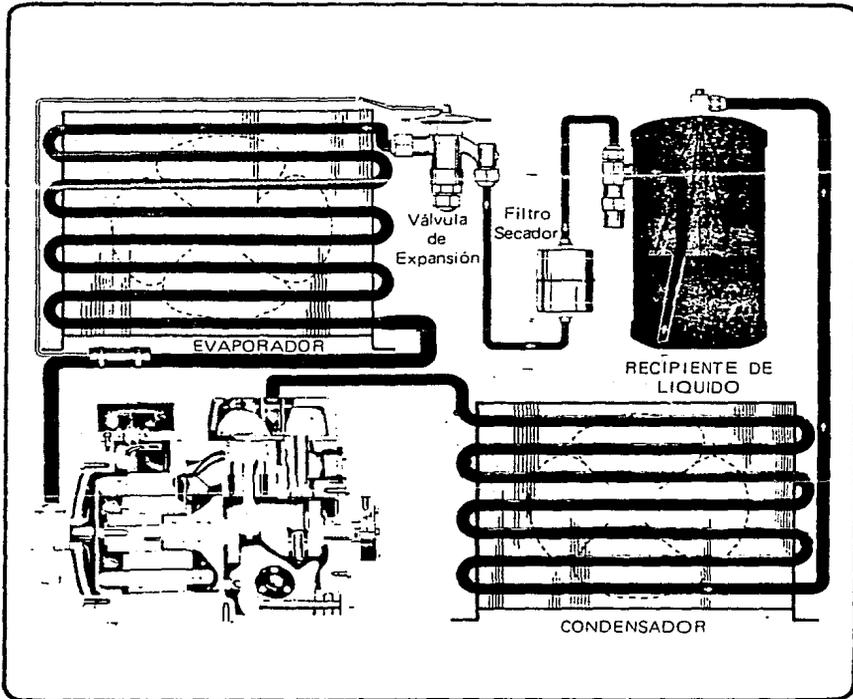


Figura III.1 Sistema Típico de Refrigeración.

El refrigerante evaporizado viaja del evaporador a través de las tuberías de succión al compresor, el compresor toma el vapor a baja presión y temperatura, comprimiéndolo y aumentando su presión y temperatura. Caliente y a alta presión, el refrigerante es descargado y bombeado al condensador en donde es enfriado por un medio externo, conforme el refrigerante alcanza su temperatura de saturación correspondiente a la alta presión del condensador, el vapor se condensa fluyendo al receptor en estado líquido y repitiendo nuevamente el ciclo.

CICLO DE CARNOT.

Este ciclo teórico es la base científica en el que se sustenta cualquier sistema práctico de refrigeración, Sadi Carnot estableció el concepto de la reversibilidad, proponiendo un ciclo reversible y demostró que era esencial para obtener el rendimiento máximo.

Carnot propuso un ciclo reversible (fig.III.2), en el que a un sistema con flujo de masa situado en el interior de un cilindro, se le agrega calor a una temperatura constante (T_1), procedente de una fuente de calor infinita, suponiendo una transmisión reversible de calor. Este proceso suponía una expansión isotérmica desde el punto (A) al (B). Si en el punto B se retiraba la fuente de calor, la expansión proseguía isoentrópicamente hasta el punto (C), en este punto se invertía el movimiento del pistón extrayendo energía de los gases a una temperatura constante (T_2) y lanzándolo a un depósito de capacidad infinita a la misma temperatura. En el punto (D) se retiraba el depósito y el proceso continuaba hasta el punto (A) con una compresión isoentrópica, complementándose el ciclo.

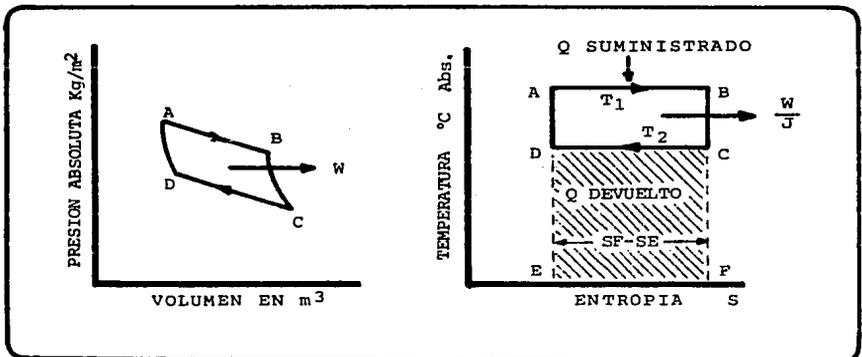


Figura III.2 Ciclo de Carnot.

Como vemos el ciclo de Carnot para un gas perfecto, consta de cuatro operaciones sucesivas:

- (AB) Expansión Isotérmica.- donde el calor es tomado de un depósito caliente a una temperatura constante. T1
- (BC) Expansión adiabática en la que la temperatura del fluido T1 baja a una temperatura T2.
- (CD) Expansión Isotérmica.- En ella el calor es cedido al cuerpo frío a una temperatura T2
- (DA) Compresión Adiabática.- en donde la temperatura del gas se incrementa, de una temperatura T2 a una temperatura T1

De la figura III.2 podemos ver que el trabajo útil efectuado en este ciclo viene representado en el diagrama presión-volumen (PV) por la superficie A-B-C-D-A, la energía suministrada al sistema esta representada en el diagrama (TS) por la superficie E-A-B-F-E, la energía lanzada al depósito, por la superficie E-D-C-F-E y la diferencia entre ambas áreas es el equivalente calorífico del trabajo realizado, y viene representado por la superficie A-B-C-D-A, el rendimiento del sistema esta dado por:

$$C_c = \frac{Q_{\text{suministrado}} - Q_{\text{perdido}}}{Q_{\text{suministrado}}} = \frac{W/J}{Q_{\text{suministrado}}}$$

Y si

$$\begin{aligned} Q_{\text{suministrado}} &= T_1 (S_f - S_e) \\ Q_{\text{perdido}} &= T_2 (S_f - S_e) \end{aligned}$$

sustituyendo en la ecuación anterior:

$$C_c = \frac{T_1 (S_f - S_e) - T_2 (S_f - S_e)}{T_1 (S_f - S_e)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

De la fórmula anterior podemos ver que para que exista un rendimiento máximo en el sistema, tendrá que suministrarse la energía a una máxima temperatura posible T1 y la porción inútil, lanzarla a la mínima temperatura posible T2, la energía no utilizada o inútil es la más baja del ciclo.

Si suponemos el ciclo reversible mostrado en los diagramas PV y Ts usando un gas refrigerante (fig. III.3)

En donde el proceso de 1 a 2, el refrigerante se comprime adiabáticamente, en seguida viene una compresión isotérmica de 2 a 3, luego una expansión adiabática de 3 a 4 y finalmente una expansión isotérmica de 4 a 1 que completa el ciclo.

En este ciclo el gas realiza trabajo durante la expansión y se realiza trabajo sobre el, en la compresión.

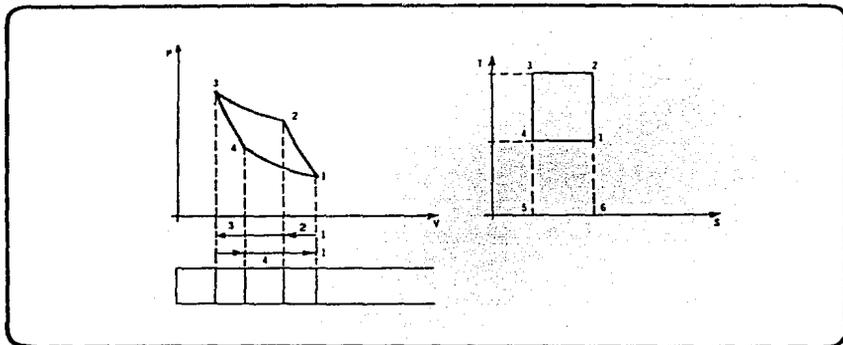


Figura III.3 Ciclo Teórico Cuando se Usa un Gas Refrigerante

El trabajo neto es el representado por el área 1 2 3 4 1 del diagrama PV.

En el diagrama TS, el calor cedido por el sistema se representa en el área 2 3 5 6 2 el calor suministrado al sistema es el área 4 1 6 5 4 la diferencia 1 2 3 4 1 es la energía que se suministra en forma de trabajo.

El proceso de 1 a 2 se realiza en el compresor, de 2 a 3 en el condensador, de 3 a 4 se realiza en la válvula de expansión y de 4 a 1 en el evaporador.

Para un sistema de refrigeración a la eficiencia de Carnot se le llama coeficiente de comportamiento (CC) y es la relación entre el calor absorbido por el refrigerante y el calor equivalente del trabajo realizado por el compresor, si para el ciclo de Carnot se tiene

$$CC1 = \frac{T1}{T2 - T1}$$

Para la máquina refrigerante.

$$CC2 = \frac{\text{Calor absorbido por el refrigerante}}{\text{Calor equivalente del compresor}} = \frac{\text{Efecto neto de refrigeración}}{W}$$

La eficiencia del ciclo es : $NC = \frac{CC2}{CC1}$

CICLO DE UN VAPOR REFRIGERANTE O CICLO SATURADO SIMPLE.

El ciclo de un vapor refrigerante puede considerarse como una modificación o desviación del ciclo de Carnot, y se define en cuatro procesos (fig. III.4).

- 1-2 Compresión adiabática reversible.
- 2-3 Suministro de calor a presión constante reversible.
- 3-4 Expansión irreversible.
- 4-1 Absorción de calor a presión constante irreversible.

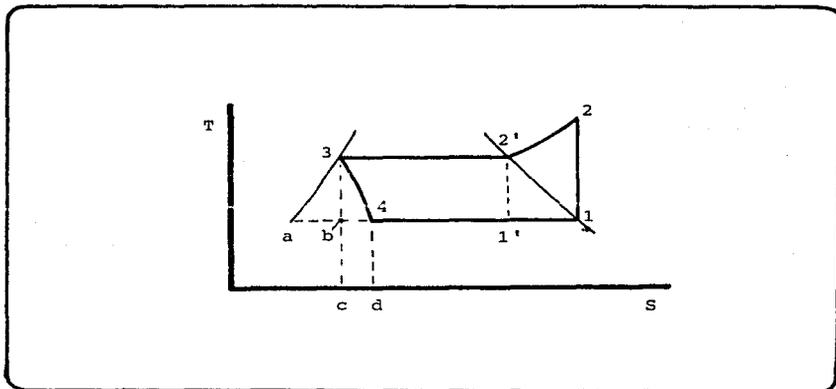


Figura III.4 Ciclo Teórico de un Refrigerante.

En el diagrama teórico se considera que el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como un vapor saturado, y que el líquido sale de condensador y entra al control de refrigerante como líquido saturado.

CICLO FÍSICO DE REFRIGERACION.

El ciclo físico de refrigeración se desvía un poco del ciclo saturado simple, esto se debe a que en el ciclo saturado simple, se postulan ciertas suposiciones que no son ciertas en los ciclos físicos por ejemplo; en un ciclo saturado simple, se desprecia el efecto de la caída de presión en la tuberías, el efecto del sobrecalentamiento en la succión del compresor, el efecto del subenfriamiento del líquido, además se supone que la compresión es isentrópica, y en la realidad es politrópica.

El conocimiento del ciclo de compresión de vapor requiere de un estudio intenso no solamente de cada uno de los procesos, sino también de sus interrelaciones y de los efectos que originan algún cambio en un proceso, sobre todo los demás procesos del ciclo. Lo anterior se simplifica grandemente

utilizando diagramas y gráficas sobre los cuales pueden ilustrarse el ciclo completo.

Los diagramas que se usan frecuentemente en el ciclo de refrigeración son: presión-entalpía (PH) y el de temperatura - entropía (TS) con su ayuda se podrá analizar las ventajas y desventajas de desviar el ciclo teórico de refrigeración para aplicaciones prácticas.

Como se describió en el ciclo de refrigeración, los componentes deben estar diseñados para cumplir las funciones requeridas, a continuación se describen las características de los componentes del sistema de refrigeración:

3.2- TANQUE RECIBIDOR.

Es un recipiente de alta presión donde se almacena el refrigerante del sistema, para absorber las fluctuaciones de ajuste en la carga refrigerante, el receptor tiende a mantener al condensador purgado de líquido, evitando que el nivel del mismo se eleve en el condensador y reduzca la cantidad de superficie efectiva del condensador, el receptor del líquido sirve también como tanque de almacenamiento de bombeo fuera, para refrigerante líquido.

Existen dos tipos de recibidores de líquido: el del flujo continuo y el del impulso (fig. III.5). En el tipo de flujo continuo, todos los líquidos del condensador se purgan en el receptor antes de pasar a la línea de líquido. El de tipo de impulso difiere del de flujo continuo, en que solo una parte del líquido del condensador, que no se requiere en el evaporador , entra al receptor; con el receptor del tipo de impulso, el líquido refrigerante entra y abandona al receptor por la misma abertura.

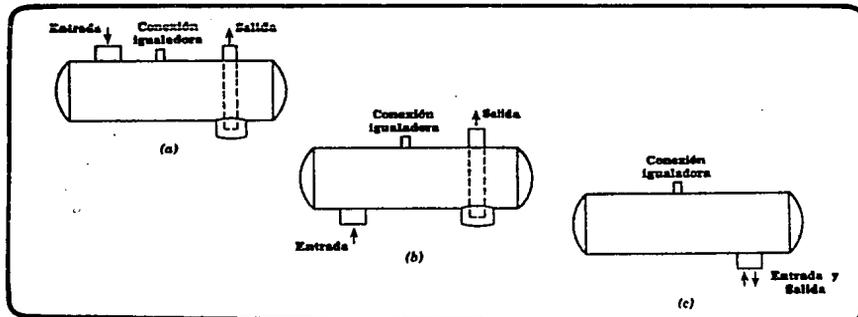


Figura III.5 Tanques Recibidores : Receptor de Flujo Continuo con (a) Entrada Superior, (b) Entrada Inferior; (c) Receptor del Tipo de Impulso.

3.3.- FILTRO SECADOR.

Entre el recibidor y el instrumento de control existe un filtro deshidratador, cuya función principal es eliminar la humedad del sistema, la presencia de esta en un sistema puede provocar problemas de congelamiento del instrumento de control y favorecer la formación de ácidos que aceleran la corrosión.

Al dispositivo para remover la humedad del refrigerante se le denomina secador, y al material se le denomina desecante.

Un desecante es una sustancia sólida capaz de remover la humedad de un gas, líquido o sólido. el desecante puede moldearse en una forma especial para adaptarse al recipiente o también se puede utilizar en forma de gránulos o balas.

Los desecantes más usados son el gel de sílice, alumina activado y el drierite, normalmente se encuentran en el mercado en recipientes apropiados según su capacidad (fig. III.6)

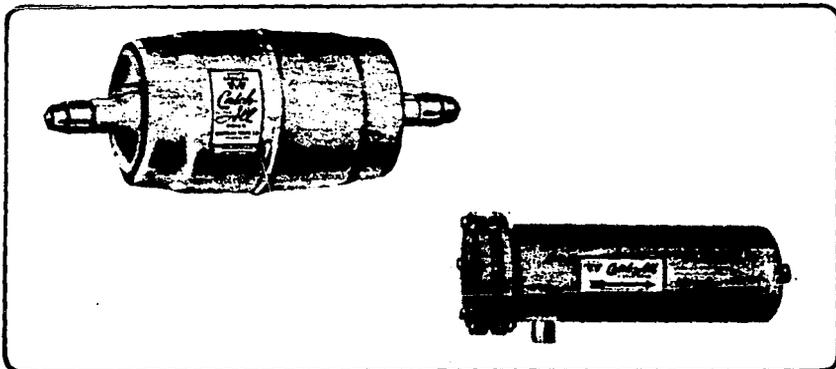


Figura III.6 Filtros Secadores (a) Sellado, (b) Con Núcleo Reemplazable.

3.4.- EVAPORADORES.

Es el dispositivo en el lado de baja presión del sistema de refrigeración, a través del cual fluye el calor que se extrae del espacio o producto a refrigerar, es decir, absorbe el calor del sistema con objeto de que pueda transferirse al condensador.

Los dos tipos básicos de evaporadores son el de expansión directa y el inundado. El de expansión directa esta formado por un tubo continuo o serpentín, en un evaporador de expansión directa no dispone de los medios para recircular líquido o gas dentro del evaporador. (Fig. III.7).

EVAPORADOR INUNDADO.-

Se recircula el refrigerante mediante una cámara de condensación, la cámara de condensación es un tanque o recipiente al cual entra el líquido del dispositivo de medición, el líquido fluye a través de la cámara de condensación hacia el evaporador en donde, hierve y luego regresa a la cámara en la que se separan el refrigerante líquido y gaseoso. (Fig. III.7)

La ventaja del evaporador inundado, es que toda la superficie del recipiente del evaporador, se encuentra en contacto con el refrigerante líquido bajo todas las condiciones de carga.

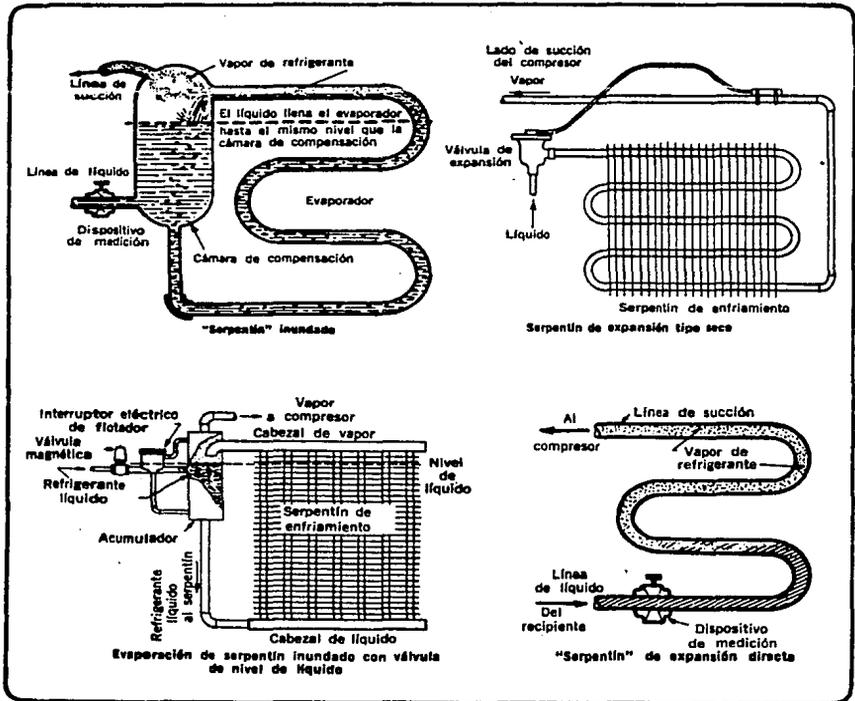


Figura III.7 Diferentes Tipos de Evaporadores.

En un evaporador de este tipo el líquido cubre casi la totalidad del evaporador, tan pronto como el refrigerante se evapora, un flotador regula el nivel del líquido hasta que alcanza su nivel, este tipo de evaporador es muy eficiente debido a que el refrigerante líquido se encuentra en contacto con toda la superficie interior del evaporador, a través de este contacto con las paredes relativamente calientes de los tubos es como se realiza la evaporación del líquido, aparentemente en un sistema inundado requiere de mayor cantidad de refrigerante que un sistema seco de expansión directa, sin ser así. El flujo del refrigerante se controla por un gran variedad de dispositivos tales como el flotador de baja y el de alta, el de tipo capilar etc.

EVAPORADORES DE EXPANSION DIRECTA.-

El serpentín es uno de los dos dispositivos utilizados con mayor frecuencia para el enfriamiento del aire, conforme el aire caliente fluye alrededor de los tubos de serpentín, cede su calor al refrigerante en ebullición dentro de la tubería.

Otro tipo de evaporador es el enfriador de agua tipo cubierta y tubos, en el, el líquido rodea la parte exterior de los tubos, el refrigerante dentro hierve al tomar calor del líquido como se demuestra en la fig. (III.7)

Este tipo de evaporador también llamado de casco y tubo, se utiliza con refrigerantes secundarios para enfriar otros serpentines, como en el caso de los sistemas de refrigeración en los cuales circula agua después de haberse enfriado en los evaporadores.

Aunque solo se han descrito dos tipos de evaporadores de expansión directa, existen una gran variedad, entre los que se encuentran los de tubo simple y placa, los de convección forzada, evaporador de doble tubo, etc.

3.5.- COMPRESORES.-

El compresor constituye la parte principal del sistema de refrigeración, ya que bombea el refrigerante a través de sistema de refrigeración creando la baja y alta presión necesarias para lograr las temperaturas de saturación, condensación y evaporación requeridas para efectuar la transferencia de calor, completándose así el ciclo de refrigeración por compresión.

FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR.-

En términos breves, la función del compresor consiste en mantener la diferencia de presiones entre los lados de alta y baja presión del sistema, en este proceso se originan algunas condiciones en que :

- La presión y temperatura del refrigerante en el evaporador se reduce, permitiendo que el refrigerante hierva y absorba humedad y calor del medio circundante.
- La presión y temperatura del refrigerante en el condensador se aumenta permitiendo que el refrigerante ceda calor a las temperaturas existentes a algun medio disipador de calor.

DISEÑO DE COMPRESORES.-

En general existen cuatro tipos de compresores, que se dividen en :

- Compresores de desplazamiento Positivo.
 - Reciprocantes.
 - Rotatorios.
 - Helicoidales (de tornillo).
- Compresores Cinéticos.
 - Centrífugos.

- Compresores Reciprocantes.

Son generalmente una bomba de tipo pistón - cilindro, las partes principales incluyen el cilindro, pistón, biela de conexión, cigüeñal, cabeza del cilindro y válvulas, estas partes se encuentran indicadas en la fig. III.8, la cual muestra el ciclo de operación de un compresor simple, en su carrera descendente absorbe refrigerante caliente, al crearse una zona de baja presión en el compresor menor que la de tubería de succión. En el desplazamiento de descarga se comprime y eleva la presión y temperatura del refrigerante mandandola al condensador, al regresar de la parte superior de su desplazamiento el pistón permite la entrada de refrigerante caliente nuevamente del ciclo.

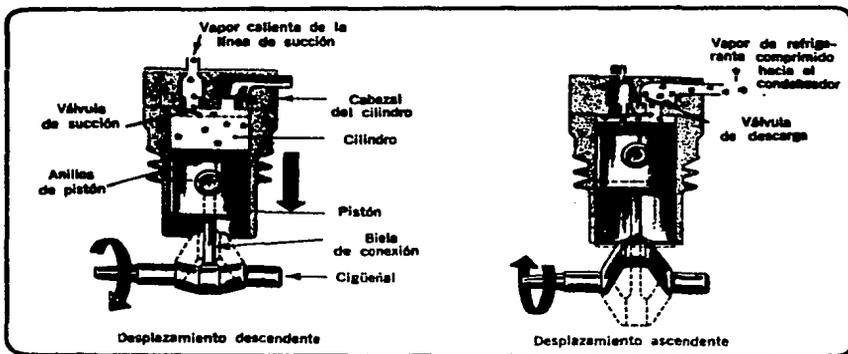


Figura III.8 Compresor Reciprocante Tipo Abierto.

Los compresores se dividen según su construcción por la transmisión de potencia en:

- Abiertos
- Semiherméticos
- Herméticos

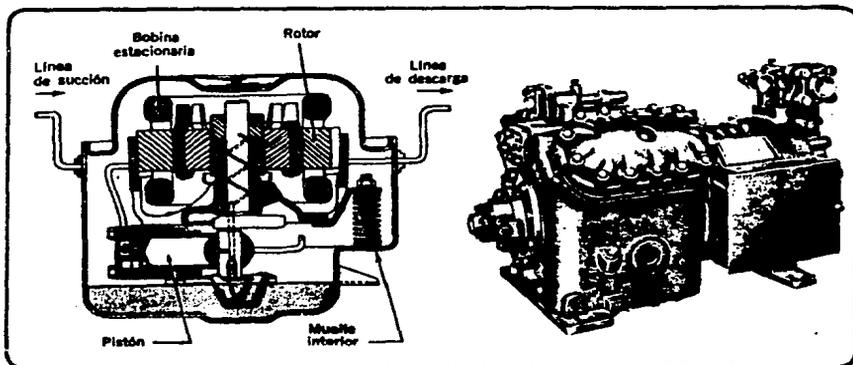


Figura III.9 Compresores Recíprocos (a) Semihermético, (b) Hermético.

- Compresores Rotatorios.

Se clasifican así porque operan por medio del movimiento circular o rotatorio, a diferencia de la operación recíprocante anterior, un compresor rotatorio es una unidad de desplazamiento positivo, y generalmente se usa para hacer vacío en los sistemas recíprocantes; Existen dos tipos de compresores rotatorios, el primero usa una a más aletas estacionarias para sellar la succión de los gases, el segundo usa aletas de sellado que giran con el eje.

a) Compresores de aleta estacionaria o de pistón rotatorio. En este tipo, las partes móviles son un anillo de acero, una leva excéntrica y una barra corrediza, las partes estacionarias consisten: en el motor que impulsa el eje y el cilindro de acero; conforme el excéntrico del eje gira, mueve el anillo de modo que su punto de circunferencia siempre este en contacto con la pared del cilindro, en su trayectoria circular arrastra al refrigerante comprimiendolo contra la pared interior del cilindro, al disminuir el espacio entre ambos dentro del cabezal del cilindro, existe una puerta de entrada de succión del evaporador y una de salida o descarga hacia el condensador entre las dos puertas se tiene una aleta de sello corrediza que separa las dos cámaras así formadas, su conformación se muestra en la fig. III.10

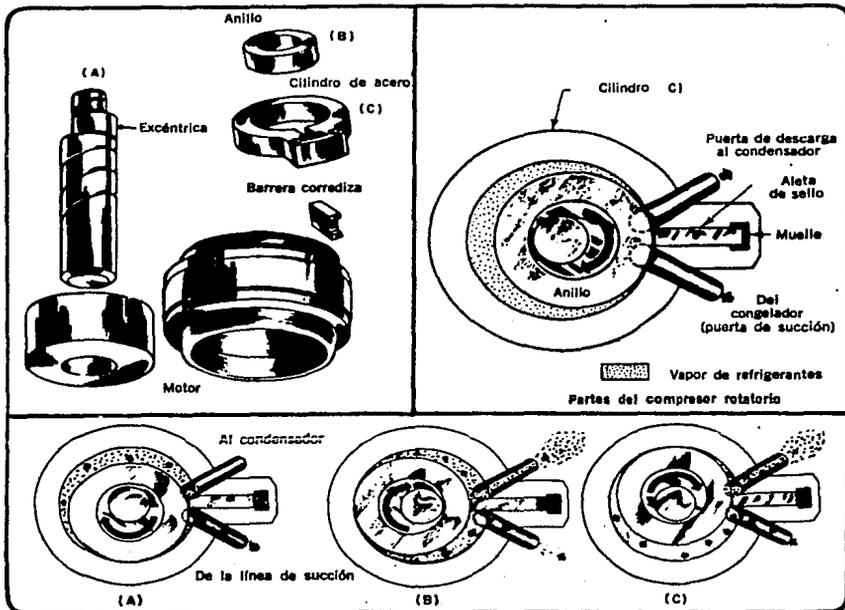


Figura III.10 Componentes de un Compresor Rotatorio y Ciclo de Compresión.

b) Compresor rotatorio con aletas de sellado. Sigue el mismo principio anterior, a diferencia de que dispone de varias aletas en el rotor, estas aletas se forzan contra la pared por medio una fuerza centrífuga. El cabezal del cilindro se encuentra descentrado, de modo que existe un espacio semilunar que permite tomar el gas de succión en la puerta de acceso y comprimirlo en la rotación hasta expulsarlo en la puerta de salida. (Fig.III.11).

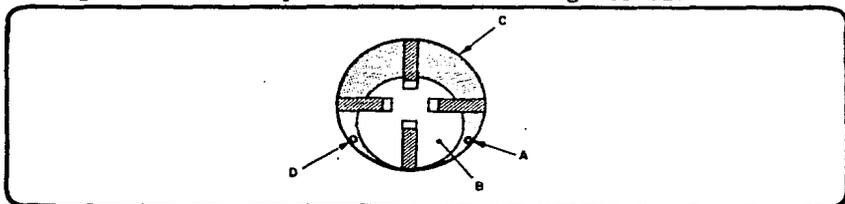


Figura III.11 Compresor Rotatorio del tipo de Aletas de Sellado.

- Compresores Helicoidales (de tornillo).

El compresor helicoidal de tornillo ha sido usado en refrigeración pesada principalmente, en la figura III.12 se muestra las partes de un compresor de tornillo; el compresor esta formado principalmente por dos lóbulos helicoidales, uno es motriz y el otro de inducción, y una carcasa que tiene integrada las lumbreras de succión y descarga, su ciclo opera de la forma siguiente:

- 1) El gas es succionado llenando el espacio entre los lóbulos adyacentes.
- 2) Al girar los rotores, el espacio intermodular se mueve desde la puerta de entrada, manteniendolo sellado, al continuar su rotación progresivamente reduce el espacio ocupado por el gas, causando la compresión.
- 3) Cuando el espacio intermodular es expuesto al pörtico de salida, se descarga el gas completandose así el ciclo.

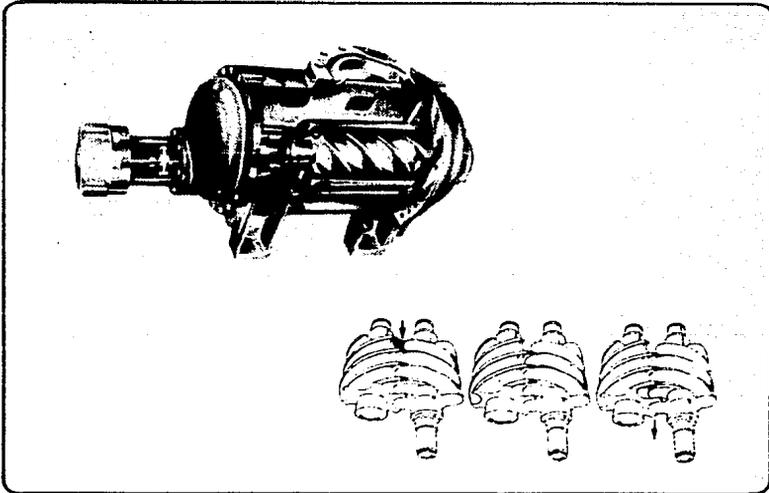


Figura III.12 Compresor de Tornillo y Ciclo de Compresión.

- Compresores Centrifugos.

El sistema de refrigeración centrífuga depende de la fuerza centrífuga para la compresión de vapor de refrigerante. el rotor-impulsor del compresor centrífugo, permite la entrada del vapor refrigerante cerca del eje, y lo descarga a alta velocidad en el borde exterior del impulsor, esta alta velocidad se transforma en presión.

Cuando la caída de presión es alta, el compresor se construye en etapas, la descarga de una etapa entra por la entrada de succión de la etapa siguiente hasta llegar a la última etapa, utilizando tanta energía como sea necesario; normalmente se usan en sistemas de media y alta capacidad, su construcción se percibe en la figura siguiente III.13

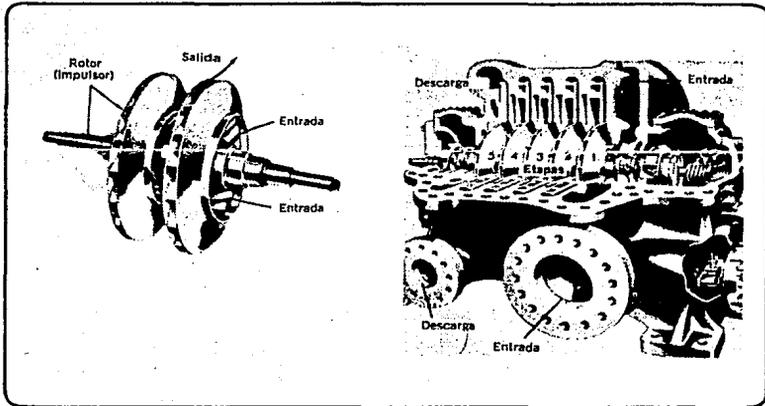


Figura III.13 Compresor Centrifugo.

3.6.- CONDENSADORES.

Es básicamente un intercambiador en donde tanto el calor absorbido en el evaporador, como el adquirido en el proceso de compresión del vapor son cedidos al medio condensante, el gas refrigerante a alta presión y temperatura sale sobrecalentado del compresor, como la temperatura del refrigerante es bajada a su temperatura de saturación, los vapores se condensan convirtiéndose en líquido, de ahí el nombre de condensador.

Los condensadores pueden ser enfriados por aire, agua o por evaporación.

CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE.-

Son construídos con serpentines de tubos de cobre o aluminio, y equipado con aletas, pueden ser de gravedad como los domésticos o con ventilación forzada, existen una gran variedad de ellos en aplicaciones de baja y alta capacidad. Fig. III.14

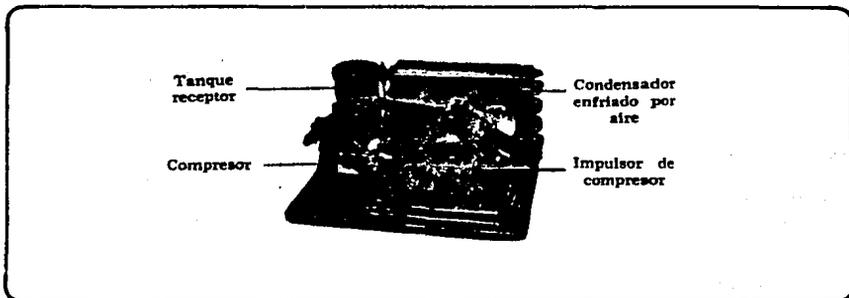


Figura III.14 Condensador Enfriado por Aire.

CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA.-

Los condensadores enfriados por agua permiten temperaturas y presiones de condensación más bajas y también un mejor control de la presión en la cabeza de las unidades.

Estos se pueden clasificar en condensadores de:

- Cubierta y serpentín
- Tubo en tubo
- Cubierta y tubo

- Condensadores de cubierta serpentín.

Este tipo se utiliza ampliamente en tamaños pequeños hasta de 10 tons. de capacidad, tiene la ventaja de ser de tamaño pequeño y de que son utilizados como receptores. (Fig. III.15).

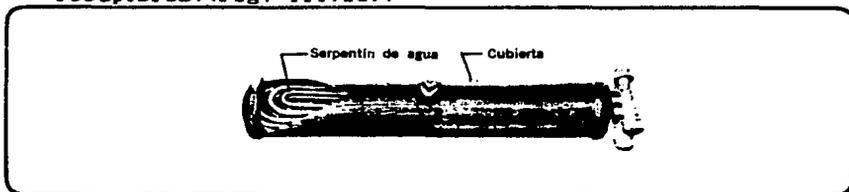


Figura III.15 Condensador Enfriado por Agua.

- Condensador de tubo en tubo.

Los condensadores de este tipo, se forman de uno o más tubos de agua dentro de un tubo de refrigerante, el agua del enfriamiento entra al tubo central en la parte inferior del condensador y los gases calientes en la parte superior y pasan hacia abajo entre dos tubos, el agua de entrada origina la condensación y subenfriamiento del refrigerante líquido que se extrae por la parte inferior, este tipo de tubos requieren de un receptor separado para el almacenamiento del refrigerante condensado etc.

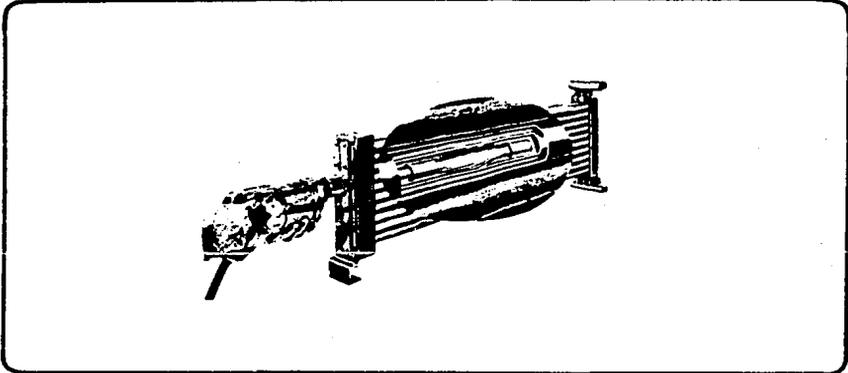


Figura III.16 Condensador de Tubo en Tubo.

- Condensador de cubierta y tubo.

Este tipo se llama así porque tiene una cubierta que permite la limpieza mecánica de los tubos, las placas de cubierta son colocadas sobre cajas de agua cubiertas de modo que se pueda remover el cabezal y los tubos se limpian sin alterar las conexiones de agua como se ve en la Figura III.16

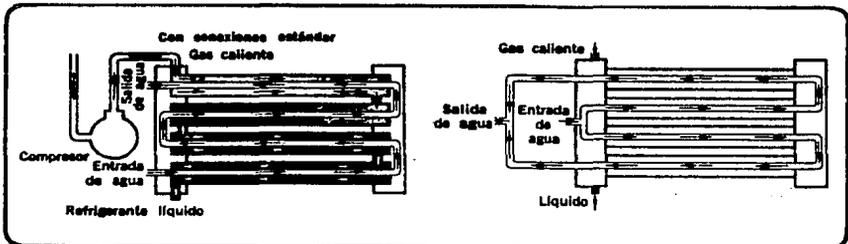


Figura III.17 Condensador de Cubierta y Tubo.

CONDENSADORES EVAPORATIVOS.-

Otra forma de eliminar el calor en un condensador, es disipando calor por medio de la evaporación del agua al caer sobre la tubería del condensador y del aire que enfría de nueva cuenta al vapor de agua condensándolo. (Fig. III.18).

Existen otros componentes como las tuberías, válvulas solenoides, válvulas check etc. que analizaremos más adelante según como se usen.

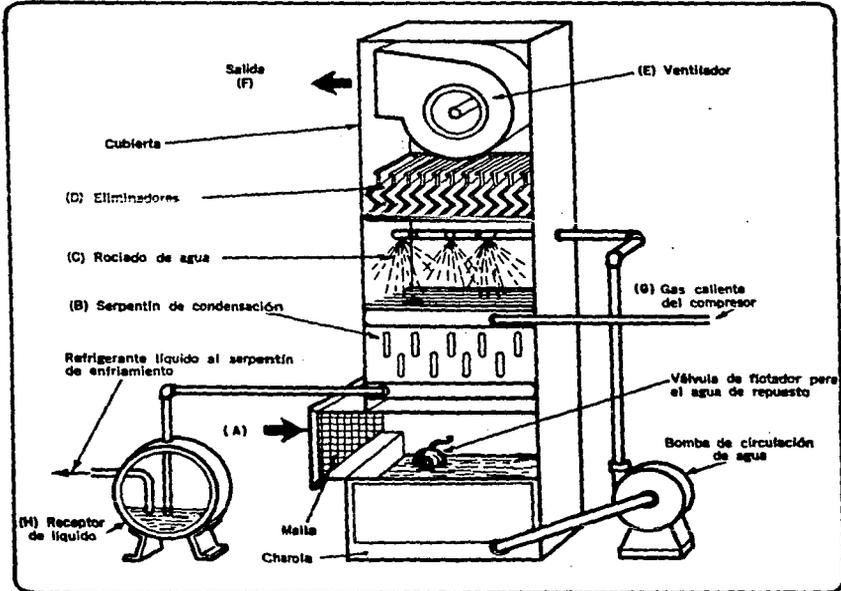


Figura III.18 Condensador Evaporativo.

3.7.- MOTORES ELÉCTRICOS.

Se utilizan como fuentes de energía en la gran mayoría de los compresores de refrigeración, y en la actualidad prácticamente todos ellos son de corriente alterna, la casi totalidad de los motores utilizados para refrigeración son del tipo de inducción.

Los motores de corriente directa no se utilizan con mucha frecuencia, excepto en los lugares donde solo se dispone de este tipo de corriente, o en instalaciones grandes en que se hace uso de vapor de agua para la generación de su propia

corriente.

La cantidad de calor producido en el motor depende de la carga y de la eficiencia de este, al aumentar la carga en el motor se aumenta el consumo de energía eléctrica. El porcentaje de energía convertida en calor obedece a la regla a mayor eficiencia del motor menos calor.

Como la energía no puede destruirse, sino solo transformarse, cualquier energía transmitida a los motores ubicados en un espacio refrigerado, sufrirá cambios hasta convertirse en energía calorífica.

Por lo común existe la creencia de que si se coloca un motor fuera del espacio refrigerado y se intercala con una flecha no hay transmisión de calor hacia el espacio refrigerado, pero esto no es cierto porque toda la energía eléctrica convertida en mecánica se transforma en energía calorífica.

Como la eficiencia de los motores eléctricos varía según el caballaje, la carga por caballo de fuerza tiene distinto valor según el tamaño del motor. En la tabla III.19 se presentan valores aproximados de la ganancia de calor que son de suma utilidad.

Tabla III.19 Calor Disipado por los Motores Eléctricos.

hp del Motor	BTU por (hp) (hora)		
	Motor y Ventilador dentro del cuarto	Motor fuera y Ventilador dentro	Motor dentro y Ventilador fuera
de 1/8 a 1/2	4,250	2,545	1,700
de 1/2 a 3	3,700	2,545	1,150
de 3 a 20	2,950	2,545	400

* Estos datos son válidos para motores que accionan tanto ventiladores como bombas.

Existen diversos tipos de motores eléctricos, por lo que solo se expondrán a continuación solo aquellos motores que estan relacionados con los compresores de refrigeración.

MOTORES DE TIPO ABIERTO.-

Se utilizan para accionar un compresor con transmisión por bandas o directamente acoplado, sin embargo este tipo de motores han disminuido sensiblemente su demanda, debido a los diseños de motocompresores herméticos y semiherméticos, los motores de tipo abierto para accionar compresores deben seleccionarse conservadoramente, puesto que no poseen el factor de seguridad de sobrecarga.

MOTORES DE TRANSMISION POR BANDAS.-

En este tipo de motores, la velocidad esta determinada por el tamaño de la polea del motor, puesto que la polea del compresor es normalmente fija. Las bandas " V " son fabricadas con diferentes clasificaciones industriales y ya han sido estandarizadas para que puedan intercambiarse para su empleo en refrigeración, los dos tipos comunmente más usados son las bandas industriales convencionales y las de potencia fraccionada, siendo estas últimas las que cuentan con mayor versatilidad.

MOTORES HERMETICOS.-

Este motor es muy económico ya que esta montado directamente sobre el cigüeñal del compresor y esta herméticamente sellado, su mayor ventaja estriba en que el motor puede ser enfriado por diversos medios, como es aire, agua o vapor refrigerante.

MOTORES TRIFASICOS.-

Debido a que cada una de sus bobinas se encuentran desplazadas 120 °C con respecto a otra bobina, este tipo de motor proporciona un par de arranque muy elevado, no necesitando de mecanismos y dispositivos adicionales para el arranque; además la dirección de giro del motor puede cambiarse, invirtiendo dos de las tres conexiones de la línea; utilizandose este motor en todos los requerimientos superiores a 5 H.P. (y siempre que haya energía trifásica), ademas emplea cable de menor tamaño que lo hace más económico.

MOTORES MONOFASICOS.-

Este tipo de motor presenta varias desventajas, es necesario un reanador de arranque ademas de una serie de protecciones como son el relevador de potencia o de corriente, a fin de proteger la bobina de arranque.

MOTORES DE DEVANADO BIPARTIDO.-

Debido a que este tipo de motor tiene los devanados de funcionamiento y de arranque conectados en paralelo; su par de arranque es bajo, la corriente de arranque es elevada y la eficiencia es relativamente baja, en consecuencia este tipo de motores se limita generalmente a los sistemas de tubos capilares en sistemas de caballaje fraccionario.

MOTORES DE CONDENSADOR DIVIDIDO PERMANENTEMENTE.-

Se usan para aquellas aplicaciones que no requieran un elevado par de arranque, es apropiado un motor con un solo condensador, debido a la eliminación del condensador de arranque y del revelador, este tipo de motor resulta económico y eficaz, su empleo se limita a sistemas en que las presiones han sido igualadas antes del arranque.

MOTORES BIFASICOS.-

Considerando que en algunas regiones del país se emplea aún energía bifásica, esta puede utilizarse en motores bifásicos, las principales características de este tipo de motores es que no requieren condensadores ni reveladores de arranque, y su funcionamiento es muy similar de los motores trifásicos.

3.8.- TUBERIA DE REFRIGERACION Y ACCESORIOS

El diseño y selección de tubería adecuada para el flujo de aceite y refrigerante, constituye una de las etapas más delicadas en el diseño de cámaras o elementos refrigerantes, ya que involucra factores como : presión, volumen, velocidad y temperatura, que alteran el comportamiento de un fluido; de ahí que una ecuación matemática no puede de manera real describir el comportamiento de un fluido o de una mezcla de estos tratándose de refrigerantes, es así que la selección de tubería y accesorios generalmente se haga de acuerdo a la experiencia y práctica de los fabricantes.

Debido a lo anterior se han conformado y estandarizado criterios básicos que coadyuven a la selección del material más idóneo en la conducción de estos fluidos.

Los principales criterios de selección son :

- Que transporte el máximo de carga posible.
- Con el mínimo de costo.
- Con el mínimo de pérdidas por concepto de succión.
- Bajo nivel de ruido.
- Que permita un adecuado nivel de refrigerante así como una carga mínima del mismo.
- Que asegure el máximo retorno de aceite.

Partiendo de un costo inicial bajo como punto de referencia, es deseable contar con líneas del menor diámetro posible. Sin embargo el rendimiento de todo el sistema debe ser evaluado conforme a los siguientes criterios.

- a) La caída de presión en las líneas de succión y de descarga, debido a las pérdidas por fricción, ocasiona reducción de la capacidad del compresor y aumento del consumo de energía.
- b) La caída de presión en la línea del líquido debido a las pérdidas por fricción y a la carga estática del líquido, pueden ocasionar el fenómeno de gas instantáneo (flash gas).
- c) Las líneas de succión y de descarga deben ser diseñadas para que el gas fluya a una velocidad apropiada, con el objeto de asegurar el retorno del aceite al compresor.

DEFINICIONES.-

A continuación se presentan algunas definiciones que se emplearán en el desarrollo del tema.

Punto de rocío: Temperatura a la cual el aire debe ser enfriado para que se inicie la condensación de la humedad contenida.

Línea de descarga: Tubería que conduce el gas refrigerante desde la salida del compresor hasta la entrada del condensador.

Gas instantáneo: Gas refrigerante que resulta de la vaporización de refrigerante líquido para enfriar el remanente, desde un determinado nivel de presión a otro menor.

Línea de líquido: Tubería que conduce al refrigerante líquido desde la salida del condensador hasta la entrada del dispositivo de control de refrigerante.

Línea de succión: Tubería que conduce el gas refrigerante desde la salida del evaporador hasta la entrada del compresor.

Tubería vertical: Tubería que se instala verticalmente y que conduce refrigerante desde un punto de menor elevación hasta un punto de mayor elevación.

- Líneas de succión.

El diseño y dimensiones de las líneas de succión de las unidades condensadoras remotas, es de lo más crítico para la operación eficiente de una unidad. La caída de presión en la línea de succión obliga al compresor a operar a una presión menor dando como resultado una reducción de capacidad.

Las líneas de succión deben de diseñarse.

- a) Para una caída total de 3 lbs./pulg.² (1) equivale a un cambio de 2 grados °F en la temperatura de saturación.
- b) Para mantener una velocidad suficiente que permita el retorno de aceite al compresor.
- c) Para evitar que el refrigerante líquido se escurra dentro del compresor durante el ciclo de " paro ".

- Líneas de descarga.

La caída de presión debida a las pérdidas por fricción en las líneas de descarga, ocasiona que el compresor opere a mayor presión, lo que da como resultado una reducción de capacidad y un incremento de consumo de energía.

Las líneas de descarga deben diseñarse:

- a) Para una caída de presión total de 3 a 6 lbs/pulg.² (1) igual a un cambio de 1 o 2 °F en la temperatura de saturación.
- b) Para mantener el flujo de gas refrigerante a una velocidad suficiente para permitir el retorno de aceite al compresor.
- c) Para evitar que el refrigerante se escurra de regreso hacia el cabezal del compresor, durante el ciclo de " paro ".

- Líneas de líquido.

Las líneas de líquido son las menos críticas de diseñar, debido a que el aceite refrigerante es miscible con el refrigerante (22) en forma líquida, garantizando la mezcla y el retorno del aceite, las bajas velocidades del líquido y trampas no causan problemas al retorno del aceite y la caída de presión no afecta directamente a la capacidad del sistema.

Las líneas de líquido deben ser diseñadas para:

- a) Caída de presión total debido a la pérdida por fricción de 3 a 6 lbs/pulg.² (1) similar a un cambio de 1 a 2 grados °F en la temperatura de saturación.
- b) Que el líquido subenfriado alcance al dispositivo de control de refrigerante para evitar la formación de gas instantáneo (flash gas) (1)

(1) El gas instantáneo tiene efectos perjudiciales:

- a) Incrementa las pérdidas de presión en la línea debido a la fricción que a su vez causa más gas instantáneo.
- b) Reduce la capacidad del dispositivo de control de refrigerante.
- c) Produce erosión y desgaste en el asiento del dispositivo de control de refrigerante.
- d) Ocasiona un control errático del refrigerante que entra al evaporador.

Para el diseño de las líneas del líquido se debe de considerar que, para un refrigerante saliendo del condensador con 10 grados de subenfriamiento, hay disponible una caída de presión de 20 lbs/pulg.², antes de formarse el gas instantáneo.

Esta presión puede ser utilizada tanto para las pérdidas por fricción de la tubería, como por las pérdidas de presión ocasionada por tubería vertical. Esta pérdida de presión es igual a 1 lb/pulg.² por cada 2 pies de elevación.

Tabla 111.20 Dimensiones y Propiedades de Tubería de Cobre.
(Basada en ASTM B-88)

Line Size O.D.	Type	Diameter		Wall Thickness in.	Surface Area Sq. Ft./Lin. Ft.		Inside Cross-section Area, Sq. In.	Lineal Feet Containing 1 Cu. Ft.	Weight Lb./Lin. Ft.	Working Pressure Psi
		OD in.	ID in.		OD	ID				
¾	K	0.375	0.305	0.035	0.0982	0.0798	0.0730	1973.0	0.145	918
	L	0.375	0.315	0.030	0.0982	0.0823	0.0779	1848.0	0.126	764
½	K	0.500	0.402	0.049	0.131	0.105	0.127	1135.0	0.269	988
	L	0.500	0.430	0.035	0.131	0.113	0.145	1001.0	0.199	677
¾	K	0.625	0.527	0.049	0.164	0.138	0.218	860.5	0.346	779
	L	0.625	0.545	0.040	0.164	0.143	0.233	671.0	0.285	625
¾	K	0.750	0.652	0.049	0.193	0.171	0.334	422.5	0.418	643
	L	0.750	0.666	0.042	0.193	0.174	0.348	423.0	0.362	547
¾	K	0.875	0.743	0.065	0.229	0.195	0.436	331.0	0.641	747
	L	0.875	0.785	0.045	0.229	0.206	0.484	299.0	0.455	497
1½	K	1.125	0.995	0.065	0.295	0.260	0.778	186.0	0.839	574
	L	1.125	1.025	0.050	0.295	0.268	0.825	174.7	0.655	422
1¾	K	1.375	1.245	0.065	0.360	0.326	1.22	118.9	1.04	466
	L	1.375	1.265	0.055	0.360	0.331	1.26	115.0	0.884	387
1¾	K	1.625	1.481	0.072	0.425	0.388	1.72	83.5	1.36	421
	L	1.625	1.503	0.060	0.425	0.394	1.78	81.4	1.14	359
2½	K	2.125	1.959	0.083	0.556	0.513	3.01	48.0	2.06	376
	L	2.125	1.985	0.070	0.556	0.520	3.10	46.6	1.75	316
2¾	K	2.625	2.435	0.095	0.687	0.638	4.66	31.2	2.93	352
	L	2.625	2.465	0.080	0.687	0.645	4.77	30.2	2.48	295
3¾	K	3.125	2.907	0.109	0.818	0.761	6.64	21.8	4.00	343
	L	3.125	2.945	0.090	0.818	0.771	6.81	21.1	3.33	278
3¾	K	3.625	3.385	0.120	0.949	0.886	9.00	16.7	5.12	324
	L	3.625	3.425	0.100	0.949	0.897	9.21	15.6	4.29	268
4¾	K	4.125	3.857	0.134	1.08	1.01	11.7	12.4	6.51	315
	L	4.125	3.903	0.110	1.08	1.02	12.0	12.1	5.38	256

Una vez señalados los diversos criterios que se recomiendan en el diseño e instalación de tubería, podemos precisar que para instalaciones donde se usa refrigerante R-12, R-22 y R-502 la tubería de cobre se usa casi universalmente. Las dimensiones de la tubería de cobre comercial han sido estandarizadas y clasificadas como sigue:

Tipo K para paredes gruesas
 Tipo L para paredes medianas
 Tipo M para paredes delgadas

Tabla III.21 Peso de Refrigerante en Tuberías de Cobre tipo L. (libras/pie).

O.D. Line Size	Volume per 100 Ft. in Cu. Ft.	Weight of Refrigerant, Pounds					
		Liquid @ 100° F.	Net Gas @ 120° F. Condensing	Suction Gas (Superheated to 45°)			
				-40° F.	-20° F.	20° F.	40° F.
R-12							
%	.054	4.25	.171	.011	.018	.044	.065
½	.100	7.88	.317	.021	.033	.081	.120
¾	.167	12.72	.514	.033	.054	.131	.195
1%	.236	26.4	1.065	.069	.117	.262	.405
1½	.573	45.0	1.82	.118	.191	.464	.690
1¾	.872	68.6	2.76	.179	.291	.708	1.05
2%	1.237	97.0	3.92	.254	.412	1.01	1.49
2½	2.147	169.0	6.80	.441	.715	1.74	2.58
3%	3.317	260.0	10.5	.680	1.10	2.88	3.98
3½	4.778	371.0	15.0	.97	1.57	3.82	5.69
3¾	6.399	503.0	20.3	1.22	2.13	5.18	7.70
4%	8.313	652.0	26.4	1.71	2.77	6.73	10.0
R-22							
%	.041	3.84	.201	.013	.021	.052	.077
½	.100	7.17	.374	.024	.04	.096	.143
¾	.167	11.57	.605	.038	.064	.156	.237
1%	.236	24.0	1.26	.079	.124	.323	.480
1½	.573	40.8	2.14	.136	.228	.550	.820
1¾	.872	67.1	3.26	.207	.348	.839	1.23
2%	1.237	88.0	4.62	.294	.493	1.19	1.77
2½	2.147	151.0	8.04	.51	.858	2.06	3.06
3%	3.317	236.0	12.4	.78	1.32	3.18	4.72
3½	4.778	336.0	17.7	1.12	1.88	4.55	6.75
3¾	6.398	456.0	24.0	1.51	2.55	6.15	9.14
4%	8.313	597.0	31.1	1.97	3.31	8.0	11.19
R-502							
%	.054	3.98	.284	.020	.033	.077	.112
½	.100	7.38	.525	.037	.061	.143	.208
¾	.167	11.95	.857	.061	.098	.237	.337
1%	.236	24.8	1.77	.116	.204	.481	.700
1½	.573	42.3	3.01	.215	.347	.820	1.19
1¾	.872	64.4	4.60	.327	.527	1.25	1.81
2%	1.237	91.2	6.5	.465	.750	1.77	2.57
2½	2.147	159.0	11.3	.806	1.30	3.08	4.48
3%	3.317	246.0	17.4	1.24	2.0	4.74	6.90
3½	4.778	349.0	24.8	1.77	2.87	6.76	9.84
3¾	6.398	471.0	33.6	2.40	3.87	9.15	13.32
4%	8.313	617.0	43.8	3.12	5.03	11.90	17.30

Solo los tipos "K" ó "L", deberán ser usados para tubería refrigerante, el tipo "M" no tiene suficiente resistencia para las presiones que se manejan, debido a lo anterior todas las tablas y datos que se han extraído y que a continuación se muestran, estan referidos a tubos tipo "K" ó "L".

Es altamente recomendable que el tubo de cobre antes de ser instalado sea limpiado ó lijado (si es necesario), a fin de evitar algun tipo de contaminación con el refrigerante.

La tabla III.20 enlista las dimensiones y propiedades del tubo de cobre comercial para diferentes usos y en diferentes medidas para los sistemas de refrigeración.

El cuadro III.21 establece los pesos de varios refrigerantes por cada 100 pies de tubo en líquido, succión y líneas de descarga.

ACCESORIOS PARA TUBOS DE COBRE.

Cada válvula, accesorio ó curva en las líneas de refrigeración contribuye a el aumento de pérdidas por fricción; cuando las líneas de succión, descarga o del líquido son muy largas, de ahí que para facilitar el cálculo de estas pérdidas se diseñó la siguiente tabla que establece de manera análoga la equivalencia de tubo de cobre recto medido en pies con válvulas y accesorios comunmente usados.

Figura III.22 Longitud Equivalente en Pies de Tubería Recta para Válvulas y Accesorios.

O.D. In. Line Size	Globe Valve	Angle Valve	90° Elbow	45° Elbow	Tee Line	Tee Branch
1/2	9	5	.9	.4	.6	2.0
3/4	12	6	1.0	.5	.8	2.5
1	15	8	1.5	.7	1.0	3.5
1 1/4	22	12	1.8	.9	1.5	4.5
1 1/2	28	15	2.4	1.2	1.8	6.0
1 3/4	35	17	2.8	1.4	2.0	7.0
2 1/4	45	22	3.9	1.8	3.0	10.0
2 1/2	51	26	4.6	2.2	3.5	12.0
3	65	34	5.5	2.7	4.5	15.0
3 1/2	80	40	6.5	3.0	5.0	17.0

A continuación se mencionan algunos consejos y recomendaciones que pueden ayudar a lograr el óptimo aprovechamiento del equipo de refrigeración.

Abrazaderas y Soportes Colgantes para Líneas de Refrigerante.

1) Las abrazaderas y los soportes deben estar:

- a) Fijos a una superficie sólida
- b) A una distancia de 2 pies de cada cambio de dirección preferiblemente en el tramo de mayor longitud
- c) Amortiguados cuando sea necesario, para evitar la transmisión de ruidos a la estructura, espaciados a la máxima distancia de acuerdo a la siguiente tabla:

2) Máximo Espaciamiento de los Soportes.

diametro exterior (pulgadas)	claro máximo (en pies)
1/2 - 5/8	5
3/4 - 7/8	6
1 - 1/8	7
1 - 3/8	8
1 - 5/8	9
2 - 1/8	10

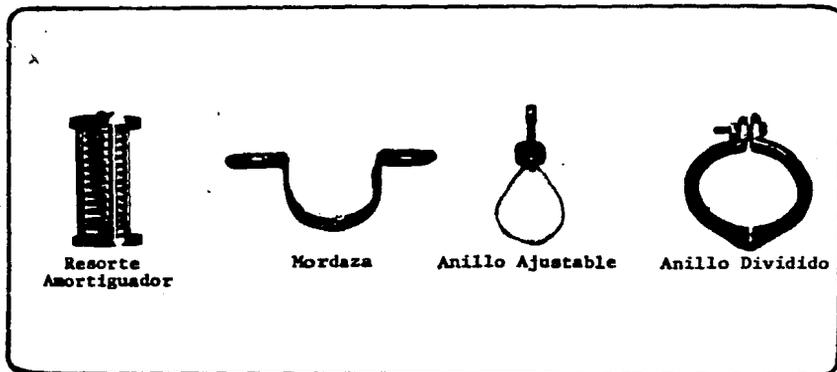


Figura 111.23 Tipos de Soportes.

3) Tipos de Soportes.

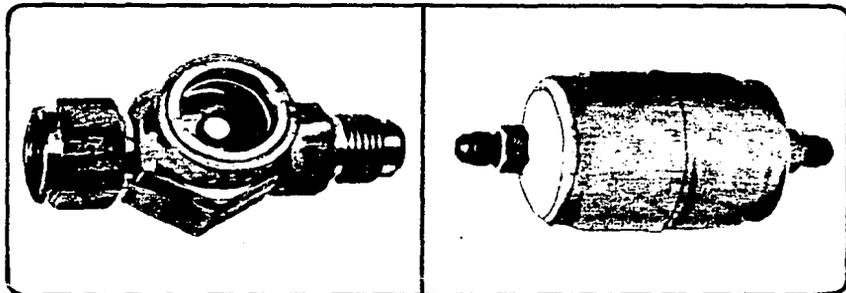
- a) de anillo ajustable.
- b) de anillo dividido.
- c) de resorte amortiguador.
- d) mensulas o mordaza.
- e) otros tipos aplicables.

ACCESORIOS.

1) Indicador de líquido.

a) Usado para revisar la carga de refrigerante.

- (1) La carga es insuficiente cuando aparecen burbujas en el visor.
- (2) La carga es suficiente cuando el visor se ve transparente.



Figuras III.24 Indicador de Líquido III.25 Filtro Deshidratador.

b) Se recomienda un indicador de doble visor con casquetes selladores.

- (1) Permiten que pueda iluminarse uno de los visores para determinar fácilmente la carga de refrigerante.
- (2) Los casquetes selladores sirven como una protección más contra la fuga de refrigerante.

2) Combinación de indicador de líquido y de humedad en el sistema.

- a) Indican la presencia de humedad en el sistema.
- b) Indican la condición de la carga de refrigerante.

3) Filtro deshidratador de refrigerante líquido.

a) Recomendados en todas las instalaciones de sistema de refrigeración para eliminar la humedad, lodos y cualquier otra materia extraña que pueda encontrarse en el sistema.

b) El filtro deshidratador puede ser del tipo:

- (1) Sellado
- (2) Tipo recargable (piedras reemplazables)

c) Dimensiones determinadas por el fabricante para:

- (1) Capacidad de flujo
- (2) Caída de presión

d) Debe ser del tipo de gasto completo (flujo total), de manera que el refrigerante es filtrado cada vez que circula a través del sistema.

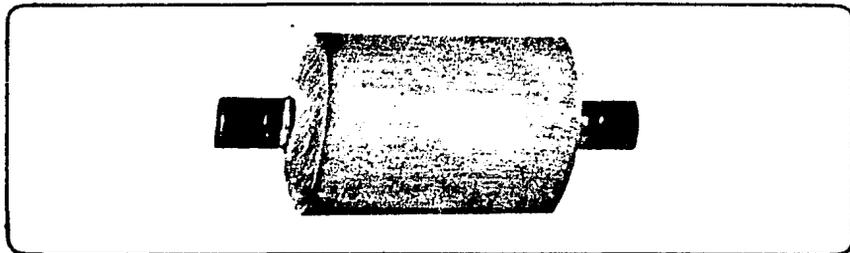


Figura III.26 Filtro para Línea de Succión.

- 4) Filtro para línea de succión.
 - a) Puede ser utilizado en la línea de succión para evitar que lodos u otras materia extrañas, que puedan encontrarse en el sistema, entren al compresor cuando:
 - (1) Se efectúe la instalación inicial
 - (2) El sistema se abra para reparación
 - (3) Se queme el motor
 - b) Debe ser del tipo de derivacion (by pass) automática para proteger los devanados del motor del compresor de posibles sobrecalentamientos si el filtro se tapa.
 - c) Dimensiones determinadas por el fabricante para:
 - (1) Pequeña caída de presión
 - (2) Mínima retención de aceite
- 5) Válvula solenoide.
 - a) Recomendado en la línea de líquido
 - (1) Para limitar la cantidad de refrigerante que puede escurrirse o migrar hacia la línea de succión o hacia el compresor durante el ciclo de "PARO"
 - (2) Cuando se utilizan varios evaporadores con un solo compresor.
 - b) Debe ser seleccionado
 - (1) La máxima presión diferencial de operación, o sea la máxima diferencia de presión entre los dos lados de la válvula, contra la cual se abrirá.
 - (2) Pequeña caída de presión.

3.9.-REFRIGERANTES.

Se le denomina así a la substancia empleada en la refrigeración y que es capaz de absorber grandes cantidades de calor, un refrigerante debe satisfacer dos importantes requisitos:

- a) Deberá absorber calor rápidamente a la temperatura requerida por la carga del producto.
- b) El sistema debe usar el mismo refrigerante constantemente por razones de economía y para enfriamiento continuo.

Cabe aclarar que, no existe un refrigerante perfecto ni tampoco una política determinada sobre cual es el más apropiado para alguna aplicación específica.

En las primeras instalaciones de refrigeración se usaban comúnmente el amoniaco, el bióxido de sulfuro, el propano, el etano y el cloruro metílico, los cuales han empezado a ser desplazados por otros menos tóxicos, estos refrigerantes son llamados frecuentemente : R-12, R-22 y R-502 y aunque originalmente fueron creados por Dupont como refrigerantes, las numeraciones son ahora comunes para todos los fabricantes.

REFRIGERANTE 12.-

Su principal campo de acción es el área doméstica y comercial así como en el aire acondicionado, es casi inodoro, no es tóxico, ni irritante y es apropiado para aplicaciones de alta, baja y mediana temperatura. En las temperaturas inferiores a su punto de ebullición, es un líquido transparente y casi sin color.

Tabla III.27 Comparación de Diferentes Refrigerantes

PROPIEDADES COMPARATIVAS	SISTEMA METRICO			SISTEMA INGLES				
	Unidades	R-12	R-22	R-502	Unidades	R-12	R-22	R-502
Presión de Saturación a 21°C (70°F)	Kg/Cm ²	4.94	8.54	9.60	PSIG	70.2	121.4	136.6
Punto de Ebullición a 1.034 Kg/Cm ² (14.7 PSIA)	°C	-29.78	-40.78	-45.61	°F	-21.6	-41.4	-50.1
Densidad del Líquido a 21°C (70°F)	gm/cm ³	1.32	1.21	1.26	Lb/pie ³	82.7	75.5	78.6
Solubilidad en Agua a 25.6°C (78°F)	Partes por Millón	93	1,300	560	Partes por Millón	93	1,300	560
Solubilidad en Agua a -40°C (-40°F)	Partes por Millón	1.7	120	40	Partes por Millón	1.7	120	40

REFRIGERANTE 22.-

Este refrigerante es similar al R-12 en sus características, aún cuando su presión de saturación es mucho más alta que el R-12, para temperaturas equivalentes su calor latente de evaporación es mucho mayor y su volumen específico inferior, como resultado de esto, su capacidad de refrigeración es mucho mayor, este hecho determina la posibilidad de utilizar un compresor pequeño reflejandose así en la economía del proyecto; sin embargo las bajas temperaturas de evaporación y los altos índices de compresión del vapor R-22 son tan altas que frecuentemente dañan el

temperatura exterior causará flujo de calor hacia el refrigerante, dando lugar a la evaporación y al aumento de presión.

3.10.- INSTRUMENTOS DE CONTROL DE REFRIGERANTES.

El refrigerante líquido de alta presión, debe reducirse a un refrigerante líquido de baja presión en las cantidades adecuadas para lograr la operación del sistema, con la máxima eficiencia y sin sobrecargar el compresor.

Los tipos principales de controles de refrigerante más comunes son:

- 1) Válvula de expansión de operación manual.
- 2) Flotador de lado de baja presión.
- 3) Flotador de lado de alta presión.
- 4) Válvula de expansión automática.
- 5) Válvula de expansión termostática.
- 6) Tubo capilar o de estrangulación.

Para su operación estos controles dependen de alguno de los factores siguientes: cambios de presión, alteraciones de temperatura, fluctuación de volumen o de cantidad, o cualquier combinación de estos.

El dispositivo de medición en el trabajo de refrigeración consiste principalmente de una restricción que hace posible que el compresor por medio de su bombeo, mantenga cierta diferencia de presión al trasladarlo, aumentando su presión al lado de alta presión a través de la restricción del dispositivo de control.

El dispositivo de medición además de restringir el paso de refrigerante, controla (mide) la velocidad de flujo de refrigerante desde el lado de alta presión al de baja.

- 1) Válvulas de expansión de operación manual.

Es el tipo más sencillo y el flujo de refrigerante es controlado mediante la obturación manual de una aguja, que es ajustada por el operador para suministrar la cantidad adecuada de refrigerante de acuerdo a las necesidades y condiciones del sistema.

Este tipo se utiliza en grandes instalaciones, plantas productoras de hielo y en depósitos fríos de almacenamiento donde existe una carga constante, en consecuencia el compresor funciona continuamente. (Fig. III.29)

- 2) Sistema de flotador del lado de baja.

Se denomina así debido a que el control del flotador esta en el lado de baja presión, mantiene un nivel fijo de refrigerante líquido en el evaporador por medio de la posición que abre, cierra y controla el flujo de refrigerante que pasa por una válvula de aguja, el flotador se conecta con una

palanca a la válvula de agua para su accionamiento.

Este tipo de control es usado en los evaporadores inundados, y esta integrado a el. (Fig. III.30)

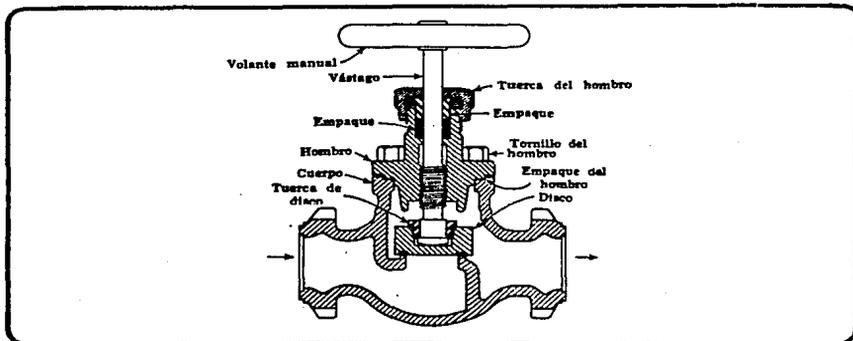


Figura III.29 Válvula de Expansión Operada Manualmente.

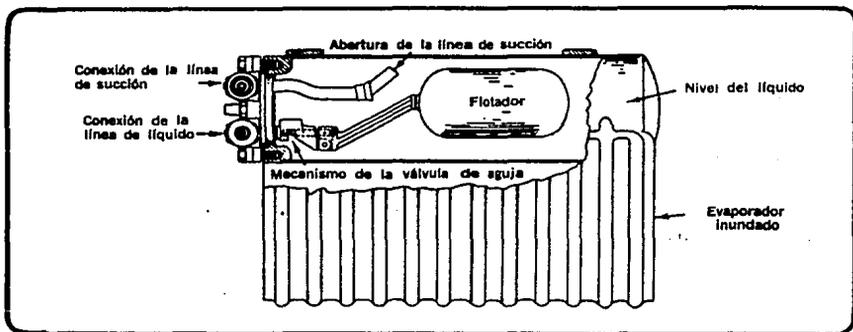


Figura III.30 Flotador de Lado de Baja Presión.

3) Flotador del lado de alta presión.

En el sistema de flotador del lado de alta presión este se encuentra fuera del evaporador, el refrigerante licuado del condensador fluye hacia la cámara del flo

dor, conforme aumenta el nivel en la cámara el flotador abre la válvula de aguja. En esta posición el refrigerante fluye hacia el evaporador, el nivel de ajuste del flotador controla la cantidad del refrigerante líquido a baja presión que entra a la línea de líquido. Este tipo es usado en evaporadores inundados como lo describe el sistema ilustrado en la figura

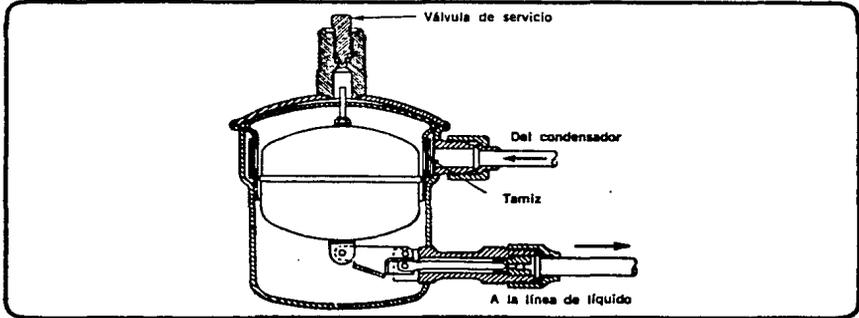


Figura III.31 Flotador de Lado de Alta Presión.

4) Válvula de expansión automática.

Se conoce como válvula de presión constante, por mantener una presión constante en el evaporador independientemente de la carga. Para entender mejor su funcionamiento nos basaremos en el diagrama siguiente.

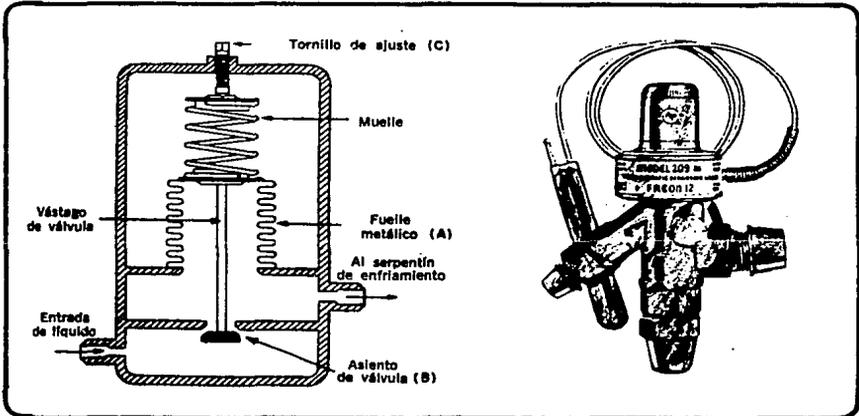


Figura III.32 Válvulas de Expansión (a) Automática, (b) Termostática.

El fuelle (A) es accionado por la presión del evaporador, cualquier aumento de la presión en el evaporador ocasionado por la absorción de calor, origina que el fuelle o diafragma se expanda y reduzca la abertura entre el vástago y el asiento de la válvula (B). Esto disminuye el flujo de refrigerante líquido hacia el serpentín de enfriamiento y la cantidad de

líquido que se evapora en el serpentín. Al evaporarse menor cantidad de líquido, la presión disminuye debido al efecto del compresor, esto continúa hasta que se alcanza la presión a la cual se ajusta la válvula por medio del tornillo de ajuste (C); conforme disminuye la presión en el serpentín se realiza el efecto contrario, el muelle abre la válvula, se admite una mayor cantidad de líquido y la presión en el serpentín aumenta, manteniendo constante la presión de succión, la válvula de expansión automática también mantiene constante la carga del compresor.

5) Válvula termostática de expansión.

Es el dispositivo más usado para controlar el flujo del refrigerante líquido hacia el evaporador, esta válvula sostiene un sobrecalentamiento constante en el evaporador, por medio de un tubo capilar sellado. El elemento térmico (bulbo). Esta lleno parcialmente con refrigerante líquido y mantiene algo de líquido en todas las condiciones de temperatura y carga.

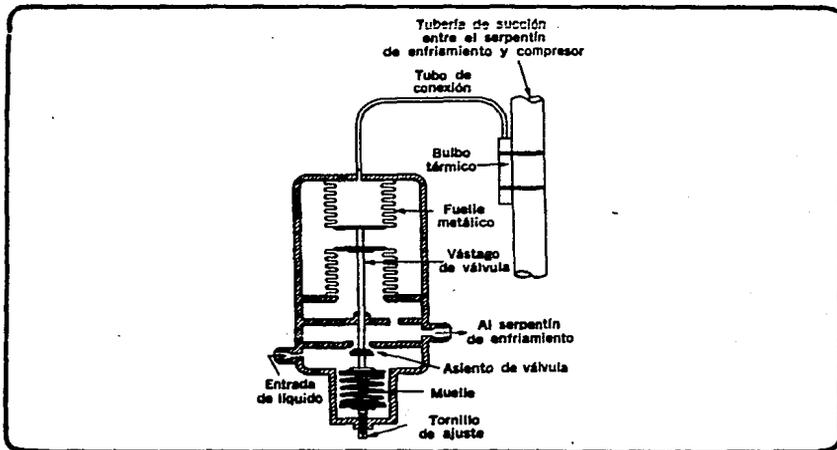


Figura 111.33 Esquema de una Válvula Termostática.

El bulbo térmico está adaptado a la línea de succión de modo que cualquier cambio de temperatura en la línea de succión origine el cambio correspondiente en el bulbo térmico, bajo un aumento de carga térmica el refrigerante hierve con mayor rapidez en el evaporador. Esto ocasiona el aumento de la temperatura en el bulbo térmico debido al sobrecalentamiento. La mayor temperatura produce una presión superior dentro del bulbo y el tubo, lo que a su vez origina la expansión del fuelle metálico y una mayor abertura de la válvula, como resultado se admite mayor cantidad de refrigerante líquido al

evaporador para compensar el aumento de la carga.

Con un evaporador y una válvula de expansión correctamente seleccionada para la carga, la alimentación de la válvula será bastante estable en el punto de sobrecalentamiento deseado.

La válvula de expansión termostática lleva un igualador cuando existe una diferencia de presión excesiva en el evaporador, el igualador no elimina el gradiente de presión, pero permite hacer correcciones del mismo; algunas válvulas de expansión disponen de igualadores interconstruidos en la válvula.

6) Tubo capilar o de estrangulación.

Un capilar es un tubo de diámetro interno bastante pequeño, este diámetro y la longitud controlan el flujo de refrigerante, el capilar constituye la división entre el lado de alta y baja presión del sistema, el esquema simplificado muestra la posición del tubo capilar entre la línea del líquido y el evaporador.

El tubo capilar tiene la desventaja de que no es práctico en las aplicaciones comerciales, debido a que es insensible a los cambios de carga en comparación con otros dispositivos de control, esto se debe a que no se puede variar su longitud una vez que ha sido instalado.

El esquema III.34 presenta un sistema de refrigeración completo con un tubo capilar en la línea del líquido, proporcionando una mejor ilustración del tubo de control de refrigerante y dispositivo de medición; entre las ventajas del tubo capilar es que sirve como control del líquido, cuando el compresor se encuentra fuera de operación, el tubo permite que la presión se iguale de modo que el compresor pueda iniciar su funcionamiento con facilidad.

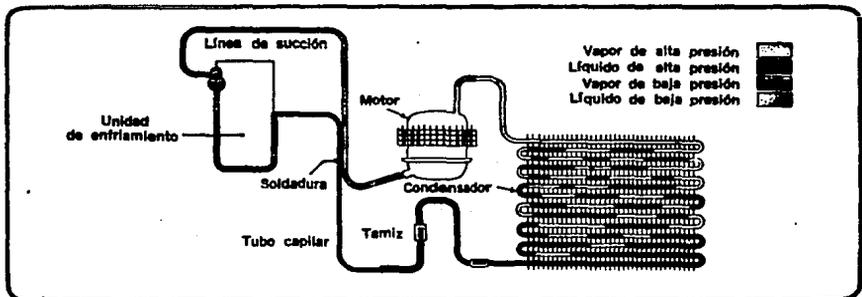


Figura III.34 Sistema de Refrigeración con Tubo Capilar.

3.11.- AISLAMIENTO TERMICO Y BARRERAS DE HUMEDAD.

El objetivo principal del aislamiento es asegurar un envolvente que ofrezca una resistencia máxima al calor y a la penetración de la humedad, por lo que se necesita de un aislamiento de buena calidad, pero particularmente de un buen sello de vapor en el lado caliente del aislamiento. Las dos funciones principales de un aislamiento envolvente son el de reducir económicamente la carga de refrigeración del espacio de almacenamiento y prevenir la condensación en el exterior del gabinete.

SISTEMAS DE BARRERAS DE VAPOR.-

Es importante tomar en cuenta en el diseño de sistemas de baja temperatura, la necesidad de instalar un sistema de barreras de vapor 100% efectivo. Por experiencia se ha visto que la falla de la envolvente de aislamiento, se debe directa y principalmente al sistema de barrera de vapor, que previene la transmisión de vapor de agua dentro del aislamiento. Existen en el mercado diferentes calidades de barreras de vapor, por lo que será necesario utilizar los más eficientes.

La humedad en los aislantes debe evitarse ya que es un buen conductor del calor, por ejemplo el agua conduce calor aproximadamente 12 veces más rápido que el corcho por lo tanto cuando el agua se introduce, su capacidad aislante se reduce considerablemente.

En consecuencia, es necesario que el aislante se encuentre completamente seco cuando sea instalado y que se selle para que permanezca así.

El agua penetra al aislamiento en forma líquida rara vez y solo accidentalmente, durante el lavado del espacio refrigerado o por derrame de líquidos. Sin embargo el problema principal de humedad, es el vapor de agua contenido en el aire, que es la fuente principal de suministro de agua que entra al aislante.

La presión del vapor fuera del refrigerador impulsa la humedad dentro del aislamiento, este efecto puede evitarse mediante una estrecha barrera de vapor, colocada fuera del aislante. Los sellos de vapor se forman por medio de materiales en que no puede penetrar la humedad, estos pueden ser: una hoja metálica, una capa de asfalto, papel impregnado con asfalto ó algun material a prueba de vapor de agua, las hojas de metal se consideran como los mejores sellos.

El sello de vapor debe ser continuo y deberá sellarse estrechamente en los bordes donde se traslapa con las paredes, el techo y el piso del refrigerador, ya que aún orificios pequeños hacen fracasar su propósito. En nuestro caso

utilizaremos foil de aluminio sellado con hi-mastick de protexa y será colocado en el lado caliente del aislamiento o de alta presión.

TEMPERATURA DEL PUNTO DE ROCIO.-

La temperatura dentro del aislamiento disminuye gradualmente desde el lado caliente al frío, en caso de fallar o no tener sello de vapor, el aire o vapor de agua fluyen desde el lado caliente a través del aislante, hacia el lado frío hasta alcanzar su temperatura de rocío, en este momento el vapor se condensa formando agua absorbiendola el aislamiento.

La localización de la temperatura del punto de rocío dentro del aislante varía con la diferencia de temperatura, (Fig.III.35) la temperatura del punto de rocío determina el espesor y valor aislante de la pared en cuanto a evitar la sudoración del gabinete.

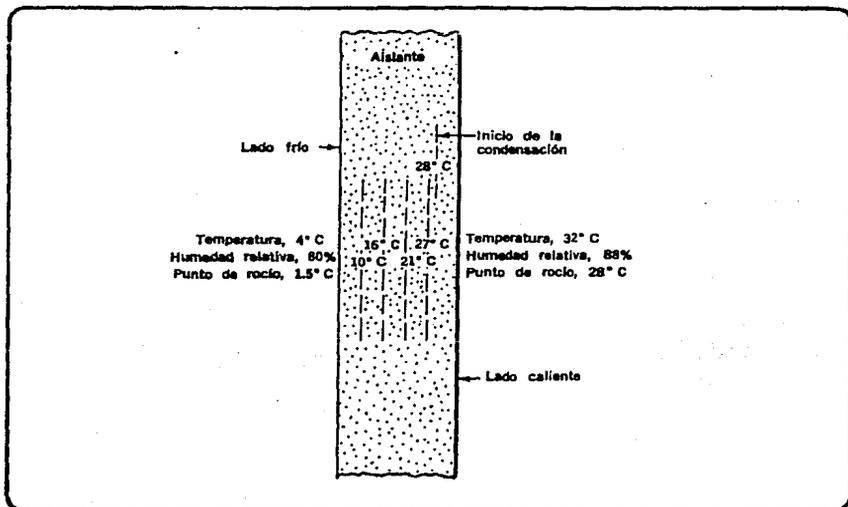


Figura III.35 Efecto de las Presiones de Vapor Dentro de un Aislante.

Ya que el material aislante es aquel que evita la transferencia de calor en cualquiera de sus formas, ya sea conducción, convección o radiación. A continuación seleccionaremos nuestros materiales aplicados en nuestro estudio.

AISLAMIENTO CONTRA CONDUCCION.-

Existe una gran variedad de aislamientos térmicos aunque los más usados en nuestro país son:

- . Poliestireno K= 0.24
- . Poliuretano K= 0.17
- . Fibra de Vidrio K= 0.236
- . Corcho K= 0.225

De donde $K = \text{Kcal}/(\text{hora}) (\text{m}^2) (^\circ\text{C})$ por centímetro de espesor ó $K = \text{Btu}/(\text{hora}) (\text{Pie}^2) (^\circ\text{F})$ por pulgada de espesor.

La industria de la refrigeración a tendido cada día a disminuir al máximo el aislamiento de un espacio refrigerado, en la tabla III.36 del ASHRAE se enlistan los espesores mínimos de aislamientos basados en poliuretano. El espesor equivalente de otro material aislante se obtiene por la comparación de sus conductividades con el poliuretano.

Tabla III.36 Mínimo Espesor de Aislamiento.

Table 2 Minimum Insulation Thickness

Storage Temperature	Expanded Polurethane Thickness				
	Northern U.S.		Southern U.S.		
$^\circ\text{C}$	F	mm	in.	mm	in.
10 to 16	50 to 60	25	1	51	2
4 to 10	40 to 50	51	2	51	2
-4 to 4	25 to 40	51	2	76	3
-9 to -4	15 to 25	76	3	76	3
-18 to -9	0 to 15	76	3	102	4
-26 to -18	-15 to 0	102	4	102	4
-40 to -26	-40 to -15	127	5	127	5

Cualquier aislamiento sirve para usarse en un frigorífico, pero por sus características y cualidades cada uno tiene diferentes ventajas en cada aplicación.

La conductividad térmica de los materiales, la temperatura del espacio refrigerado, la temperatura a su alrededor, el espesor permisible de los materiales aislantes y el costo de los diferentes tipos de aislamientos, influyen en la selección del material apropiado para cada aplicación.

Un aislamiento debe ser resistente al fuego y a la humedad y protegido contra agentes destructores tales como: parásitos, ratas, gusanos, insectos, etc.. Los gabinetes de refrigeración grandes, generalmente se protegen con aislamiento rígido como el corcho, fibra de vidrio, blocks de aislamiento espumado como el poliestireno o el poliuretano espreado o algo semejante. Los gabinetes pequeños son llenados ó aislados con espumas que fluyen expandiéndose hasta ocupar las cavidades después de haberse aplicado en forma líquida.

De los materiales anteriores el uso más común de estos es:

La fibra de vidrio se usa mucho en recubrimiento de tuberías de fluidos calientes o fríos, ductos de aire acondicionado, calderas, hornos, etc. y aunque se utilizó mucho en aislamiento de espacios refrigerados, su uso ya no es muy común.

El corcho fue utilizado ampliamente, pero su costo lo ha desplazado al descubrirse materiales mejores y más económicos como los materiales espumantes, actualmente solo se usa para aplicaciones acústicas o de hornato.

El poliuretano es el mejor aislante por tener un bajo coeficiente de transmisión de calor su conductividad es constante, es rígido y tiene la facilidad de inyectarse en esquinas y huecos (dificiles de acceso) como una simple espuma para rasurar, este tipo de aislamiento es muy utilizado en muebles de refrigeración comercial y domésticos, en donde se requiere obtener un máximo espacio de almacenamiento, con un mínimo espesor de aislamiento.

El poliestireno es un aislante rígido que tiene una conductividad térmica mayor que el poliuretano, pero es mucho más económico.

En vista de que es muy importante el factor económico y como en nuestro caso el cuarto de almacenamiento es lo bastante grande, no tiene gran influencia el espesor del aislamiento, por lo que utilizaremos poliestireno expandido.

3.12.- PRINCIPALES METODOS DE DESCONGELACION.-

Un evaporador con una superficie limpia que no tenga incrustaciones o películas absorbe calor con facilidad y rapidez. Cualquier recubrimiento como la escarcha, hielo corrosión, actúa como aislante y reduce la capacidad del sistema, por lo tanto, cualquier cosa que reduzca la capacidad de un evaporador para la transferencia de calor altera la capacidad y eficiencia del sistema de refrigeración. En resumen se puede decir que la capacidad de un evaporador para absorber calor depende de :

- Su tamaño, condición de la superficie y material.
- El método y cantidad de aire circulado sobre el mismo.
- La diferencia de temperaturas entre el evaporador y el aire circundante.
- La turbulencia del aire.
- El tipo de refrigerante en el evaporador.
- La cantidad de aceite en el refrigerante.

Los evaporadores se pueden clasificar dentro de tres grupos, de acuerdo con su operación.

- a) Evaporadores con escarchado
- b) Evaporadores sin escarchado
- c) Evaporadores con descongelamiento

Evaporadores con escarchado.- Este tipo de evaporador siempre opera a temperaturas menores de 0 °C. Esto significa que el serpentín se escarcha continuamente cuando se encuentran en uso y la máquina debe dejar de funcionar a intervalos regulares para eliminar la escarcha.

Evaporadores sin escarchado.- Estos evaporadores solo utilizan el control de refrigerante de tipo válvula de expansión termostática, el área de estos evaporadores es tan grande que a una temperatura de -6 °C a 0 °C el evaporador tiene la capacidad de enfriar la caja del refrigerador hasta aproximadamente 3 °C.

Evaporadores con descongelamiento.- En este evaporador la escarcha se acumula en los serpentines de enfriamiento cuando el compresor se encuentra funcionando, se funde una vez que el compresor deja de funcionar.

Los métodos básicos para el descongelamiento de evaporadores son:

- a) Descongelación manual.
- b) Descongelación de presión.
- c) Descongelamiento por temperatura.
- d) Descongelamiento por paro del compresor.

a) Descongelamiento Manual.- Esta es la forma más simple y primitiva de descongelamiento y consiste en la parada manual de el compresor o que el evaporador interrumpa su funcionamiento hasta que toda la escarcha o hielo se haya fundido. En ese momento el compresor se arranca o la válvula refrigerante se vuelve a abrir. (Fig. III.37)

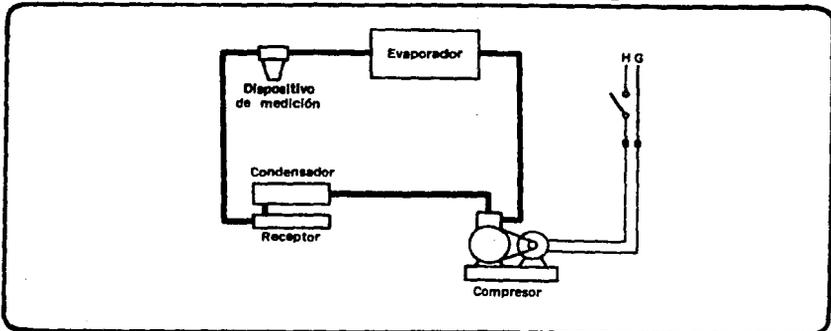


Figura III.37 Diagrama del Método de Descongelamiento Manual.

b) Descongelamiento a Presión.- Este método se utiliza en los evaporadores con aletas o de tipo insuflado se emplean cuando se requieren temperaturas de 2 °C a 15 °C para la preservación de alimentos frescos. En este método la temperatura del evaporador controla indirectamente la temperatura del aire del refrigerador, a su vez la temperatura del evaporador se controla mediante la presión de saturación del refrigerante, esta presión permite que el serpentín se caliente hasta 0 °C y se descongele antes de iniciar su funcionamiento.

c) Descongelación por Temperatura.- En este método, un termostato de tipo bulbo localizado en una parte remota se adapta al evaporador, este termostato controla los puntos de parada y de arranque del compresor, que son de 1°C y -6°C. La temperatura en el evaporador más que la presión es la que controla el sistema de refrigeración. (Fig. III.38)

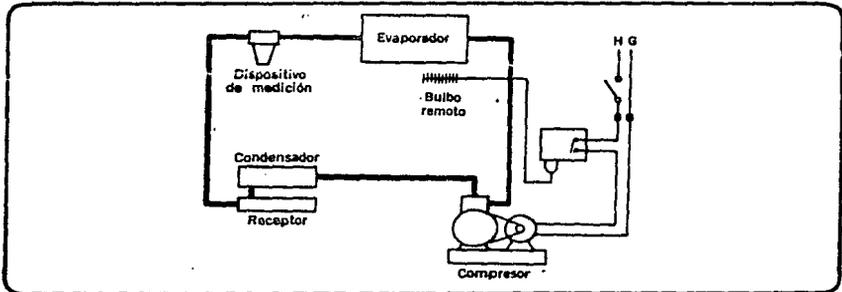


Figura III.38 Diagrama del Método de Descongelamiento por Temperatura.

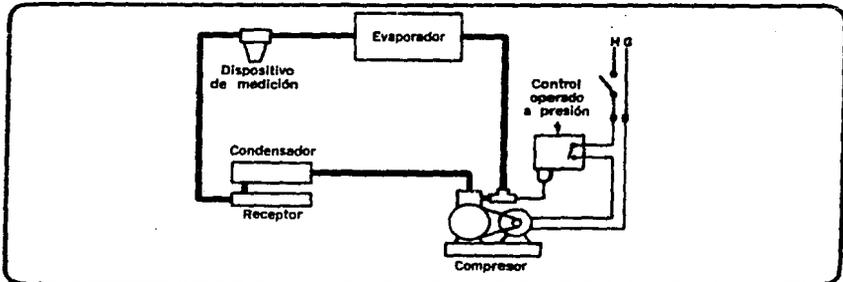


Figura III.39 Diagrama del Método de Descongelamiento por Presión.

d) Descongelamiento por Paro del Compresor.- En algunos sistemas donde el intervalo de temperatura en el área refrigerada es de -4°C hasta 2°C , es posible interrumpir el funcionamiento del compresor durante un período de baja carga del servicio, el paro del compresor se puede controlar con un cronómetro durante el tiempo que las puertas permanezcan cerradas y que no se agregue nada al gabinete, antes de que arranque el compresor la temperatura del aire aumenta a 0°C con objeto de descongelar el evaporador, posteriormente el interruptor arranca el compresor. Este programa se implanta a base de pruebas para establecer el tiempo requerido para el descongelamiento completo. (Fig. III.40)

Quando la temperatura del aire del refrigerador debe mantenerse abajo de 0°C el sistema de paro de compresor no es práctico, ya que el evaporador debe absorber calor del aire del refrigerador la temperatura puede aumentar hasta 1.6°C arriba de 0°C durante un período suficiente para la descongelación del evaporador, cuando esto no es posible, se debe suministrar calor adicional al aire que se encuentra en el refrigerador. A continuación se mencionan los diversos métodos de descongelación que dependen del suministro de adicionar calor al aire en el refrigerador.

- Descongelamiento con Gas Caliente.
- "Termoblanco" de Gas Caliente.
- Ciclo Inverso de Gas Caliente.
- Descongelación de Agua.
- Descongelación con Rocío de Salmuera.
- Descongelación Eléctrica.

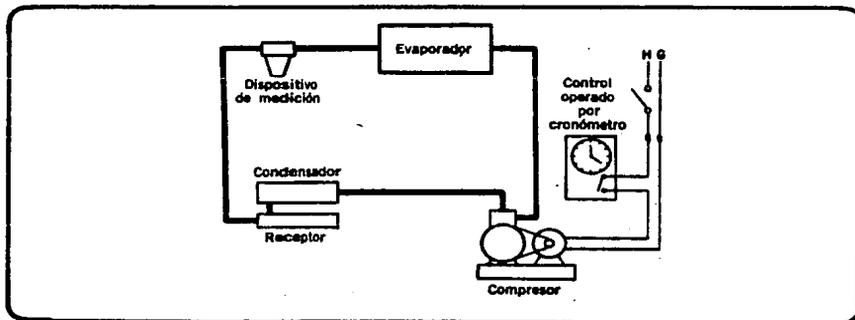


Figura III.40 Diagrama del Método de Descongelamiento por Paro del Compresor.

CAPITULO 4

-CALCULO DE LA CARGA DE ENFRIAMIENTO.

4.- CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO.

La carga de enfriamiento es la cantidad de calor que tiene que retirar un sistema de refrigeración, de un espacio refrigerado, para reducir o mantener la temperatura deseada.

Las fuentes que producen el calor y que integran la carga de refrigeración son:

- 1) Calor por Transmisión.
- 2) Calor por Radiación.
- 3) Calor por Infiltración.
- 4) Calor debido al Producto.
- 5) Calor por Ocupación.
- 6) Calor debido a Equipo Productor de Calor.

4.1.- CALOR POR TRANSMISION.-

La ganancia de calor a través de paredes, pisos y techos, varía según las siguientes características.

- a) Tipo de construcción.
- b) Area expuesta a diferente temperatura.
- c) Tipo y espesor del aislante.
- d) Diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y la temperatura ambiente.

La cantidad de calor transmitida por las paredes de un espacio refrigerado puede calcularse por :

$$Q = A \times U \times DT$$

De donde:

Q = Cantidad de calor transferida [kcal/hr]

A = Area exterior de pared [m²]

U = Coeficiente de transmisión de calor [kcal/hr·m²·°C]

DT = Diferencial de temperatura a través de la pared [°C]

- Determinación del Factor U.

El coeficiente total de transferencia de calor U, se define como la intensidad total de transferencia de calor a través de un material o miembro estructural compuesto con paredes paralelas. El factor U, es el resultante de transferencia de calor después de tener en cuenta la conductividad térmica, la conductancia y la conductancia de la capa superficial. Se expresa en términos de: Kcal/(hora) (m²) (diferencia de temperatura en °C) o em Btu/(hora) (Pie²) (diferencia de temperatura en °F). Normalmente se aplica a estructuras compuestas : paredes, techos y tejados. En la tabla V.1 se dan los valores de los coeficientes de

transmisión de calor normalmente empleados en refrigeración

La conductividad térmica "K"; de un material se define como la intensidad de transferencia de calor a través de un material por unidad de medición, sus unidades en el Sistema Métrico son [Kcal/(hr · m² · cm de espesor · diferencia de temperatura en °C)] y en el Sistema Inglés son: [Btu/(hr · pie² · pulgada de espesor · diferencia de temperatura en °F)].

La conductancia térmica "C"; se define como la intensidad de transferencia de calor que tiene lugar a través de un material de cierto espesor dado en [Kcal/(hr·m² · diferencia de temperatura en °C)] o en [Btu/(hr·pie² · diferencia en temperatura en °F)].

La conductancia térmica difiere de la conductividad térmica, en el hecho de que es un factor para un espesor dado de material o miembro estructural, mientras que la conductividad térmica es un factor de transferencia de calor por centímetro ó pulgada de espesor.

1) Conductancia de la capa superficial de aire.-

La transferencia de calor a través de cualquier material, esta relacionada con la resistencia superficial del aire al flujo de calor y esta se determina según el tipo de superficie, aspera o lisa, su posición vertical u horizontal, sus propiedades reflectoras y la intensidad de flujo de aire sobre la superficie.

La conductancia de la capa superficial de aire se designa con fi para superficies interiores, y fo para superficies exteriores. Donde su valor aproximado para la mayoría de los calculos es fi = 1.65 y fo = 6 para paredes exteriores expuestas a vientos hasta de 24 Km/Hr.

2) Resistencia térmica (R).-

Es la resistencia de un material al flujo de calor y es por definición el recíproco de la transferencia de calor.

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

Sus unidades son :

$$R = \frac{\text{(Diferencia de temperatura en } ^\circ\text{F)} \text{ (Pie}^2 \text{ de área)}}{\text{Btu/hora}}$$

R es muy útil puesto que los valores de resistencia pueden sumarse en forma numérica, es decir:

$$R \text{ Total} = R_1 + R_2 + R_3$$

En donde R1, R2 y R3 son resistencias individuales.

La forma más sencilla para calcular el factor U, es obteniendo la resistencia total del material y después su recíproco, ya que :

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad \text{y} \quad R_{total} = \frac{1}{f_i} + \frac{1}{f_o} + \frac{1}{C_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3}$$

De donde:

- C1 = Conductancia del material número 1
- K2 y K3 = Conductividad térmica de los materiales 2 y 3
- X2 y X3 = Espesor de los materiales 2 y 3

Los valores de la conductividad térmica de materiales para construcción varían según cada tipo, mientras que algunos se utilizan como conductores térmicos, otros se utilizan como aislantes porque poseen una elevada resistencia al flujo de calor, hay diferentes tipos de aislantes como, el asbesto, fibra de vidrio, corcho, metales reflectores, y los nuevos materiales de espuma. La mayoría de ellos son buenos aislantes porque poseen una conductividad térmica K = 0.25 o menor, como los de espuma que alcanzan factores de conductividad térmica de 0.12 a 0.15, en la tabla IV.1 se dan los valores de muchos materiales utilizados en la construcción de gabinetes de refrigeración.

3) Temperaturas exteriores de diseño.-

Se han llevado a cabo intensos estudios de los datos obtenidos por la oficina meteorológica durante muchos años, para poder establecer temperaturas exteriores de diseño aceptables.

Como la carga máxima se produce durante las estaciones más cálidas, sería incostruable calcular un equipo bajo estas condiciones, por lo que se han desarrollado tablas con temperaturas de diseño de verano, las que se supone solo podrá ser excedidas por un porcentaje muy pequeño de horas durante el verano. La tabla IV.2 indica temperaturas de diseño de verano, las cuales serán igualadas y excedidas únicamente por el 1% en los meses de verano.

4.2.- CALOR POR RADIACION.-

El factor principal de la carga por radiación procede de los rayos del sol y en caso de que las paredes del gabinete de refrigeración estén expuestas a este, se aumentará la diferencia de temperatura según los factores indicados en la tabla IV.3

Tabla IV.1 Coeficientes de Transmisión de Calor.

MATERIAL	DENSIDAD libras / pe	TEMPERATURA MEDIA OF	CONDUCTIVIDAD k	CONDUCTANCIA C	RESISTENCIA (R)	
					Por Pulgada	Total
MATERIALES DE CONSTRUCCION						
Concreto, Arena y Grava	140		12.0		.08	
Ladrillo Común	120	75	5.0		.20	
Ladrillo de Fachada	120	75	9.0		.11	
Ladrillo hueco de 2 Celdas, 8"	75	75		.66		1.52
Bloque de Concreto, Arena y Grava, 8"	75	75		.93		1.11
Bloque de Concreto, Ceniza, 8"	75	75		.58		1.72
Yeso para estucar, Arena	108	75	5.6		.18	
MATERIALES AISLANTES						
Capa de lana mineral	0.8	75	.32		3.12	
Capa de fibra de vidrio	0.5	75	.32		3.12	
Placa de caucho	6.5-7.0	0	.25		4.0	
Placa de fibra de vidrio	9.5-11.0	-18	.21		4.76	
Ureterano expandido, R-11	0	0	.17		5.89	
Poliuretano expandido	1.0	0	.24		4.17	
Placa de lana mineral	15.0	0	.25		4.0	
Cubierta de techo aislante de 2"	75	75		.18		6.56
Refractario suelto de lana mineral	2.0-5.0	0	.23		4.35	
Polistireno expandido	2.2-5.0	0	.22		4.52	
TECHOS						
Techos de Asbesto-Cemento	120	75		4.78		.21
Asfalto en Rollos para Techos	70	75		6.50		.15
Techo Profundizado de 3/8"	70	75		3.0		.33
Teva de Madera	75	75		1.06		.94
MATERIALES PARA PISOS						
Alfombra con Bump-alfombra de Fibra		75		.48		2.08
Alfombra o Bump-alfombra de Piel espuma		75		.81		1.23
Los de Corcho de 1/8"		75		3.60		.28
Tarrazo, 1"		75		12.50		.08
Lamina Aléutica, de vinilo o Linoleum		75		20.0		.05
Subsuelo de Madera de 25/32"		75		1.02		.98
Suelo de Madera de 3/4"		75		1.47		.68
VIDRIO						
Vidrio Plano Sencillo				.73		1.37
Vidrio Aislante Doble				.49		2.04
Vidrio Aislante Triple				.38		2.83
Ventanas de Tormenta				.44		2.27
MATERIALES PARA ACABADOS						
Placa de Aislado Cemento	120	75	4.0		.25	
Yeso de 1/2"	50	75		2.25		.45
Triples	34	75		.80		1.25
Revestimiento de Madera	20	75	.38		2.63	
Fábrica	65	75	1.40		.72	
Filtro Permeable al Vapor		75		16.70		0.06
Felícula Plástica Impermeable		75				
MADERAS						
Madera Secas de 1 x 8		75		1.23		.81
Arauc, Roble, Madera Dura	45	75	1.10		.91	
Abeto, Pino, Madera Blanda	32	75	.80		1.25	
VARIOS						
Agua				.42		.24
Hielo				12-3.8		83-37
Tierra				7.2-12.0		14-.08
Asfalto		75		.45		2.22

Tabla IV.2 Temperaturas Exteriores de Diseño en Verano.

(La temperatura de diseño de bulbo seco y bulbo húmedo represente la temperatura igualada o excedida durante el 1% de las horas en verano)

LUGAR	B. S.		B. H.		Altitud Mts.
	OC	OF	OC	OF	
AGUASCALIENTES					
Agua Calientes	34	93	19	66	1879
BAJA CALIFORNIA					
Ensenada	34	93	26	79	13
Mexicali	43	109	28	82	1
La Paz	36	97	27	81	18
Tijuana	35	95	26	79	29
CAMPECHE					
Campeche	36	97	26	79	25
Ciudad del Carmen	37	99	26	79	3
COAHUILA					
Matamoros	34	93	21	70	1120
Monclova	38	100	24	75	586
Nueva Rosita	41	106	25	77	430
Piedras Negras	40	104	26	79	220
Saltillo	35	95	22	72	1609
COLIMA					
Colima	36	97	24	75	494
Manzanillo	35	95	27	81	3
CHIAPAS					
Tapachula	34	93	25	77	168
Tuxtla Gutiérrez	35	95	25	77	536
CHIHUAHUA					
Camargo	43	109	23	73	1653
Casas Grandes	43	109	25	77	1478
Chihuahua	35	95	23	73	1423
Ciudad Juárez	37	99	24	75	1137
Parral	32	90	20	68	1652
DISTRITO FEDERAL					
México Tacubaya	32	90	17	63	2309
DURANGO					
Durango	33	91	17	63	1898
Guadalupe Victoria	43	109	21	70	1982
Ciudad Lerdo	36	97	21	70	1140
Santiago Papasquiaro	38	100	21	70	1740
GUANAJUATO					
Calera	38	100	20	68	1754
Guanajuato	32	90	18	64	2030
Irapuato	35	95	19	66	1724
León	34	93	20	68	1809
Salvatierra	35	95	19	66	1751
Silao	36	97	20	68	1777
GUERRERO					
Acapulco	33	91	27	81	3
Chilpancingo	33	91	23	73	1250
Iguala	39	102	22	72	735
Taxco	34	93	20	68	1755
HIDALGO					
Pachuca	29	84	18	64	2445
Tulancingo	32	90	19	66	2181
JALISCO					
Guadalajara	33	91	20	68	1589
Lagos de Moreno	39	102	20	68	1880
Puerto Vallarta	36	97	26	79	2
MEXICO					
Texcoco	32	90	19	66	2216
Toluca	26	79	17	63	2675
MICHOACAN					
Apatzingán	39	102	25	77	682
Morelia	30	86	19	66	1923
La Piedad	34	93	20	68	1775
Uruapan	34	93	20	68	1611
Zamora	35	95	20	68	1633

LUGAR	B. S.		B. H.		Altitud Mts.
	OC	OF	OC	OF	
Zacapú	32	90	19	66	2000
MORELOS					
Cuautla	42	108	22	72	1291
Cuernavaca	31	88	20	68	1538
NAYARIT					
Acaponeta	37	99	27	81	25
San Blas	33	91	26	79	7
Tepec	36	97	26	79	918
NUEVO LEON					
Linares	38	100	25	77	684
Montemorelos	39	102	25	77	432
Monterrey	38	100	26	79	534
OAXACA					
Oaxaca	35	95	22	72	1563
Salina Cruz	34	93	26	79	56
PUEBLA					
Huachinango	37	99	21	70	1600
Puebla	39	102	17	63	2150
Tehuacán	34	93	20	68	1676
Tehuacán	36	97	22	72	1990
QUERÉTARO					
Querétaro	33	91	21	70	1842
QUINTANA ROO					
Coxmel	33	91	27	81	3
Payo Obispo	34	93	27	81	4
SAN LUIS POTOSÍ					
Mahahual	36	97	22	72	1597
San Luis Potosí	34	93	18	64	1877
SINALOA					
Culiacán	37	99	27	81	53
Escuinapa	33	91	26	79	14
Mazatlán	31	87	26	79	76
Topolobampo	37	99	27	81	3
SONORA					
Ciudad Obregón	43	109	28	82	40
Empalme	43	109	28	82	2
Guaymas	42	108	28	82	4
Hermosillo	41	106	28	82	211
Navojoa	41	106	28	82	38
Nogales	37	99	26	79	1177
S. Luis Río Colorado	31	124	30	86	40
TABASCO					
Villahermosa	37	99	26	79	10
TAMAULIPAS					
Matamoros	36	97	26	79	12
Nuevo Laredo	41	106	25	77	16
Tampico	36	97	26	79	18
Ciudad Victoria	38	100	26	79	321
TLAXCALA					
Tlaxcala	28	82	17	63	2252
VERACRUZ					
Alvarado	35	95	26	79	9
Córdoba	36	97	23	73	871
Jalapa	32	90	21	70	1399
Orizaba	34	93	21	70	1248
Tuxpan	33	91	27	81	14
Veracruz	33	91	27	81	16
YUCATAN					
Mérida	37	99	27	81	22
Progreso	36	97	27	81	14
ZACATECAS					
Fresnillo	36	97	19	66	2250
Zacatecas	28	82	17	63	2612

Tabla IV.3 Corrección de Temperatura por el Efecto Solar.

(Grados Fahrenheit que han de añadirse a la diferencia de temperatura normal en los cálculos de transmisión de calor para compensar el efecto solar.

Esta tabla no es aplicable para diseños de acondicionamiento de aire)

Tipo de Superficie	Parad Este	Parad Sur	Parad Oeste	Techo Plano
Superficies de color oscuro tales como: Techo de arcilla negra Techo de chapopote Pintura negra	8	5	8	20
Superficies de color medio tales como: Madera sin pintar Ladrillo Losa roja Cemento oscuro Pintura roja, gris o verde	6	4	6	15
Superficies de color claro tales como: Piedra blanca Cemento de color claro Pintura blanca	4	2	4	9

Tablas de cálculo rápido para cámaras frigoríficas.-

A través de los años se han desarrollado una serie de estadísticas comunmente usadas en el diseño de equipo de refrigeración, que proporcionan datos para el cálculo rápido de transmisión de calor a través de paredes aisladas como se muestra en la tabla IV.4.

Esta tabla nos proporciona la ganancia de calor en Btu por 1 °F de diferencia de temperatura, por pie cuadrado de superficie, por 24 Hrs., para los diferentes tipos de aislamientos comunmente usados. El espesor indicado, es el del aislante usado y no el espesor total de la pared.

Por ejemplo; para obtener la transferencia de calor durante 24 Hrs. a través de una pared de 10' x 12', aislada con 4" de poliuretano expandido expuesto a una temperatura ambiente de 95 °F y a una temperatura de la cámara frigorífica de 0 °F tendremos que:

$$\text{Calor por transmisión} = Q = A \cdot U \cdot DT = 1.02 \times 120 \times 95$$

$$Q = 11,628 \text{ Btu} / 24 \text{ hr.}$$

Tabla IV.4 Factores de Cálculo Rápido para Transmisión de Calor a Través de Paredes Aisladas.

BTU por 1ºF D.T. por pie cuadrado por 24 horas.

AISLANTE	Pulgadas de Aislante										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Poliuretano expandido. Factor k = 0.17	2.04	1.36	1.02	.815	.68	.58	.51	.45	.41	.37	.34
Fibra de vidrio, corcho, placa y relleno de lana mineral y poliestireno expandido. Factor k = 0.25	3.0	2.0	1.5	1.2	1.0	.86	.75	.67	.60	.55	.50
Aserrín. Factor k = 0.45	5.40	3.6	2.7	2.16	1.80	1.54	1.35	1.20	1.08	.98	.90

VIDRIO	BTU por 1ºF D.T. por pie cuadrado por 24 horas
Vidrio Sencillo	17.52
Doble Vidrio Aislante	11.76
Triple Vidrio Aislante	9.12

4.3.- CALOR POR INFILTRACION DE AIRE.

Cuando la puerta de un espacio refrigerado se abre, la diferencia de densidades entre el aire frío y el aire caliente crea una diferencia de presión a través del claro de la puerta, originando un intercambio de aire. En la parte superior entra aire caliente y en la parte inferior sale frío.

Cualquier cantidad de aire que penetre al espacio refrigerado debe reducirse a la temperatura de almacenamiento, para evitar variación en humedad y temperatura.

Como es difícil calcular la cantidad del aire introducido por este concepto debido a muchos factores variables, se han desarrollado métodos basados en la experiencia para determinar la ganancia de calor obtenida por infiltración; existen dos métodos comúnmente usados que son:

1) Método de estimación por cambio de aire.

Este método supone que la entrada y salida de personas a una cámara esta en función del tamaño o volumen de la misma, por lo que, el número de veces que se abren las puertas depende del volumen y no de la cantidad de ellas.

Las tablas IV.5 y IV.6 señalan las cantidades apropiadas de cambios de aire por 24 horas, para varios tamaños de enfriadores, estos valores se entienden para uso promedio y fueron extraídos del Data Book ASHRAE, que define el uso como sigue:

Uso ordinario.- Incluyen instalaciones no sujetas a temperaturas extremas y con un manejo de alimentos normal como en salchichonería y clubes.

Uso intenso.- Incluye instalaciones frigoríficas como: las de mercados, restaurantes, cocinas de hoteles, etc., en las que las temperaturas de cuarto son altas y con períodos de intensa actividad, que ocasionan cargas pesadas sobre el equipo porque se colocan con frecuencia grandes cantidades de alimentos calientes.

Tabla IV.5 Cambio Promedio de Aire, por 24 H para Cuarto de Almacenamiento. Debido a Abertura de Puertas y Filtración. (A) Para Temperaturas Arriba de 32 °F.

Volumen, pies ³	Cambios de aire por 24 h	Volumen, pies ³	Cambios de aire por 24 h	Volumen, pies ³	Cambios de aire por 24 h	Volumen, pies ³	Cambios de aire por 24 h
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 almacenamiento con antenas, redúzcanse los cambios de aire al 50% de los valores de la tabla.

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

De ASRE Data Book, Design Volume, Edición 1948, con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers.

(B) Para Temperaturas a Menos de 32 °F.

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

Volumen, pies ³	Cambios de aire por 24 h	Volumen, pies ³	Cambios de aire por 24 h	Volumen, pies ³	Cambios de aire por 24 h	Volumen, pies ³	Cambios de aire por 24 h
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 almacenamiento con antenas, redúzcanse los cambios de aire al 50% de los valores en la tabla.

(2) Para cuartos de casilleros, duplíquense los valores de la tabla anterior.

De ASRE Data Book, Design Volume, Edición 1948, con permiso de la American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers.

Tabla IV.6 Cambio Promedio de Aire, por 24 H para Cuarto de Almacenamiento. Debido a Abertura de Puertas y Filtración. (A) Para Temperaturas Arriba de 0 °C.

Temperatura del cuarto de almacenamiento °C	Temperatura del aire de entrada °C									
	29.4°C		32.2°C			35°C		37.8°C		
	Humedad relativa del aire, %									
°C	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
18.3°	5.34	7.56	9.96	8.27	10.41	12.81	11.03	13.70	14.06	17.33
15.0°	7.56	9.16	11.21	10.05	12.19	14.59	12.81	15.48	15.89	19.13
12.8°	9.96	11.92	13.97	12.54	14.77	17.17	15.30	17.88	18.33	21.71
10.0°	11.74	13.76	15.84	14.41	16.64	19.13	17.17	19.75	20.29	23.58
7.22°	13.35	15.39	17.53	16.02	18.33	20.82	18.86	21.53	21.98	25.38
4.44°	15.04	17.08	19.22	17.80	20.11	22.60	20.55	23.31	23.76	27.23
1.67°	16.55	18.60	20.82	19.31	21.62	24.20	22.16	24.83	25.36	28.83
1.11°	17.80	19.93	22.16	20.11	22.51	25.09	23.49	26.16	26.25	29.81

Reproducida de *Refrigeration Engineering Data Book* por cortesía de la American Society of Refrigerating Engineers.

(B) Para Temperaturas a Menos de 0 °C.

Temperatura del cuarto de almacenamiento °C	Temperatura del aire de entrada °C									
	4.44°C		10.0°C		26.7°C		32.2°C		37.8°C	
	Humedad relativa del aire, %									
°C	70	80	70	80	50	60	50	60	50	80
- 1.11°	2.13	2.58	5.16	5.87	15.04	16.64	20.11	22.51	26.25	29.81
- 3.89°	3.64	4.00	6.67	7.38	16.55	18.24	21.71	24.11	27.94	31.54
- 6.67°	4.98	5.42	8.09	8.81	18.15	19.75	23.31	25.81	29.63	33.18
- 9.44°	6.31	6.67	9.43	10.14	19.58	21.27	24.92	27.32	31.23	34.88
- 12.1°	7.56	7.92	10.59	11.30	21.18	22.42	26.07	28.48	32.39	35.95
- 15.0°	8.72	9.16	11.92	12.63	22.33	24.11	27.76	30.26	34.17	38.00
- 17.8°	9.96	10.43	13.17	13.88	23.85	25.45	29.19	31.68	35.68	39.43
- 20.55°	10.94	11.39	14.15	14.86	24.83	26.52	30.34	32.84	36.93	40.87
- 23.33°	12.05	12.54	15.39	16.10	26.07	27.85	31.68	34.26	38.35	42.18
- 26.11°	13.35	13.61	16.46	17.17	27.14	28.92	32.66	35.24	39.33	43.25
- 28.88°	14.50	14.95	17.88	18.60	28.83	30.61	34.53	37.20	41.47	45.39
- 31.66°	15.75	16.02	18.86	19.66	30.08	31.68	35.60	38.27	42.54	46.58
- 34.44°	16.91	17.35	20.38	21.18	31.59	33.46	37.16	40.13	44.80	48.61

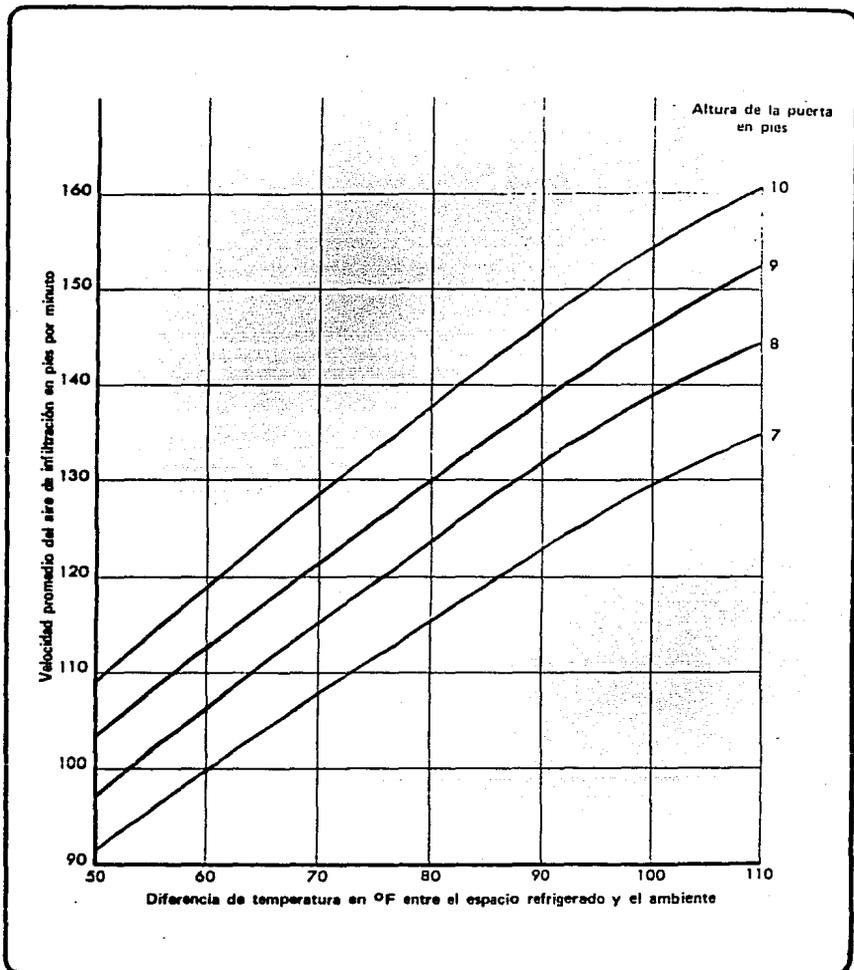


Figura IV.7 Velocidad del Aire de Infiltración a Través de Puertas Abiertas.

2) Método de estimación por velocidad de aire.

Método para calcular la infiltración en un espacio refrigerado que considera la velocidad del flujo del aire, que incide a través de una puerta abierta. La velocidad de infiltración para diversas alturas de puertas y diferencias de temperatura, se indica en la figura IV.7.

Si se puede determinar el tiempo que se abre la puerta durante cada hora, podrá calcularse la infiltración promedio por hora y su ganancia de calor. Una vez determinada la cantidad de aire infiltrado, se puede obtener la carga a partir de la ganancia de calor por metro cúbico o pie cúbico, según se establece en las tablas IV.8 y IV.9.

Si no existen los valores deseados, la carga de calor puede determinarse por medio de la diferencia de entalpia entre el aire interior y exterior, según la ecuación siguiente:

$$\text{Carga por infiltración de aire} = W (h_o - h_i) .$$

en donde: W = Peso del aire introducido cada 24 Hrs.
(Kgs/24 Hrs).

h_o = Entalpia del aire exterior(Kcal/Kgs).

h_i = Entalpia del aire interior(Kcal/Kgs).

Sin embargo, puesto que las cantidades de aire se dan en metros cúbicos y no en Kgs., estos se dan en metros cúbicos de acuerdo a las tablas, y se llevan a cabo con mayor facilidad mediante el empleo de una carta psicrométrica.

Tabla IV.8 Btu por Pie Cúbico, Retiradas al Enfriar a Condiciones de Almacenamiento:

(A) Para Temperaturas a Menos de 30 °F.

Temperatura de almacenamiento °F	Temperatura del aire de entrada °F											
	40		50				80				100	
			Humedad relativa del aire, %									
	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		

Reproducida de Refrigeration Engineering Data Book por cortesía de la American Society of Refrigerating Engineers.

(B) Para Temperaturas Arriba de 30 °F.

Temperatura de almacenamiento °F	Temperatura del aire de entrada °F									
	85			90			95		100	
	Humedad relativa del aire, %									
	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 IV.9 Kilocalorias por Metro Cúbico, Retiradas al Enfriar a Condiciones de Almacenamiento:

(A) Para Temperaturas Arriba de -1.1 °C.

Temperatura del cuarto de almacenamiento °C	Temperatura del aire de entrada °C									
	29.4°C			32.2°C			35°C		37.8°C	
	Humedad relativa del aire, %									
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
18.3°	5.34	7.56	9.96	8.27	10.41	12.81	11.03	13.70	14.06	17.35
15.8°	7.56	9.16	11.21	10.05	12.19	14.59	12.81	15.48	15.89	19.13
12.8°	9.96	11.92	13.97	12.54	14.77	17.17	15.30	17.88	18.33	21.71
10.0°	11.74	13.76	15.84	14.41	16.64	19.13	17.17	19.75	20.29	23.58
7.22°	13.35	15.39	17.53	16.02	18.33	20.82	18.86	21.53	21.98	25.36
4.44°	15.04	17.08	19.22	17.80	20.11	22.60	20.55	23.31	23.76	27.23
1.67°	16.55	18.60	20.82	19.31	21.62	24.20	22.16	24.83	25.36	28.83
1.11°	17.80	19.93	22.16	20.11	22.51	25.09	23.49	26.16	26.25	29.81

(B) Para Temperaturas a Menos de -1.1 °C.

Temperatura del cuarto de almacenamiento °C	Temperatura del aire de entrada °C									
	4.44°C		10.0°C		26.7°C		32.2°C		37.8°C	
	Humedad relativa del aire, %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
- 1.11°	2.13	2.58	5.16	5.87	15.04	16.64	20.11	22.51	26.25	29.81
- 3.89°	3.64	4.00	6.67	7.38	16.55	18.24	21.71	24.11	27.94	31.59
- 6.67°	4.98	5.42	8.09	8.81	18.15	19.75	23.31	25.81	29.63	33.19
- 9.44°	6.31	6.67	9.43	10.14	19.58	21.27	24.92	27.32	31.23	34.88
- 12.1°	7.56	7.92	10.59	11.30	21.18	22.42	26.07	28.48	32.39	35.99
- 15.0°	8.72	9.16	11.92	12.63	22.33	24.11	27.76	30.26	34.17	38.00
- 17.8°	9.96	10.43	13.17	13.88	23.85	25.45	29.19	31.68	35.68	39.49
- 20.55°	10.94	11.39	14.15	14.86	24.83	26.52	30.34	32.84	36.93	40.57
- 23.33°	12.05	12.54	15.39	16.10	26.07	27.85	31.68	34.26	38.35	42.18
- 26.11°	13.35	13.61	16.46	17.17	27.14	28.92	32.66	35.24	39.33	43.26
- 28.88°	14.50	14.95	17.88	18.60	28.83	30.61	34.53	37.20	41.47	45.36
- 31.66°	15.75	16.02	18.86	19.66	30.08	31.68	35.60	38.27	42.54	46.36
- 34.44°	16.91	17.35	20.38	21.18	31.59	33.46	37.46	40.13	44.50	48.41

4.4.- CALOR DEBIDO AL PRODUCTO.

Es la ganancia de calor originado por el enfriamiento del producto hasta su temperatura de almacenamiento y puede deberse a:

1) Calor de transpiración liberado por algunos productos perecederos, que mantienen algunas reacciones químicas aun después de cosechados y que producen calor.

2) Calor latente de fusión entregado por el producto al solidificarse o congelarse.

3) Calor sensible entregado por el producto al enfriarse de la temperatura de introducción, hasta su temperatura de almacenamiento y se divide en calor sensible antes del punto de congelación y calor sensible abajo del punto de congelamiento.

La carga total del producto, puede deberse a uno, dos o todos los tipos de carga descritos anteriormente y sera la suma total de ellas, siendo esta muy variable ya que las propiedades y características de cada producto son muy diferentes.

Propiedades y características de ciertos productos.

En la naturaleza existen una gran cantidad de materiales que en algún momento , son motivo de estudio en alguna aplicación de refrigeración, efectuada por un profesionista o una institución.

En las tablas que a continuación se presentan se describen las características de varios productos, los cuales son esenciales para calcular la carga del producto que se va a refrigerar, en la tabla IV.10 se describen productos alimenticios, la tabla IV.11 materiales solidos y la IV.12 líquidos.

1) Calor por transpiración.

Las frutas, verduras y algunos alimentos como quesos, levaduras, flores, etc., aun después de cosechados y procesados siguen siendo organismos vivientes, ya que el proceso de vida continua durante cierto tiempo y producen calor. La cantidad de calor cedido depende del producto en cuestión y de su temperatura de almacenamiento. La tabla IV.10 enlista varios productos alimenticios con sus correspondientes datos de almacenamiento, en ella se puede notar como el calor de transpiración se incrementa con el aumento de la temperatura de almacenamiento.

Tabla IV.10 Características de Productos Alimenticios.

Producto	Temperatura Promedio de Congelación °F	Porcentaje de Agua	Calor Especifico BTU/lb. °F		Calor Latente de Fusión BTU/lb.	Calor de Evolución BTU por (24 hrs.) (ton) a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de Congelación	Abajo del punto de Congelación		°F	BTU
VERDURAS							
Aceitunas	28.5	75.2	0.80	0.42	108		-
Alcachofas	29.1	83.7	0.87	0.45	120	40	10,140
Apio	29.7	93.7	0.95	0.48	135	32	1,600
						40	2,400
Berengena	30.4	92.7	0.94	0.48	132		
Betabel	31.1	87.6	0.90	0.46	128	32	2,700
						40	4,100
Brócoli	29.2	89.9	0.92	0.47	130	40	11,000 - 17,000
Calabaza	30.1	90.5	0.92	0.47	130		-
Calabacitas tiernas	30.1	90.5	0.92	0.47	130		-
Camotes	28.5	68.5	0.75	0.40	97	40	1,710
Cebollas	30.1	87.5	0.90	0.46	124	32	700 - 1,100
						40	1,800
						40	1,700
Col	31.2	92.4	0.94	0.47	132		
Coliflor	30.1	91.7	0.93	0.47	132	40	4,500
Colirrábano	30.0	90.0	0.92	0.47	128		
Colectas de Bruselas	31.0	84.9	0.88	0.46	122	40	6,600 - 11,000
Col fermentada (Sauerkraut)	26.0	89.0	0.92	0.47	129		
Col rizada	30.7	86.6	0.89	0.46	124		
Chícharos verdes	30.0	74.3	0.79	0.42	106	40	13,200 - 16,000
Chícharos secos		9.5	0.28	0.22	14		
Chirivías	28.9	78.6	0.84	0.46	112		
Ejotes	29.7	88.9	0.91	0.47	128	40	9,700 - 11,400
Elotes	28.9	75.5	0.79	0.42	106	32	7,200 - 11,300
						40	10,600 - 13,200
Escarola	30.9	93.3	0.94	0.48	132		
Espárragos	29.8	93.0	0.94	0.48	134	40	11,700 - 23,100
Espinacas	30.3	92.7	0.94	0.48	132	40	8,000
Habas	30.1	66.5	0.73	0.40	94	40	4,300 - 6,100
Habas secas		12.5	0.30	0.24	18		
Hongos	30.2	91.1	0.93	0.47	130	32	6,200
						50	22,000
Jitomate	30.4	94.1	0.95	0.48	134	40	1,260
Lechuga	31.2	94.8	0.96	0.48	136	32	2,300
						40	2,700
Maiz		10.5	0.28	0.23	15		
Nabo	30.5	90.9	0.93	0.47	130	32	1,900
						40	2,200
						40	1,300 - 1,800
Papas	28.9	77.8	0.82	0.43	111		
Pepinos	30.5	96.1	0.97	0.49	137		
Pimiento	30.1	92.4	0.94	0.47	132	40	4,700
Rábano	30.1	93.6	0.95	0.48	134		
Rábano picante	26.4	73.4	0.78	0.42	104		
Rapóntico	28.4	94.9	0.96	0.48	134		
Tomate	30.4	94.7	0.95	0.48	134	60	6,230
Verduras (mixtas)	30.0	90.0	0.90	0.45	130		
Zanahorias	29.6	86.2	0.90	0.46	126	32	2,100
						40	3,500

Tabla IV.10 Características de Productos Alimenticios. (Cont.)

Producto	Temperatura Promedio de Congelación °F	Porcentaje de Agua	Calor Especifico BTU/lb. °F		Calor Latente de Fusión BTU/lb.	Calor de Evolución BTU por (24 hrs.) (ton) a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de Congelación	Abajo del punto de Congelación		°F	BTU
CARNES Y PESCADOS							
Aves (carne fresca)	27	74	0.79	0.37	106		
Aves (congeladas)	27	74	0.79	0.37	106		
Bacalao (fresco)	28		0.90	0.49	119		
Camarones	28	70.8	0.83	0.45	119		
Carne cortada (retazo)	29	65	0.72	0.40	95		
Carne de cordero	29	58	0.67	0.30	83.5		
Carne de puerco (ahumada)		57	0.60	0.32			
Carne de puerco (fresca)	28	60	0.68	0.38	86.5		
Carne de res (grasosa)	29		0.60	0.25	79		
Carne de res (magra)	29	68	0.77	0.40	100		
Carne de res (salada)			0.75				
Carne de res (seca)		5-15	0.22-0.34	0.19-0.26	7-22		
Carne de ternera	29	63	0.71	0.39	91		
Chorizos	26	65.5	0.89	0.56	93		
Embutidos			0.60				
Escalopas	28	80.3	0.89	0.48	116		
Hígados	29	65.5	0.72	0.40	93.3		
Jamones y Lomos	27	60	0.68	0.38	86.5		
Ostiones (en su concha)	27	80.4	0.83	0.44	116		
Ostiones (en lata)	27	87	0.90	0.46	125		
Pescado (congelado)	28	70	0.76	0.41	101		
Pescado (en hielo)		70	0.76	0.41	101		
Pescado (seco)			0.56	0.34	65		
Salchichas (ahumadas)	25	60	0.88	0.56	86		
Salchichas (Frankfurt)	29	60	0.86	0.56	86		
Salchichas (frescas)	26	65	0.89	0.56	93		
Tocino		20	0.50	0.30	29		
FRUTAS							
Aguacates	27.2	94	0.91	0.49	136	60	13,200 - 39,700
Arándanos	28.6	82.3	0.86	0.45	118	32	1,300 - 2,200
Arándanos Agrios	27.3	87.4	0.90	0.46	124		
Cerezas	26	83	0.87	0.45	120		
Ciruelas	28	85.7	0.88	0.45	122		
Ciruela pasa (fresca)	28	85.7	0.88	0.45	123		
Chabacanos	28.1	85.4	0.88	0.46	122		
Dátil (fresco)	27.1	78	0.82	0.43	112		
Dátil (seco)	-4.1	20	0.36	0.26	29		
Duraznos	29.4	86.9	0.90	0.46	124	32	1,110
						40	1,735
Frambuesas	30.1	82	0.85	0.45	122	40	6,800 - 8,500
						60	18,100 - 22,300
Fresas	29.9	90	0.92	0.47	129		
Granadas	28	77	0.87	0.48	112		
Grosella	30.2	84.7	0.88	0.45	120		

Tabla IV.10 Características de Productos Alimenticios.(Cont.)

Higo (fresco)	27.1	78	0.82	0.43	112		
Higo (seco)		24	0.39	0.27	34		
Limas	29	86	0.89	0.46	122	40	810
						60	2,970
Limones	28.1	89.3	0.92	0.46	127	40	810
						60	2,970
Mandarinas	28	87.3	0.93	0.51	126	32	3,265
						40	5,865
Mangos	32	93	0.90	0.48	134		
Manzanas	28.4	84.1	0.86	0.45	121	32	830
						40	1,435
Melones	29	92.7	0.94	0.48	132	40	2,000
						60	8,500
						40	1,000
Melón dulce	20	92.6	0.94	0.48	132		
Membrillo	28.1	85.3	0.88	0.45	122		
Moras	28.9	85.3	0.88	0.46	122		
Naranjas	28	87.2	0.90	0.46	124	32	795
Nectarinas	29	82.9	0.90	0.49	119		
Nísperos	28.3	78.2	0.84	0.43	112		
Peras	28.5	83.5	0.86	0.45	118	32	.770
Piñas	29.4	85.3	0.88	0.45	123		
Pílatanos	28	74.8	0.80	0.42	108	68	8,400 - 9,200
Sandías	29.2	92.1	0.97	0.48	132		
Toronjas	28.4	88.8	0.91	0.46	126	32	460
						40	1,070
Uvas	26.3	81.7	0.86	0.44	116	35	830
Uva-espín	28.9	88.3	0.90	0.46	126		
VARIOS							
Azúcar de maple	20	5	0.24	0.21	7	45	1,420
Caviar (enlatado)	28	55				40	3,820
Cerveza	28	92	1.00		90		
Crema (40%)	28	73	0.85	0.40			
Chocolate	85 - 95	55	0.33	0.55	40		
Dulces			0.93				
Flores cortadas	32						480 BTU/pie' de área
Harina		13.5	0.38	0.28			
Hielados	27 - 0	58 - 66	0.78	0.45	96		
Huevos (congelados)	27		0.41		100		
Huevos (frescos)	27		0.76	0.40	100		
Leche	31	87.5	0.93	0.49	124		
Levadura		70.9	0.77	0.41	102		
Lúpulo						35	1,500
Malta						50	1,500
Manteca de cerdo			0.52				
Mantequilla	30 - 0	15	0.64	0.34	15		
Miel de abeja		18	0.35	0.26	26	40	1,420
Miel de maple		38	0.49	0.31	52	45	1,420
Nueces (secas)	3 - 10		0.21 - 0.29	0.19 - 0.24	4.3 - 14	35	1,000
Oleomargarina		15.5	0.32	0.25	22		
Pan		32 - 37	0.70	0.34	46 - 53		
Pasta de pan		58	0.75				
Pielas y Lana				0.40			
Queso americano	17	60	0.64	0.36	79	40	4,680
Queso Camambert	18	60	0.70	0.40	86	40	4,920
Queso Limburger	19	55	0.70	0.40	86	40	4,920
Queso Roquefort	3	55	0.65	0.32	79	45	4,000
Queso Suizo	15	55	0.64	0.36	79	40	4,660
Tabaco y Puros	25						

Tabla IV.11 Propiedades de Los Sólidos.

Nombre o Descripción	Calor Especifico		Gravedad Especifica	Conductividad Térmica *	
	BTU por (lb.) (°F)	Temperatura °F		Temp. °F	k
Abeto	0.65		0.40	86	0.094
Aceite de alquitrán de carbón	0.34	59 - 194			
Aceero al níquel	0.109				
Aceero (estirado en frío)	0.12		7.83	32	28
Algodón (lana)					0.01
Algodón (lino, cañamo)			1.47 - 1.5	32	0.033
Alquitrán bituminoso			1.2		
Alquitrán de carbón	0.35	104			
Aluminio	0.226	100	2.55 - 2.8	32	122
Alundo	0.186	212			
Arce			0.53 - 0.68	86	0.092
Arcilla	0.224		1.28		
Arena	0.191		1.4 - 1.9	68	0.188
Asbesto	0.25	0.47 - 0.58	2.1 - 2.8	32	0.09
Aserrín			0.21	68	0.042
Asfalto	0.3 - 0.4				
Baquelita	0.3 - 0.4				
Bronce	0.104		7.4 - 8.8		
Bronce de aluminio			7.7		
Bronce para campanas	0.086	59 - 208.4			
Cadmio	0.0548		8.65	64	53.7
Caoba			0.56 - 0.85		
Carbón de piedra	0.26 - 0.37		0.65 - 1.8		
Carbón de retorta	0.204				
Carbón vegetal	0.242		0.28 - 0.57	172	0.051
Cartón					0.1 - 0.2
Caucho de la India	0.481	- 148			
Celulosa	0.32				
Ceniza	0.2		0.64 - 0.72	32	0.041
Ceniza de madera			0.55 - 0.71		
Cobre laminado			8.8 - 8.9	32	224
Coque	0.265	69.8 - 752	1 - 1.4	32	0.106
Corcho (en placa)	0.485		0.22 - 0.26	24	0.028
Criolita	0.253	60.8 - 131			
Cristal de roca	0.117		3.2 - 4.7		
Cuero			0.86 - 1.02		0.092
Diamante	0.147				
Enladrillado	0.2		1.85 - 2	70	0.33 - 0.92
Enyesado rústico					0.25 - 0.05
Escoria de Cemento Portland	0.186		1.5 - 2.4		0.017
Estaño fundido	0.053		7.2 - 7.5	64	37.6
Estaño al bismuto	0.040			64	37.6
Fieltro				86	0.022
Fluorita	0.21	86			
Gis	0.215		1.8 - 2.8		0.48
Grafito	0.2	68 - 212	2.4 - 2.7		1 - 2.32
Granate	0.1758	60.8 - 212			
Hielo	0.350	- 112	0.88 - 0.92	32	1.28 (agua)
Hielo	0.434	- 40		14	1.35
Hielo	0.465	- 4		- 4	1.41
Hielo	0.487	32		- 22	1.471
Hielo				- 40	1.538
Hierro en lingote			7.2		
Hierro forjado			7.6 - 7.9		

Tabla IV.11 Propiedades de Los Sólidos. (Cont.)

Nombre o Descripción	Calor Especifico		Gravedad Especifica	Conductividad Térmica *	
	BTU por (lb.) (°F)	Temperatura °F		Temp. °F	k
Hierro fundido gris	0.101		7.03 - 7.13	129	27.6
Hormigón (piedra)	0.156	70 - 213	1.5 - 2.4		0.5 - 0.75
Hule	0.48		1 - 2	100	0.92
Ladrillo de arcilla refractaria	0.198	212			
Ladrillo de cromita	0.17				0.9 - 2.5
Ladrillo refractario de magnesita	0.222	212			0.022
Lana			1.32	86	
Lana de vidrio	0.157				
Latón amarillo	0.08831	32	8.4 - 8.7	32	49.4
Latón rojo	0.08991	32	8.4 - 8.7	32	59.5
Lino					0.05
Litargirio	0.055				
Maderas	0.45 - 0.65				0.04
Magnesio	0.234	212			
Manganeso			7.42		
Mármol	0.21	64.4	2.4 - 2.8		1.2 - 1.7
Metal monel	0.127	68 - 2,372	8.97		0.44
Mica	0.10	68			
Nieve (recién caída)			0.125		
Níquel	0.103		8.9	64	34.4
Nitrato de Potasio			1.07		
Nogal			0.59		
Nogal Americano			0.74 - 0.8		
Olmo			0.56		
Oro	0.0308		19.25 - 19.2	64	169
Papel	0.324		0.7 - 1.15		0.075
Parafina	0.6939	32 - 68	0.87 - 0.91	86	0.145
Piedra	0.2				0.3 - 0.75
Piedra Caliza	0.217	59 - 212	2.1 - 2.8		
Pinabeto			0.45		
Pino	0.67		0.43 - 0.67	86	0.065 - 0.085
Piritas de cobre	0.131	66.2 - 122			
Piritas de hierro	0.136	59 - 208.4			
Plata alemana	0.0946	32 - 212	8.58		
Plata (fundida)			10.4 - 10.6	64	244
Platino (fundido)			21.5	64	40.2
Plomo	0.030		11.34	64	20.1
Poivo de grafito	0.165	78.8 - 168.8		104	0.106
Porcelana	0.22			329	0.945
Roble	0.57		0.65 - 0.84		0.085 - 0.125
Sal de piedra	0.219	55.4 - 113			
Sílice	0.316				
Tierra (seca y empacada)			1.5 (suelta)	32	0.035
Tungsteno	0.034		19.22		
Vidrio			2.4 - 2.8		
Vidrio (corona)	0.16 - 0.2		2.4 - 2.7		0.333 - 0.5
Vidrio (pyrex)	0.2				
Vidrio (silicoso)	0.188 - 0.2	32 - 212			
Yeso	0.259	60.8 - 114.8	2.3 - 2.8	68	0.25
Zinc fundido			7.1	32	63

* Nota: k = BTU/(Hora) (pie²) (°F) (pie de espesor)
 Gravedad Especifica = Relación entre la densidad del material (lb. por pie³) y la densidad del agua (62.4 lb. por pie³)

Tabla IV.12 Propiedades de Los Líquidos.

Producto	Punto de Ebullición OF	Ental- pía de Vapori- zación BTU/ BTU/ libras	Calor Especifico		Viscosidad		Punto de Congelación OF	Ental- pía de Fusión BTU/ libras	Gravedad específica o Densidad (d)		Conductividad Térmica *	
			BTU por libra) (OF)	Temperatura OF	Centi- poises	Temp. OF			Temp OF	lb/ptia ³ d	k	Temp. OF
Aceite de ajonjolí			0.387						77	55.0 (d)		
Aceite de ballena			0.434		42.0	80.08			59	60.5 (d)	0.104	68
Aceite de castor			0.438	42	451.0	86						
Aceite de citrón					40.6	86			194	0.919		
Aceite de soya					42.2	100.04			59	57.0 (d)		68
Aceite de nabo					54.0	86			59	0.906	0.097	
Aceite de oliva			0.471	44	33.1	86				0.925		
Aceite de linaza					0.275	32	-190.3					
Acetaldehído	69.44	244.8	0.475	68			-118.34	51.1			0.101	68
Acetato etílico	170.78	183.5 (32 F)										
Acetato metílico	134.78	176.5	0.468	59			-144.49					
Acetona	132.98	223.0	0.506	32			203	68	49.4 (d)	0.102	77-86	
Acido Acético	245.3	173.0	0.522	78.8-203	1.040	88	62.00	77.7		0.099	68	
Acido Butírico	328.3	205.0	0.515	20-100	1.304	86	22.01	54.2				
Acido Fócnico	359.96	0.561		57.2-78.8				52.2	59	60.2 (d)		
Acido Fórmico	213.44	216.0	0.521	68-212	1.46	88	47.12	104.4				
Acido Nítrico	188.8						-43.6	17.15		91% - 1.50		
Acido Propiónico	285.98	177.8	0.560	68-278.6	0.980	86	-5.44					
Acido Sulfúrico 100%	626	219.6	0.344	68			50.882	43.2		87% - 1.80	0.21	
Agua	212	969.7	1.000	60.8	0.8007	88	32	143.05	39.2	1.00	0.33	
Agua de Mar			0.980						39.2	62.4 (d)	0.356	
			0.938							1.004		
			0.903							1.024		
			0.411	32	1.272	88				1.048	0.074	
Agua de Mar			0.903							0.864	59	
Aguarrás	320	123.4	0.411	32	1.272	88					77-86	
Alcohol Aililo	206.6	293.0	0.665	69.8-204.8	1.168	86	-200.2					
Alcohol Amilo	280.22	216.0					-109.3	48.0				
Alcohol Butílico	243.86	254.0	0.687	20-115			-129.64	54.0				
Alcohol Etilico	172.94	368.9	0.548		1.2	68	-174.28	45.6			0.789	
Alcohol Isobutílico	224.42	248.0										
Alcohol Metílico	148.48	472.0	0.601	64	0.596	68	-142.6	39.6			0.796	
Alcohol Propílico	207.5	295.2	0.57	68	1.779	86	-194.98			2.04		
Amoniaco			1.099	32				94.5			0.29	
Anilina	63.2	198.0	0.514	60	4.467	88	20.77	46.8	32	64.5 (d)	0.092	
Benceno	176.18	167.0						54.8	32	58.1 (d)		
Benzol			0.340	50	0.587	86		55				
Bromo	137.84	86.4	0.107	13-45	0.911	86		29.15	32			
Bromuro Etilico	101.12	108.0	0.215	59-68	0.368	86	-182.2					
Bromuro de Etileno	269.06	83.0	0.173	68	1.475	86	50.108					
Cloroformo	142.16	106.0	0.226	59	0.519	86	-82.3			1.5	0.080	
Cloruro Etilico	53.96	166.5	0.367	32			-217.66					
Cloruro de Etileno	182.66	139.0	0.299	68	0.736	86	-31					
Decano	345.2	108.2	0.500	0-50	0.77	72.14		86.4			0.085	
Difenilamina	575.6	0.464	125									
Dисуlfuro de Carbono	115.27	151.3	0.240	68	0.352	86	-160.24		32	80.8 (d)	0.093	
Dow Corning 500	211.1											
	305.6											
	377.6											
	446											
Eter Etilico	94.08	159.0	0.529	32	0.223	86	-176.8	41.4		0.736	0.08	
Etilenglicol	398.6	344.0									0.153	
Gasolina	158-194	0.5	32-212							0.73		
Glicerina	544	0.575	59-127	830	88.54	64.58		85.6				
Glicerol	555.08			207.0	88	64.4		85.5			0.164	
Heptano	209.12	137.1	0.490	88	0.375	86	-131.08	80.8			0.081	
Hexano	755.6	142.5	0.600	68	0.298	86	-139	65.0			0.080	
Hidróxido Potásico			0.876	64								
+ 30 partes de Agua			0.975	64								
+ 100 partes de Agua			0.942	64								
Hidróxido Sódico			0.983	64								
+ 100 partes de Agua			0.5	32-212						0.78-0.82	0.086	
Kerosena	424.4	136.0	0.396	185			176.39	64.0			68	
Naftalina	411.62	142.2	0.350	57.2			42.53	40.5			0.095	
Nitrobenceno											86	

Tabla IV.12 Propiedades de Los Líquidos. (Cont.)

Producto	Punto de Ebullición °F	Entalpia de Vaporización BTU/lb/ (libras) (°F)	Calor Especifico		Viscosidad		Punto de Congelacion °F	Entalpia de Fusión BTU/ (libra)	Gravedad especifica o Densidad (d)		Conductividad Térmica *	
			BTU por (libra) (°F)	Temperatura °F	Centi-poise	Temp. °F			Temp °F	lb/pie ³ d	k	Temp. °F
Nitrobenzol		0.350	58									
Nonano	302	0.503	32 - 122	0.62	72.14	- 64.66					0.084	86
Octano	256.28	0.587	68 - 253	0.483	86	- 70.42					0.083	86
Pentano	96.8			0.220	86	- 201.82			32	40.6 (d)		
Petróleo		0.511	70 - 135							0.87		
Salmuera de Cloruro de Calcio		0.764	5						5	1.14		
		0.787	68						68	1.14	0.32	86
		0.695	4						68	1.20	0.34	86
		0.725	68						68	1.20		
		0.651	- 4						-4	1.26		
		0.676	68						68	1.26		
Salmuera de Cloruro de Sodio										25% - 0.33		86
+ 10 partes de Agua		0.791	64							13% - 0.34		86
+ 200 partes de Agua		0.978	64									
Sulfato de Cobre		0.848	58									
Sulfato de Zinc												
+ 50 partes de Agua		0.942	68 - 125									
+ 200 partes de Agua		0.952	125									
Tetracloruro de Carbono	169.16	83.5	0.201	68	0.848	86	- 9.04	74.8			0.107	32
Tolueno	230.54	155.7	0.440	53.6 - 210.2	0.525	86	- 139					
Tolual	231.8	154.8	0.364	50								
Yoduro Etilico	161.78	81.3	0.161	68	0.540	86	- 163.3				0.064	104
Yoduro Metilico	109.14	82.5		86	0.460	86	- 86.98					
Xileno	287.5	149.2	0.411				16.78				0.090	68

* Nota: k = BTU/(Hora) (pie²) (°F) (pie de espesor)

Densidad = Libras por pie cúbico.

Gravedad Especifica = Relación entre la densidad del material (lb. por pie³) y la densidad del agua (62.4 lb. por pie³)

2) Calor latente de fusión.

También llamado de congelación, es el calor extraído a una sustancia en estado líquido al cambiar al estado sólido o el calor suministrado al efectuarse el cambio a líquido.

El calor latente de fusión o congelación de algunas sustancias se da en la tabla IV.12, como se ve, algunos no tienen agua por lo que no se indican, ya que no tienen punto de congelación.

Sin embargo la mayor parte de los alimentos por contener una gran cantidad de agua pueden congelarse, y para hacerlo será necesario extraer su contenido de calor latente. El porcentaje de agua varía con cada alimento, según se puede apreciar en la tabla IV.10, columna 2, mientras más alto sea el contenido de agua del alimento mayor cantidad de calor será necesario extraer.

El calor latente de congelación que debe extraerse de un producto puede calcularse como sigue:

$$Q_f = W \cdot K_f$$

De donde:

Q_f = Btu que deben extraerse
 W = Peso del producto en libras
 K_f = Calor latente de fusión en Btu/lb

El calor latente de fusión de un producto se puede obtener según su porcentaje de contenido de agua. Por ejemplo si el calor latente de fusión o de congelación de una libra de agua es de $K_{H_2O} = 1.44$ Btu/lb, el calor latente de fusión de un producto se puede obtener multiplicando el porcentaje del contenido de agua por el calor latente del agua es decir.

$K_f = K_{H_2O} \times \% \text{ de agua del producto}$

Ejemplo: Calcule el calor latente de fusión del pescado, si su porcentaje de contenido de agua es de 70%, por lo que:

$K_f = K_{\text{pescado}} = 144 \times 0.70 = 100.8$ Btu/lbs

Calor sensible.

Como la mayoría de los productos alimenticios se colocan en un espacio refrigerado a una temperatura superior a la de almacenamiento, el calor extraído para bajar su temperatura se llama: calor sensible arriba del punto de congelación y se efectúa a temperaturas superiores al punto de fusión.

El calor sensible es el calor que provoca un cambio de temperatura en una sustancia.

Calor latente de una sustancia. - Es la capacidad relativa de absorber calor tomando como base la unidad de agua pura y se define como la cantidad de kilocalorías (Btu) necesarias para aumentar la temperatura de un Kilo (Libra) de cualquier sustancia 1°C (1°F), el calor específico del agua es 1; pero para cada sustancia hay un valor específico, el calor específico de diversos productos se describe en las tablas IV.10, IV.11 y IV.12, como puede verse el calor sensible arriba del punto de congelación es diferente al que se encuentra por debajo de el mismo.

CALOR SENSIBLE ARRIBA DEL PUNTO DE CONGELACION.-

El calor que debe extraerse a un producto para reducir su temperatura por encima del punto de congelación, puede calcularse del siguiente modo:

$$Q = W \cdot C \cdot (T_1 - T_2)$$

de donde:

- Q = Btu por extenderse $Kcal/^{\circ}C \times Kgs.$
- C = Calor Específico arriba del punto de congelación
Btu/ $^{\circ}F \text{ lb}$
- T1 = Temperatura inicial $^{\circ}F$ ($^{\circ}C$)
- T2 = Temperatura final $^{\circ}F$ ($^{\circ}C$)
- W = Peso del producto en lbs (Kgs)

CALOR SENSIBLE ABAJO DEL PUNTO DE CONGELACION.-

Es el calor que debe extraerse al producto por debajo de su punto de congelación, puede calcularse como sigue:

$$Q = W \cdot C_j \cdot (T_c - T_3)$$

de donde :

- Q = Calor que debe extraerse (Btu o Kcal)
- W = Peso del producto en (lb o Kg)
- Cj = Calor específico abajo del punto de congelación
- Tc = Temperatura de congelación
- T3 = Temperatura final

Carga total del producto .- Es la suma total de las cargas individuales de calor sensible, latente y de transpiración; y varían según la aplicación. Cuando se tienen diferentes productos será necesario hacer el cálculo por separado y sumar cada una de ellas para obtener la carga total del producto.

Datos de Almacenamiento.- Existen para cada producto condiciones óptimas de temperatura y humedad, en las que se conservan mejor los productos, en la tabla II.1 se indican condiciones recomendables de almacenamiento para productos alimenticios, en la II.2 para flores cortadas y plantas en crecimiento.

4.5.- CALOR POR OCUPACION.-

El cuerpo humano disipa constantemente humedad y calor, la cantidad de calor depende del tipo de actividad, tiempo dentro del espacio refrigerado, etc. A través del tiempo se han desarrollado una serie de datos correspondientes a la permanencia de personas en espacios refrigerados como los de la tabla IV.13 en la que se indica la carga promedio durante la permanencia de personas en el gabinete a diferentes temperaturas.

Tabla IV.13 Calor Por Ocupación.

Temperatura del Refrigerador en °F	Calor disipado/persona BTU/hora
50	720
40	840
30	950
20	1,050
10	1,200
0	1,300
- 10	1,400

4.6.- CARGA DEBIDA A EQUIPO PRODUCTOR DE CALOR.-

En el espacio refrigerado se necesita utilizar una serie de equipos tales como: motores, lámparas de iluminación, calefactores de deshielo etc., que disipan la energía eléctrica directamente en el espacio refrigerado.

Para calcular la carga de calor de calefactores, luces, motores se debe utilizar el factor:

$$1 \text{ Watt/Hora} = 3.41 \text{ Btu/Hr}$$

debido a que la energía no se destruye y que solo se transforma. Este factor de conversión es correcto para obtener la carga térmica de cualquier cantidad de energía eléctrica.

CAPITULO 5

-CASO PRACTICO :

**DISEÑO DE UNA CAMARA FRIGORIFICA
DE CONSERVACION DE PESCADO
CONGELADO.**

5.- CASO PRACTICO : Diseño de una Cámara Frigorífica de Conservación de Pescado Congelado.

5.1.- IDENTIFICACION DEL PROBLEMA.-

Se requiere diseñar una cámara frigorífica para conservar pescado congelado en un centro de distribución en la Ciudad de México, que reúna las características siguientes:

- 1) Mantener la calidad original de los diferentes productos de pesca.
- 2) Que almacene 40 toneladas mínimo del producto, recibiendo 30,000 Kgs cada 72 horas de diferentes especies a una temperatura promedio de -10°C , enfriandola hasta su temperatura de almacenamiento en 24 horas máximo.
- 3) Que sea de mampostería, ya que se integrará a una construcción nueva como lo demuestra el plano arquitectónico adjunto, proporcionado por el cliente.

5.2.- DESARROLLO.-

CALIDAD ORIGINAL.

Los productos de pesca pueden experimentar cambios en sabor, olor y apariencia durante el almacenaje congelado, esto se atribuye a la deshidratación, oxidación de los aceites o pigmentos y a la capacidad enzimática de la carne. La rapidez de estos cambios depende de :

- La composición de cada especie en particular.
- El nivel y la constancia de la temperatura de almacenamiento del cuarto.
- La protección proporcionada a los productos por medio de materiales de empaque y cobertura.

Como cada producto de pesca tiene diferente composición orgánica, su período de vida en el almacenaje también varía con respecto a la temperatura de conservación. La mayoría del pescado congelado debe mantenerse a -23°C o menos, para evitar su deterioro, por lo que la temperatura de cuarto seleccionado será la ya mencionada, la que deberá tener la menor variación posible, y una humedad relativa de 90%.

DIMENSIONAMIENTO DEL GABINETE.-

Existe una gran variedad de gabinetes y según su aplicación variará su diseño, como el objetivo del diseño de un gabinete es el de obtener:

- El máximo volumen de almacenamiento por área ocupada.
- La más grande utilidad, rendimiento y confiabilidad.

- . La mínima ganancia de calor.
- . El mínimo costo de adquisición y operación para el consumidor.

Las dimensiones de nuestro gabinete, según las tablas de datos sobre el espacio, peso y densidad para productos almacenados en cámaras frigoríficas, deberán de tener mínimo una superficie de 40 metros cuadrados. Esto se debe a que el pescado congelado es menos pesado y la presentación en barritas tiene un coeficiente de almacenamiento de 29 lbs/pie³.

Si una tonelada métrica = 1000 Kgs = 2200 lbs

Tenemos que el volúmen necesario para almacenar una tonelada es de :

$$\text{Vol/Ton} = 2200/29 = 75.862 \text{ Pie}^3 = 76 \text{ Pie}^3 = 2.1529 \text{ m}^3/\text{Ton}.$$

y considerando que la estiba será manual y se puede realizar con facilidad hasta 2 metros, necesitaremos un volúmen mínimo de almacenaje de :

$$\text{Vol. Mín / Alm} = 2.1519 \times 40 = 86.1 \text{ m}^3$$

Y una área mínima de almacenaje de :

$$\text{Area. Mín/ Alm.} = 86.1 \text{ m}^3 / 2\text{m} = 43.05 \text{ m}^2$$

Si además consideramos que será necesario tener una área de manejo y que por experiencia se tiene que está es de aproximadamente el 10% de la superficie, entonces la nueva superficie interior mínima será de:

$$\text{Sup. Mínima} = 43.058 + 4.306 = 47.364 \text{ m}^2$$

De acuerdo a esta superficie deberá construirse un gabinete para tener dicha área de almacenaje. Para nuestro caso y debido a que los materiales de construcción tienen dimensiones nominales que dan desarrollos por metro, las dimensiones del gabinete serán de :

Largo = 8.0 metros
 Ancho = 7.0 metros
 Atura = 2.9 metros

CONSTRUCCION DEL GABINETE.-

Por condiciones de diseño nuestro gabinete deberá ser construido de mampostería, las cámaras frigoríficas pueden fabricarse de dos tipos:

- . Cámaras desarmables.
- . Cámaras de mampostería o fijas.

Cámaras desarmables.-

Son cámaras fabricadas con módulos aislados que se ensamblan en varios sistemas, formando el gabinete de manera que se puede ensamblar o desensamblar con facilidad cuando está requiere ser transportada (Fig V.1)

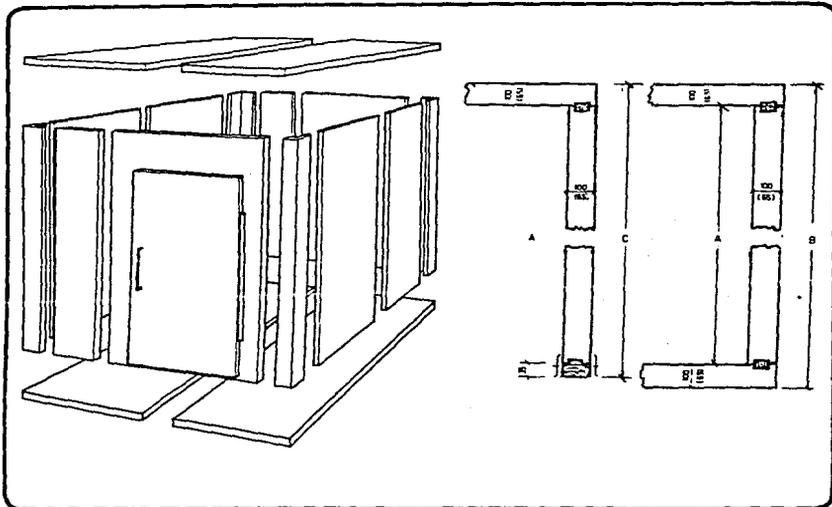


Figura V.1 Cámara Frigorífica Desarmable.

Cámaras de mampostería.-

Estas cámaras son fijas y su gabinete esta formado por un cuarto de mampostería, que posteriormente es aislado de manera que cumpla las condiciones necesarias de un gabinete de refrigeración, en la figura V.2 se demuestra la construcción de un gabinete de este tipo.

Construcción del cuarto.

Para evitar al máximo la transmisión de calor y disminuir el espesor del aislamiento es conveniente en la construcción del cuarto utilizar materiales que sean resistentes a la transmisión de calor; de los materiales más comunmente utilizados en la construcción, podemos seleccionar el material más apropiado según nuestras necesidades.

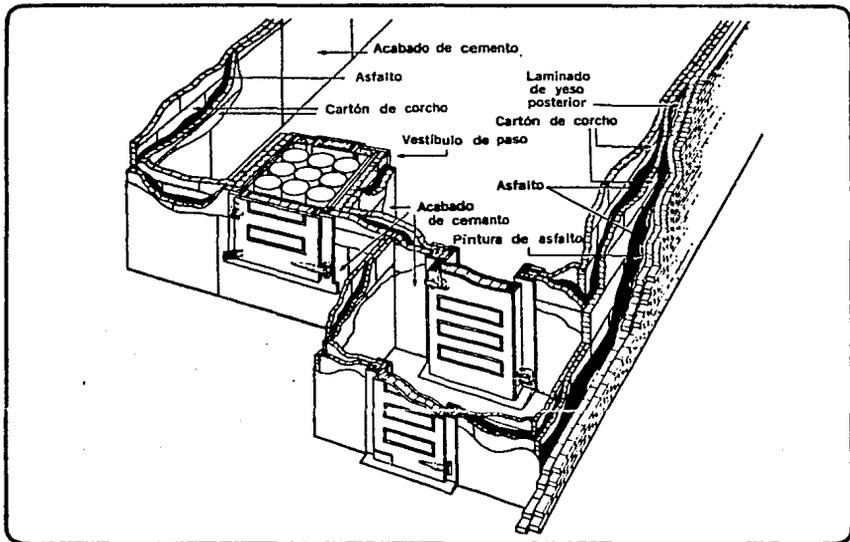


Figura V.2 Cámara Frigorífica de Mampostería.

En nuestro caso utilizaremos el block de concreto porque tiene un factor de conductividad térmica demasiado bajo y además es muy económico. Su resistencia a la compresión y su bajo peso lo hace ideal para la construcción, y además por ser hueco, le proporciona una baja conductividad térmica, que es muy útil en un gabinete de refrigeración, por esta razón el material será usado en la construcción de las paredes.

El techo será de concreto armado con una resistencia de 500 Kgs/m², ya que servirá para almacenar productos en empaque en su parte superior.

El piso de la cámara será de concreto armado y colocado después de haber sido aislado el cuarto de la cámara, el aislamiento deberá de tener un espesor entre 10 y 12 centímetros.

El acabado exterior será de block aparente, pintado con color claro de tipo reflectivo, para disminuir las ganancias de calor por radiación.

A continuación presentamos un corte de otras opciones de aislamiento usados, así como algunas recomendaciones al respecto.

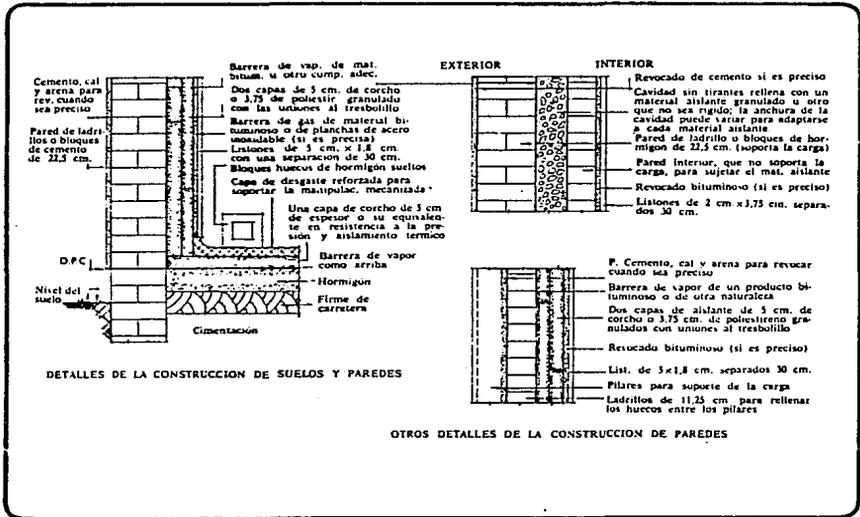


Figura V.3 Otros Tipos de Aislamiento Usado.

Espesor del aislante.

Entre más grande sea el espesor del aislante menor es la transmisión de calor al espacio refrigerado. En la práctica común una cámara bien aislada es aquella que tiene un coeficiente total de transmisión igual o menor a 0.05 Btu/(hora pie³ °F).

Por otra parte, según recomendaciones del ASHRAE, en la tabla IV.4, tenemos que el mínimo aislamiento para una temperatura de almacenamiento entre -26 y -18 °C para poliuretano es de 4" .

Ya que nuestro aislamiento seleccionado es poliuretano calcularemos el espesor equivalente:

Si: $K = 0.17 \text{ Btu}/(\text{hora})(\text{pie}^2)(\text{DT})(\text{pulg})$ para el poliuretano
 Espesor de aislamiento = 4", Area = 1 Pie², DT= 1 F°

tenemos que:

$$Q = \frac{K \times A \times 24 \times \text{DT}}{\text{Espesor del aislamiento}} = \frac{0.17 \times 1 \times 24 \times 1}{4} = 1.02 \text{ Btu}$$

y si $Q_{\text{poliuretano}} = Q_{\text{poliestireno}}$

entonces $K = 0.25$

$$\text{Espesor} = \frac{K \times A \times 24 \times At}{Q} = \frac{0.25 \times 1 \times 24 \times 1}{1.02} = 5.8823529 \approx 6''$$

Por lo tanto nuestro espesor del aislamiento será de 6'' para el poliestireno.

De acuerdo a los materiales seleccionados para la construcción del gabinete, a continuación presentamos un corte de los materiales, su colocación y sus características:

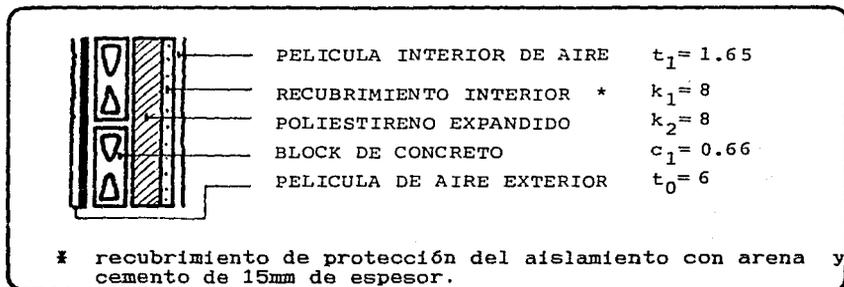


Figura V.4 Detalle de Materiales Seleccionados Para la Construcción del Gabinete

de acuerdo a lo anterior el coeficiente de transmisión de calor se obtendrá de :

$$S1 \ U = \frac{1}{R_{total}} \quad \text{y} \quad R_t = \frac{1}{f_i} + \frac{1}{f_o} + \frac{1}{C_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3}$$

En donde :

- C_1 = Conductancia del Material No. 1 = 0.66
- K_2 y K_3 = Conductividad térmica de los materiales 2 y 3
- X_2 y X_3 = Espesor de los materiales 2 y 3
- f_i = Conductancia de la capa superficial de aire interior = 1.65
- f_o = Conductancia de la capa superficial de aire exterior = 6

Sustituyendo valores:

$$R_t = \frac{1}{1.65} + \frac{1}{6} + \frac{1}{0.66} + \frac{6}{0.24} + \frac{0.2}{0.24} + \frac{0.2}{0.8} = 27.7878$$

Por lo tanto:

$$U = \frac{1}{27.7875} = 0.0359869 \approx 0.036 < 0.05 \text{ Btu}/(\text{hora pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$$

que es apropiado para nuestra selección.

Este será por lo tanto, el valor del coeficiente total de transmisión de calor que se considera para muros, piso y techo, se puede apreciar que el valor de la conductividad térmica del aislamiento es el factor determinante.

5.3.- CALCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACION.-

Después de haber realizado el análisis anterior, podemos ver que contamos con los datos suficientes para calcular la carga térmica que deberá extraer el sistema de refrigeración y estos son:

Aplicación : Cámara frigorífica de conservación de pescado congelado.

Dimensiones exteriores : Largo: 8 Mts. (26.5') = L

Ancho: 7 Mts. (23') = A

Alto: 2.90 Mts. (9.5') = H

Temperatura ambiente exterior: 32°C (90°F)

Temperatura de cuarto: -23.0°C (-10°F) Dt= 100°F

Espesor total de la pared: 15 cms (6")

Tipo de aislamiento: Poliestireno

Espesor de aislamiento: 15 cms (6")

Carga del producto: 30,000 Kgs de pescado introducidos cada 72 horas a -10°C

Cargas misceláneas:

Carga de ocupación: 2 hombres durante 2 horas por día

Carga de alumbrado: Dos lámparas de 100 Watts encendidas 12 horas al día.

Motores: 6 motores de ¼ H.P. funcionando continuamente.

Humedad relativa: 90%.

Coefficiente total de transmisión :

U = 0.036 Btu/(hora Pie² °F).

Para obtener la carga de refrigeración dividiremos la fuente de calor de acuerdo a la clasificación del capítulo IV en :

- 1) Calor por transmisión.
- 2) Calor por radiación.
- 3) Calor por infiltración.
- 4) Calor debido al producto.
- 5) Calor por ocupación.
- 6) Carga debida a equipo productor de calor.

1) Calor de Transmisión.

Como la cantidad de calor por transmisión se puede calcular por:

$$Q = A \times U \times DT \times 24$$

De donde:

U = Coeficiente total de transmisión Btu/(hora Pie² °F).
A = Area de transmisión (Pie²).
DT = Diferencial de temperatura entre la temperatura del cuarto y la exterior (°F)

De los datos de diseño tenemos que:

U = 0.036 Btu/(hora pie² °F)
DT = 90 - (-10) = 100 °F
L = 8.00 Mts = 26.5 pies
A = 7.00 mts = 23.0 pies
H = 2.90 mts = 9.5 pies

Por lo que el área total de la envolvente de aislamiento es:

$$\begin{aligned} \text{Area} &= 2 \cdot [(L) 26.5' \times (A) 23.0'] = 1219.00 \\ &+ 2 \cdot [(L) 26.5' \times (H) 9.5'] = 502.50 \\ &+ 2 \cdot [(A) 23.0' \times (H) 9.5'] = 437.00 \\ &= 2159.50 \text{ pies}^2 \\ &\approx 2160.00 \text{ pies}^2 \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores anteriores tenemos que:

$$Q_{\text{transmisión}} = 2160 \times 0.036 \times 100 \times 24 = 186,624 \text{ Btu}/24 \text{ horas.}$$

2) Calor por Radiación.

Como el calor por radiación tiene como fuente principal los rayos del sol y el gabinete será construido dentro de un almacén, este no será tomado en cuenta.

$$Q_{\text{radiación}} = 0$$

3) Calor por Infiltración de Aire.

Existen dos formas de calcular la carga por infiltración, utilizaremos el método de estimación por cambio de aire de la tabla IV.6 tenemos que para un volumen de :

$$V' = L' \times A' \times H'$$

de donde :

$$\begin{aligned} L' &= 255.5' \\ A' &= 22' \\ H' &= 8.5' \end{aligned}$$

$$V' = 25.5 \times 22 \times 8.5 = 4768.6 \text{ pies}^3$$

Tenemos que el número de cambios de aire cada 24 horas es de $N = 5.76$ y si de la tabla IV.9 los Btu/pie³ retiradas al enfriar el aire de una temperatura exterior de 90°F con 60% de humedad relativa hasta -10 °F son 3.85 BTU/pie³.

$$\begin{aligned} Q_{\text{infiltración}} &= V' \times N \times Kr \\ &= 4769 \times 5.76 \times 3.85 = 105,757 \text{ Btu}/24 \text{ hrs} \end{aligned}$$

donde: Kr = Calor Removido por pie³.

4) Calor Debido al Producto.

La carga debida al producto se divide en tres partes que son:

- a) Calor por transpiración.
- b) Calor latente de fusión.
- c) Calor sensible que se divide en:
 - Calor sensible arriba del punto de congelación
 - Calor sensible abajo del punto de congelación

En nuestro caso por el tipo de producto y considerando que se recibe ya congelado a una temperatura de 14° F (-10°C), solamente tendremos el calor sensible abajo del punto de congelación, por lo tanto:

$$\text{Si } Q_{\text{sensible}} = W \times C_i (T_c - T_3)$$

$$\begin{aligned} \text{y } W &= \text{Peso del producto} = 66,000 \text{ lbs (30,000 Kgs)} \\ C_i &= \text{Calor específico del pescado abajo del punto de} \\ &\quad \text{congelación} = 0.41 \text{ Btu/lb} \\ T_c &= \text{Temperatura de introducción} = 14^\circ\text{F (-10}^\circ\text{C)} \\ T_3 &= \text{Temperatura final} = -10^\circ\text{F (- 23.0}^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{sensible}} &= 66,000 \times 0.41 \times (-10-14) \\ &= 649,440 \text{ Btu}/24 \text{ horas} \end{aligned}$$

5) Calor por Ocupación.

El cuerpo humano disipa constantemente calor y humedad proporcionando una carga de acuerdo a su actividad. de la tabla IV.13, podemos ver que para una temperatura de -10°F el calor disipado por persona es de 1400 Btu/Hr y si dos personas se mantienen trabajando dentro de la cámara 2 horas, al día, tenemos que:

$$Q_{\text{ocupación}} = 2 \times 2 \times 1400 = 5600 \text{ Btu}/24 \text{ horas}$$

6) Carga Debida al Equipo Productor de Calor.

Esta se divide en:

- Carga de alumbrado.
- Carga de motores eléctricos.

Carga de alumbrado. Si la carga de alumbrado es de 2 lámparas de 100 Watts encendidas durante doce horas al día y $J \text{ watt/hora} = 3.41 \text{ Btu/hr}$, la carga de alumbrado por 24 horas será:

$$Q_{\text{alumbrado}} = 3.41 \times 200 \times 12 = 8184 \text{ Btu/24 horas.}$$

Carga de motores eléctricos. Estas dependen de los motores que operan dentro del espacio refrigerado y como no tenemos aun la capacidad y el número de motores instalados, supondremos que utilizaremos dos evaporadores con 2 motores de $\frac{1}{2}$ H.P. c/u lo que daría un total de 4 motores o sea un total de 1 H.P.

Una vez terminados los cálculos se ajustará dicha suposición si existe una diferencia, de la tabla III.19 tenemos que para un motor de $\frac{1}{2}$ H.P. se disipan 4250 Btu/hora, por lo tanto:

$$Q_{\text{motores}} = 1 \times 4250 \times 24 = 102,000 \text{ Btu/24 horas}$$

Por lo que la carga total debida al equipo productor de calor es:

$$Q_{\text{equipo/calor}} = 8184 + 102000 = 110,184 \text{ Btu/24 horas}$$

RESUMEN.-

Sumando los datos anteriores tenemos que la carga total de enfriamiento dada en Btu/24 horas, será de :

1) Carga/transmisión	=	186,624
2) Carga/radiación	=	0
3) Carga/infiltración	=	105,757
4) Carga/producto	=	649,440
5) Carga/ocupación	=	5,600
6) Carga/equipo de calor	=	110,184

Carga Térmica Calculada		1'057,605 Btu/24 horas
+ 10% factor seguridad		105,760
		=====
Carga Térmica Total		1'163,365 Btu/24 horas

CAPITULO 6

-SELECCION DE EQUIPO,
ESTIMACION DE COSTOS Y
EQUILIBRIO DE SISTEMAS.

6.- SELECCION DE EQUIPO Y EQUILIBRIO DEL SISTEMA.

Una vez que se tiene calculada la carga térmica total que se va a extraer del gabinete por el equipo de refrigeración, procederemos a seleccionar los componentes adecuados que nos permitan obtener las mejores condiciones de almacenamiento.

Como se describió en el capítulo II, los componentes de un equipo de refrigeración por compresión son:

- 1) Un compresor
- 2) Una línea de descarga
- 3) Un condensador
- 4) Un tanque receptor de líquido
- 5) Una línea de líquido
- 6) Un control de flujo de refrigerante
- 7) Un evaporador
- 8) Una línea de succión

Estos elementos al interconectarse, nos proporcionan el sistema que hace posible el traslado de calor de un espacio a otro, la selección apropiada y el ajuste de sus partes proporcionará las condiciones óptimas de almacenamiento del producto.

La selección del compresor depende: de la carga térmica total, del tipo de refrigerante a utilizar, del lugar de instalación del equipo, del medio condensante y del tipo de equipo a instalar.

La carga total de enfriamiento se calcula usualmente para un periodo de 24 horas en Btu/24hr (o Kcal/24hr); en cambio las capacidades de los equipos están dados en Btu/hr (o Kcal/hr).

Para determinar la capacidad de trabajo del equipo de refrigeración, la carga térmica total se divide entre el tiempo de operación del equipo, es decir:

$$\begin{aligned} \text{Capacidad de trabajo del equipo} &= \frac{\text{Carga térmica total}}{\text{Tiempo de operación}} \\ \text{Btu/hr(kcal/hr)} &= \frac{\text{Btu (Kcal)}}{\text{hr}} \end{aligned}$$

El compresor es un elemento que se diseña para operar continuamente, pero no es práctico por ningún concepto que funcione de esta manera, ya que necesita una serie de descansos para enfriar el equipo eléctrico, para desconectar los evaporadores, etc., en la práctica normalmente se utilizan 18 horas de trabajo para el equipo de refrigeración, considerando esto la capacidad del equipo en nuestro caso será de :

Capacidad del equipo = $1'163,365/18 = 64,632$ Btu / hr.

El refrigerante a utilizar en este caso será freón 22, ya que la cámara será instalada en un almacén comercial y el amoniaco es muy tóxico.

Como existe un cuarto de máquinas que no tiene mucha ventilación, nuestro condensador será del tipo remoto y deberá ser enfriado por aire, ya que no se cuenta con un sistema de recirculación de agua.

Como ya se dijo los compresores se clasifican según su construcción en abiertos, semiherméticos y herméticos, y por su temperatura en alta, media y baja temperatura, en nuestro caso el compresor sera del tipo abierto y de baja temperatura.

6.1.- SELECCION DEL COMPRESOR.-

Un compresor debe seleccionarse para la capacidad requerida a las condiciones de aplicación y tomando en cuenta las recomendaciones de los fabricantes del equipo. Para seleccionar un compresor se requieren los datos siguientes:

- 1) La capacidad refrigerante necesaria
- 2) La temperatura de succión saturada de diseño
- 3) La temperatura de descarga saturada de diseño

Como la temperatura saturada de succión depende de las condiciones de diseño , si tenemos que:

La humedad relativa de diseño = 90% y para esta se recomienda una diferencial de temperatura del evaporador con el cuarto de almacenamiento de 10°F

Nuestra temperatura de evaporación será:

$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{cuarto}} - \text{Diferencial de Temperatura}$

Si $T_{\text{cuarto}} = -23^{\circ}\text{C} = -10^{\circ}\text{F}$ y si $DT = 10^{\circ}\text{F}$

entonces:

$T_{\text{evaporación}} = [-10 - (10)] ^{\circ}\text{F} = -20 ^{\circ}\text{F}.$

Tomando en cuenta que existe una caída de presión a través de la línea de succión que hace que la temperatura de succión saturada sea menor que la temperatura de evaporación, consideraremos por seguridad una diferencia de temperatura de -2°F , por lo que la temperatura de succión saturada de diseño será de $-22 ^{\circ}\text{F}$.

La temperatura de descarga saturada o de condensación depende: del medio condensante, de la temperatura ambiente de diseño y del tamaño del condensador seleccionado.

El condensador seleccionado para nuestra aplicación es enfriado por aire y como estos se seleccionan para funcionar con diferencias de temperatura entre 10°F y 40°F con respecto al la temperatura ambiente de bulbo seco, seleccionaremos un DT=10°F que es la recomendada para bajas temperaturas.

Para la Ciudad de México, D.F., de la tabla IV.2 tenemos que la temperatura de bulbo seco es de 90°F, entonces sus datos de diseño son:

$$\begin{aligned} \text{Temperatura de descarga saturada} \\ \text{o de condensación} &= 90 + 10 = 100.0 \text{ } ^\circ\text{F} \\ &= 37.8 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{Temperatura de succión saturada} = -22 \text{ } ^\circ\text{F} = -30.0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Seleccionaremos un compresor con una capacidad de :

$$\begin{aligned} Q_{\text{compresor}} &= \frac{Q_{\text{equipo}}}{2} \\ &= \frac{64,631 \text{ Btu/hr}}{2} = 32,316 \text{ Btu/hr} = 8144 \text{ Kcal/hr} \end{aligned}$$

Se divide entre dos, porque se van a instalar dos equipos de refrigeración, para una mayor seguridad del producto.

De las tablas de capacidades de los fabricantes incluidas al final de este capítulo, vemos que una unidad motocompresora MC-22-2000B tiene una capacidad de 8160 Kcal/hr a una temperatura de evaporación de -30°C contra una temperatura de condensación de 45°C

Si corregimos su capacidad a la temperatura de condensación de diseño de 37.8°C tomando el factor de corrección de la tabla para otras temperaturas de condensación e interpolando, tendremos que:

$$\begin{aligned} Q_{\text{máquina}} &= 8160 \times \text{factor corr} = 8160 \times 1.028624 = 9,209 \text{ Kcal/hr} \\ &= 36,543 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

Esta unidad tiene las siguientes características:

<i>Modelo compresor</i>	MC22-2000B
<i>Capacidad</i>	9,209 Kcal/hr
<i>RPM</i>	480
<i>Número de cilindros</i>	2
<i>Motor</i>	3/60/220
<i>Potencia</i>	20 H.P.
<i>Temperatura de succión</i>	-30°C
<i>Carga de aceite</i>	6 litros
<i>Refrigerante</i>	R - 22

Aún cuando es mayor la capacidad de la unidad motocompresora que la carga térmica de la cámara, esta diferencia es aceptable, ya que lo único que provocará es que trabaje menos el equipo. El evaporador será seleccionado con la capacidad del compresor para asegurar el balance correcto del sistema.

6.2.- SELECCION DEL EVAPORADOR.-

La capacidad de un evaporador, es la rapidez con que absorbe calor del espacio ó producto refrigerado por medio de la evaporación del refrigerante. El calor llega al evaporador por convección, transmisión ó radiación dependiendo del medio transmisor; en una cámara frigorífica el medio de transporte de calor es el aire, que lleva la mayor parte del calor al evaporador a través de corrientes de convección, ya sea por acción natural o forzada.

El aire al pasar por el evaporador pierde calor y humedad de la misma manera que las toma del producto por contacto, la diferencia de temperatura (DT) entre el aire y la temperatura de evaporación determina la cantidad de humedad que se extrae del producto, entre mas pequeña es esta diferencia, menor será la cantidad de humedad extraída al producto, y mayor será la humedad relativa del aire.

En nuestro caso, de los datos de diseño podemos ver que la humedad relativa recomendada deberá ser de 90%, la diferencia de temperatura del evaporador es el factor mas importante que determina la selección del evaporador. De la tabla VI.1 podemos ver que nuestra DT deberá ser de 10°F (o 5.5°C).

La capacidad de un evaporador varía con su diferencial de temperatura, de manera que para un mismo evaporador si su diferencial es muy pequeña menor es su capacidad, e inversamente, a una diferencial mayor, mas grande es su capacidad (FIG. VI.2), por lo que cuando se desee tener una diferencial muy pequeña, requeriremos siempre de un evaporador mas grande con una mayor área de transferencia de calor.

Otro de los factores de importancia al seleccionar un evaporador es la circulación de aire, de manera que si esta es inadecuada la capacidad del evaporador se reduce y el producto no se enfría con rapidez, se estimula el crecimiento de hongos y bacterias, etc., por otro lado, si la circulación de aire es excesiva, aumenta la rapidez de la evaporación de la humedad del producto, provocando una deshidratación muy costosa y reduciendo la calidad, peso y vida del producto.

Como el evaporador debe tener la misma capacidad del compresor seleccionado para mantener balanceado el sistema, esta deberá ser de : 9209 Kcal/hr (36,543Btu/hr) con una diferencial de temperatura $DF = 10^{\circ}F$, para mantener una humedad relativa del 90%.

Tabla VI.1 DT de Diseño del Evaporador:
(A) Sistema Inglés.

Humedad relativa %	DT de diseño, °F	
	Convección natural	Convección forzada
95-91	12-14	8-10
90-86	14-16	10-12
85-81	16-18	12-14
80-76	18-20	14-16
75-70	20-22	16-18

Para temperaturas de 10°F, generalmente se usa una DT de 10°F para evaporadores de convección forzada.

(B) Sistema Métrico Decimal

Humedad relativa %	DT de diseño, °C	
	Convección natural	Convección forzada
95-91	6.6-7.7	4.4-5.5
90-86	7.7-8.8	5.5-6.6
85-81	8.8-10	6.6-7.7
80-76	10-11	7.7-8.8
75-70	11-12	8.9-10

Para temperaturas de -12°C, generalmente se usa una DT de 5.5°C para evaporadores de convección forzada.

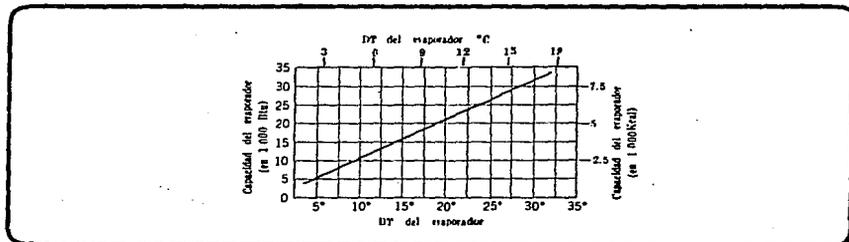


Figura VI.2 Variaciones en la Capacidad del Evaporador con respecto a la DT.

Este evaporador deberá ser de baja temperatura, y contará con un sistema de descongelamiento por gas caliente para su deshielo, ya que no se cuenta con un sistema de recuperación de agua en el local.

Del catálogo de especificaciones Recold 205-41-5(1279) de evaporadores (difusores) tipo vapomático con descarche por gas caliente, que se incluye al final de este capítulo, tenemos:

Si Qrequerida = 36,543 Btu/hr a una DT = 10°F (5.5°C)

De la tabla de capacidades vemos que un evaporador modelo VL-1500 tiene una capacidad de 3770 Btu/hr a un DT=1°F, por lo que con una DT=10 tendrá una capacidad total de : 37,700 Btu/hr que se aproxima lo suficiente a la capacidad del compresor. Mas adelante analizaremos el equilibrio del sistema para ver si no afecta la humedad relativa de diseño.

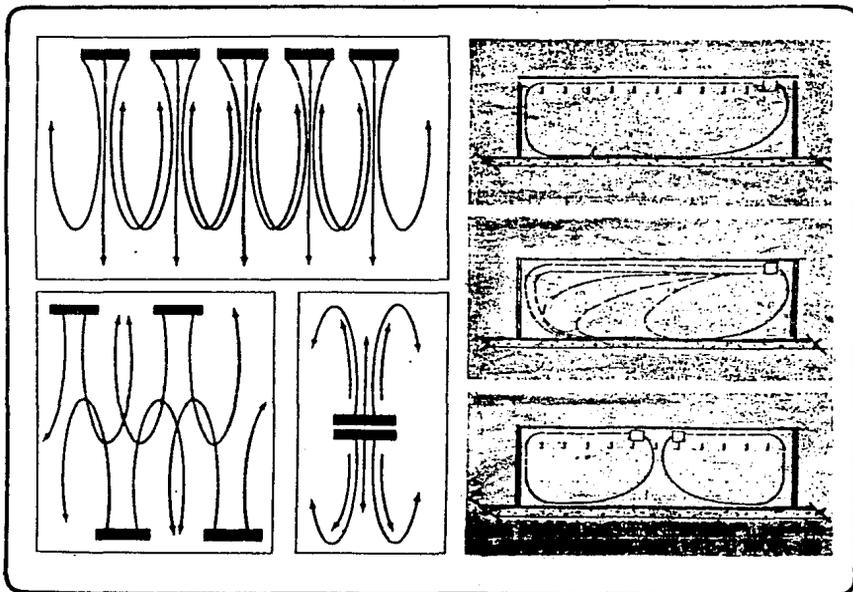


Figura VI.3 Movimiento del Aire a Través del Cuarto de Refrigeración

La localización de los evaporadores en el espacio de enfriamiento es muy importante y deberá tenerse en cuenta lo siguiente:

- El aire frío deberá distribuirse por la parte superior del producto, para que descienda a través de los espacios de circulación existentes entre este.
- El movimiento de aire deberá mantenerse uniforme a través de todo el cuarto (Fig. VI.3).
- El producto se estibarará de manera que no se generen zonas de aire estático, en donde pueden ocurrir altas temperaturas.
- El flujo de aire no deberá incidir verticalmente contra el claro de la puerta para evitar un intercambio de aire contra el exterior. (Fig. VI.4)

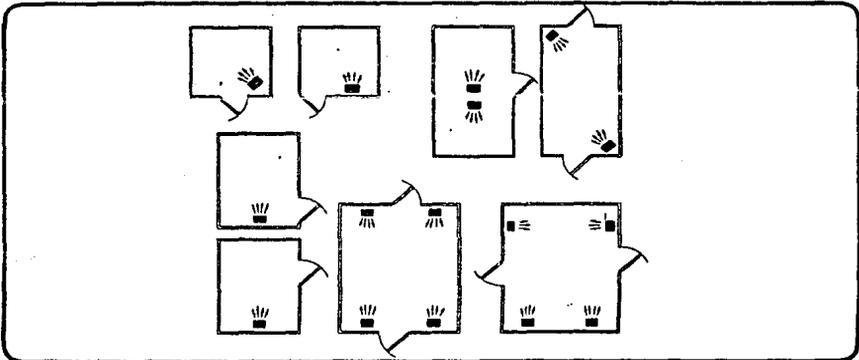


Figura VI.4 Sugerencias para Localización de Evaporadores en Cámaras Frigoríficas.

La localización en nuestro caso será según se aprecia en la figura VI.5.

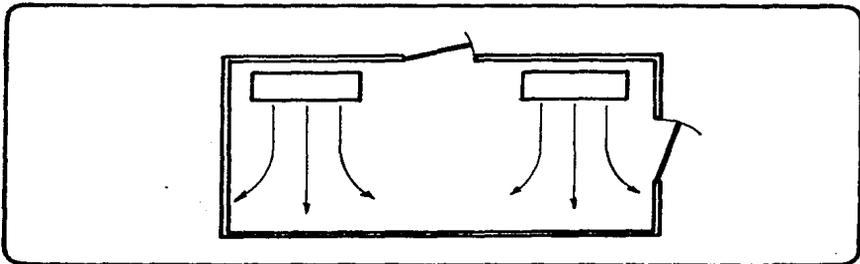


Figura VI.5 Localización de Evaporadores.
Por lo tanto, las características de los evaporadores son:

Marca	RECOLD
Modelo	VL-1500
Capacidad (DT=10°F)	37,770Btu/hr (9501 Kcal/hr)
Volúmen de aire	7480 FCM (211.7 MCM)
Diámetro del abanico	16 pulgs. (40,6 cms.)
Cantidad y tipo	3 axiales
Motores	3 de ¼ H.P. c/u.
Deshielo	Gas caliente

6.3.- SELECCION DEL CONDENSADOR.

Como el condensador es una superficie de transferencia de calor, en donde se disipa al medio condensante el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, el calor de compresión originado por el trabajo del compresor y como existen tres tipos de condensadores, nosotros utilizaremos el enfriado por aire, como ya lo hemos comentado.

La circulación de aire sobre un condensador puede ser por convección natural o forzada; cuando es muy pequeña la superficie de transmisión deberá de ser del tipo forzado y cuando es muy grande será del tipo natural que se recomienda solo para bajas capacidades.

Los condensadores de convección forzada, son generalmente serpentines de tubo de cobre o aluminio equipados con ventiladores acoplados con uno o varios motores que circulan el aire a través de ellos.

Las capacidades de los enfriados por aire, vienen comunmente en Kcal/hr o Btu/hr y se dan para diferentes condiciones de operación; como la superficie y el coeficiente de transmisión (U) de un condensador son fijos desde que se fabrican, sus ventiladores manejan una cantidad fija de aire, la cantidad de calor disipada depende directamente de la diferencia entre la temperatura de bulbo seco del aire y la temperatura de condensación del refrigerante.

En este caso tenemos que la diferencial de temperatura DT = 10°F y si la temperatura ambiente de diseño es de : Tbs = 90°F (32°C) entonces:

Tcondensación = 100°F (37,8°C) y si la capacidad del compresor y sus condiciones de operación son:

Q compresor	= 36,543 Btu/hr (9209 Kcal/hr)
T condensación	= 100°F (37,8°C)
T succión	= -22°F (-30°C)
T ambiente	= 90°F (32°C)
Refrigerante	= R- 22

De la gráfica de selección para condensadores enfriados por aire tipo remoto modelo DC, encontramos que el condesador requerido es un DCU-55, cuyas características son:

Marca	RECOLD
Modelo	DCU-55
Capacidad nominal (DT=10°F)	40,000 Btu/hr (10,080 Kcal/hr)
Volumen de aire	4,600 pcm (130.3 mcm)
Diámetro abanico	24 pulgadas (60.95 cm)
Capacidad del motor	½ H.P.

6.4.- ANALISIS GRAFICO DEL EQUILIBRIO DEL SISTEMA.

Antes de seleccionar los demás componentes del sistema, analizaremos su equilibrio, por medio de un análisis gráfico.

En el diseño de un sistema de refrigeración uno de los puntos mas importantes, es el establecimiento de las mismas condiciones de operación entre una unidad condensante y el evaporador, de manera que exista una condición de equilibrio o balance entre ellos, para que la rapidez de vaporización sea siempre igual a la condensación. Esto se debe a que los componentes de un sistema de refrigeración se conectan en serie y la rapidez de flujo de refrigerante debe ser la misma en cada uno de ellos.

Cuando se puede seleccionar componentes con capacidades iguales, el sistema estará automáticamente en equilibrio, pero como desafortunadamente es imposible obtener siempre equipo de línea con las mismas capacidades que las de diseño, se establecerá un equilibrio en el sistema diferente a las condiciones requeridas en el espacio acondicionado.

Por la causa anterior, es necesario buscar el balance apropiado de las partes ó investigar si el equipo seleccionado tiene o no capacidades aproximadas a las de diseño.

El punto de balance o equilibrio entre un evaporador y una unidad de condensación se puede analizar gráficamente, trazando las funciones de sus capacidades en una gráfica común.

PROCEDIMIENTO.-

1) En papel graduado trazar un plano de coordenadas, en el eje de las ordenadas grafíquese una escala de capacidades en Kcal/hr (ó Btu/hr), sobre el eje de las abscisas grafíquese una escala para las temperatura de succión y las diferencias de temperatura de succión en °C ó °F.

Las líneas horizontales sirven para representar capacidad y las verticales para valores de temperaturas de succión y diferencias de temperaturas (DT).

2) Con los datos de capacidad de catálogo del fabricante, trazar la curva de capacidad de la unidad condensadora.

CARGA DE REFRIGERACION NETA

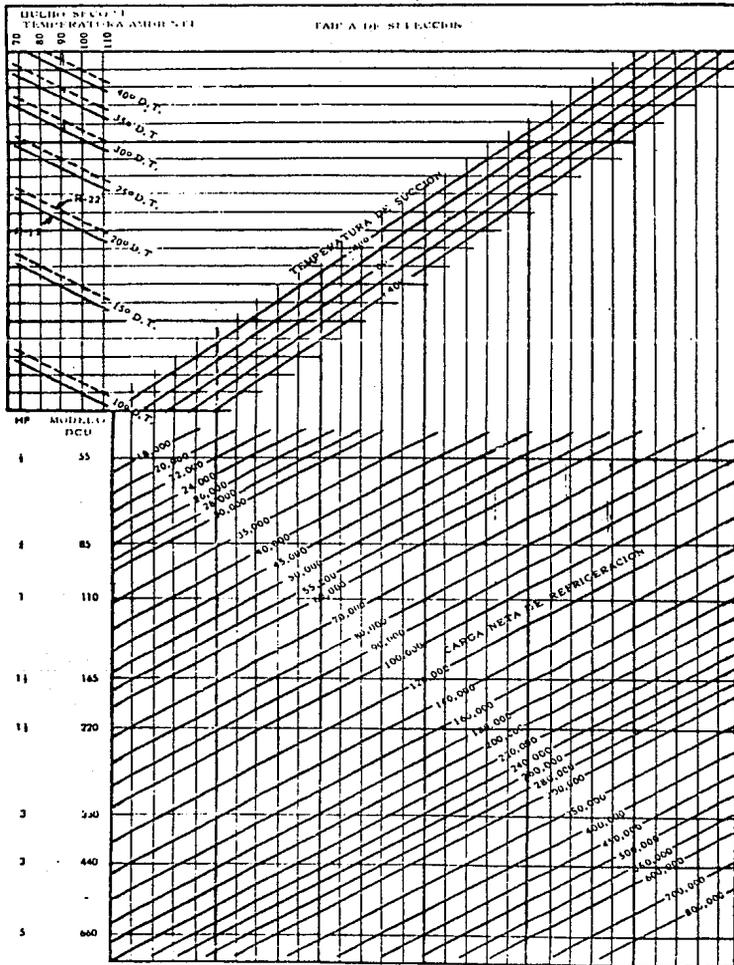


Figura VI.6 Gráfica de Selección de Condensadores.

3) De los datos del catálogo del fabricante trazar la curva de capacidad del evaporador; y como esta capacidad se supone proporcional a su diferencial de temperatura DT, la curva de capacidad resulta una línea recta, cuya posición y dirección se establecen trazando la capacidad del evaporador para 2 DT cualesquiera, la capacidad del evaporador a cualquier diferencial de temperatura se encontrará en alguna parte a lo largo de esta línea recta.

SOLUCION

1) De la tabla de capacidades de unidades motocompresoras marca Gilvert Copeland para la unidad MC22-2000-B, tenemos los datos siguientes:

Tsucc.	-40	-35	-30	-25	-20	-15	° C
Tsucc.	-40	-31	-22	-13	- 4	+ 5	° F
Capcd.	4725	6440	8160	10735	13740	17175	Kcal/hr
Capcd.	18749	25554	32379	42596	54520	68150	Btu/hr

A una temperatura de 45° C (113°F), si nuestra temperatura de condensación es de 37.8°C (100°F) y si nuestro factor de corrección es de 1.028624 tendremos que las capacidades de la unidad para la aplicación son:

Tsucc.	-40	-35	-30	-25	-20	-15	° C
Tsucc.	-40	-31	-22	-13	- 4	+ 5	° F
Capcd.	4860	6624	8394	11042	14133	17666	Kcal/hr
Capcd.	19286	26285	33307	43815	56079	70101	Btu/hr

Graficando los datos anteriores encontramos la curva de operación, a las condiciones de diseño de la unidad motocompresora.

2) De la tabla de capacidades para difusores Recold tipo vapomático, para la unidad VL-1500 tenemos:

DT	1.00	2.75	5.50	8.25	11.00	° C
DT	1.00	5.00	10.00	15.00	20.00	° F
Capcd.	1727	4750	9501	14251	19002	Kcal/hr
Capcd.	3770	18850	37700	56550	75400	Btu/hr

Con estos datos, trazamos la curva de capacidad del evaporador, suponiendo:

- a) Que la capacidad del evaporador es proporcional a su diferencial de temperatura.
- b) El equilibrio del sistema se establece cuando la temperatura de succión y la DT del evaporador son tales, que la capacidad del evaporador y la unidad condensadora son iguales.

En nuestro caso, el equilibrio del sistema se establece cuando tenemos una diferencial de temperatura (DT) :

$$DT = \frac{\text{Cap. del compresor}}{\text{Cap. unitaria del evaporador}} = \frac{9209 \text{ Kcal/hr}}{1727 \text{ Kcal/hr}} = 5.332 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Que no es exactamente la diferencial de diseño, ya que esta es de 5.5°C y solo provocará un ligero incremento de humedad del espacio refrigerado, pero cumple con las condiciones de diseño de nuestra aplicación, ya que su punto de equilibrio es muy cercano al requerido, (Fig. VI.7)

Del análisis de la gráfica (Fig. VI.7) se puede concluir que:

- a) La elevación de la temperatura de succión produce una disminución en la diferencial de temperatura, provocando un aumento en la humedad relativa.
- b) La disminución de la temperatura de succión produce el efecto contrario, aumenta la diferencial de temperatura, provocando una disminución en la humedad.
- c) Para un evaporador y motocompresor conectados a un sistema común solo existe un punto de balance del sistema, que deberá coincidir con las condiciones de diseño y de aplicación ya que de no ser de esta manera, deberá ajustarse.

Esto se puede conseguir ya sea aumentando la capacidad de una parte o disminuyendola de la otra, de manera que se acerquen lo más posible a las condiciones de diseño. La compatibilidad del sistema depende de la relación entre la capacidad total del sistema y la carga calculada; considerando que el aumento de la capacidad de la unidad condensadora o del evaporador siempre trae como consecuencia un aumento en la capacidad total del sistema, la reducción de cualquiera de los dos, siempre producirá una reducción en la capacidad total del sistema.

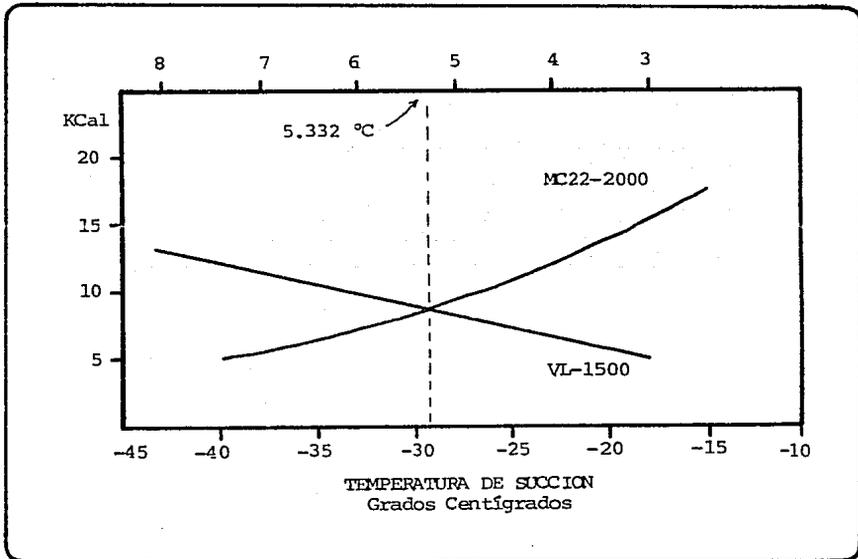


Figura VI.7 Análisis Gráfico del Balance del Sistema.

En nuestro caso por ser muy pequeña la diferencia de capacidades, estas se aproximan lo suficiente a la selección ideal de la aplicación, por lo que procederemos a elegir los componentes faltantes de sistema de refrigeración.

6.5.- CALCULO DE LA TUBERIA DEL SISTEMA.-

Muchos de los problemas de operación en los sistemas de refrigeración, se deben al diseño e instalación inadecuado de la tubería y accesorios, existen una serie de factores que influyen en el diseño de la tubería de refrigeración y estos son:

- 1) Suministrar el refrigerante necesario a todos los evaporadores.

- 2) Colocar un tamaño adecuado de tubería, para evitar una caída de presión excesiva a través del sistema.
- 3) Permitir el movimiento de aceite a través del sistema, para lubricar el compresor y las partes móviles en una forma adecuada.

En un sistema de refrigeración existen tres tipos de tuberías, de acuerdo a su función en el ciclo de refrigeración y estos son:

- . Tubería de succión.
- . Tubería de descarga.
- . Tubería de líquido.

Debido a su función, el dimensionamiento y diseño de la tubería de succión es el más crítico, ya que si tiene un tamaño insuficiente se tendrá una caída excesiva de presión en la succión, ocasionando una gran pérdida de capacidad e ineficiencia en el sistema, inversamente si la tubería es muy grande resultarán velocidades muy bajas, que no permitirán el retorno adecuado de aceite al compresor.

Lamentablemente muchas de las fallas de los sistemas de refrigeración se deben a que, para seleccionar el tamaño de la tubería se toman como referencia las dimensiones de las válvulas de servicio del compresor, de la conexión del condensador, evaporador, acumulador, etc., los fabricantes seleccionan el tamaño de una válvula o accesorio en función de un promedio de aplicaciones, pero en cambio existen factores como el tipo de aplicación, la longitud de las líneas de interconexión, el tipo de sistema de control, la variación de la carga, etc. que son mejores criterios para el dimensionamiento de las tuberías.

LOCALIZACION DEL EQUIPO.

El equipo de refrigeración será instalado de acuerdo a la distribución presentada en el plano arquitectónico y el dimensionamiento de las tuberías se llevará a cabo, según el plano isométrico de tuberías. (Plano R-2).

SELECCION DEL DIAMETRO DE TUBERIAS.

Como hemos visto, para dimensionar las tuberías de refrigerante es importante considerar los siguientes puntos: caída de presión, retorno de aceite y economía.

Estos se encuentran ligados recíprocamente, ya que económicamente sería mejor seleccionar una tubería pequeña, pero se tiene una caída de presión muy elevada que disminuye la capacidad del sistema. Si por otra parte utilizamos una tubería de diámetro mayor, se tendrá una caída de presión pequeña con un deficiente retorno de aceite, que causa problemas de lubricación en el compresor.

Como vemos la caída de presión influye directamente en la economía y operación del sistema; por lo que es conveniente dimensionar las tuberías de manera que la caída de presión debido a la fricción, no cause un cambio en la temperatura de saturación correspondiente al refrigerante R-22, mayor que:

Tubería de succión: 2°F (1.1°C).

Tubería de descarga: 2°F (1.1°C).

Tubería de líquido: 1 a 2°F (0.56 a 1.1°C).

La ecuación fundamental para calcular las pérdidas de presión, debidas a la fricción de un fluido a través de un sistema de tuberías, es la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = P \frac{L \rho V^2}{D g c}$$

en donde :

ΔP = Pérdida de presión.

P = Factor de fricción.

L = Longitud de la tubería.

D = Diámetro interno de la tubería.

ρ = Densidad del fluido a la temperatura media.

V = Velocidad promedio.

g = Factor unitario de conversión.

De la ecuación anterior se han desarrollado gráficas y tablas para diferentes fluidos, de manera que con ellas es posible seleccionar el diámetro correcto para la caída de presión correspondiente, como se muestra posteriormente.

-Cálculo de Tubería de Succión.

Si los datos de operación para el sistema son:

Capacidad = 9209 Kcal/Hr = 36,543 Btu/Hr.

Tsucción = - 30°C = 100°F.

Longitud recta de tubería = 18.60 mts.

= 61 pies con 5 codos a 90°.

Refrigerante 22.

Agregando un 50% más de tubería recta a fin de cubrir aditamentos, establecemos una longitud tentativa equivalente:

Lequivalente = 1.5 X 61 = 91 Pies.

De la tabla 21, para (-22°F de Succión, 105°F Condensación, tenemos una capacidad de 2.98 T.R. en tubería de 1 3/8" una pérdida de presión equivalente en succión de 2°F por cada 100 pies, de la nota (3) de la misma tabla tenemos que la capacidad corregida a 20°/100°F es: 1.04 X 2.98 = 3.0992 T.R.. Usando este tamaño tentativo, evaluamos la

longitud equivalente actual.

Longitud recta de tubería	= 61.0 Pies.
Longitud equivalente de accesorios	= 16.5 Pies.
Longitud Total Equivalente	= 77.5 Pies.

De la tabla 21, Nota 2 la pérdida total en grados es:

$$\Delta T = \frac{2 \times 77.5 (3.076)^{1.8}}{100 (3.0992)^{1.8}} = 1.55X(0.9925)^{1.8} = 1.529^{\circ}\text{F} \text{ ó } 0.7 \text{ psi.}$$

A las presiones de diseño, por lo que el diámetro es apropiado para nuestra aplicación, ya que es menor a 2°F.

-Cálculo de Línea de Líquido.

La caída de presión en la línea de líquido, no es tan crítica como en las líneas de succión y descarga, el problema que se presenta es evitar principalmente que el líquido vaporice antes de llegar al control de refrigerante.

Las líneas de líquido deben ser diseñadas con los criterios ya establecidos en cada caso especificado en el capítulo III, considerando esto se establece que:

Por regla general el refrigerante líquido saliendo del condensador tiene un subenfriamiento de 10°F, con una caída de presión disponible de 20 lbs/pulg², antes de formarse el gas instantáneo, esta presión se utiliza para absorber las pérdidas de presión y la caída ocasionada en la tubería vertical que es de 1 lb/pulg² por cada 2 pies de elevación.

Utilizando nuevamente los datos del diseño y considerando que tenemos una longitud recta de tubería de 20.56 mts. (67.5 pies) con 7 codos a 90°; de la tabla 21 se concluye que es necesaria una tubería de cobre de 1/2" con una capacidad de 3.6 T.R. y una pérdida de presión de 3.05 lbs/pulg² por cada 100 pies.

Si calculamos la longitud equivalente total para la línea de líquido considerando los siguientes accesorios tenemos:

Longitud recta de tubería	= 67.5 Pies.
7 Codos a 1.4	= 9.8 Pies.
1 Válvula de diafragma	= 3.5 Pies.
1 Válvula de ángulo	= 8.0 Pies.
Longitud Total Equivalente	88.8 Pies.

Su pérdida de presión correspondiente será:

$$\frac{88.8 \times 3.05}{100} = 2.708 \text{ lbs/pulg}$$

Por lo que el diámetro de la tubería es adecuado para nuestra aplicación.

Checando la caída de presión en la tubería de líquido tenemos además:

Caída de presión/elevación a 2.70mts(8.85 Pies)	=4.429 lbs/pulg ²
Caída de presión/filtro deshidratador	=2.000 lbs/pulg ²
Caída de presión/indicador de líquido	=0.800 lbs/pulg ²

	7.229 lbs/pulg ²

Por lo tanto la pérdida total a través de la tubería de líquido será de:

$$P_{total} = 2.708 + 7.229 = 9.937 \text{ lbs/pulg}^2$$

Que es menor a las 20 lbs/pulg² disponibles, por lo que nuestra selección es la apropiada.

-Cálculo de la Tubería de Descarga.

La caída de presión debida a las pérdidas por fricción en la tubería de descarga, ocasiona que el compresor opere a mayor presión provocando una reducción de capacidad y un incremento en el consumo de energía.

Para diseñar la línea de descarga del equipo de refrigeración seleccionado, tenemos que:

- a) El condensador está localizado arriba del compresor.
- b) La tubería tiene una longitud de 1.63 mts (5.5 Pies) (incluyendo 2 Pies de Tubería Vertical) con 3 codos a 90°.

Si la capacidad de diseño es de 36,543 BTU/HR, de la tabla 2 tenemos que la tubería de cobre de 3/4" Ø tiene una capacidad de 36,000 BTU/HR y produce una pérdida de fricción de 2.7 lbs/pulg² por cada 100 mts de longitud.

Como la longitud total equivalente para la tubería de descarga es:

$$\text{Longitud Total Equivalente} = 5.5 + 3 (16) = 10.3 \text{ Pies.}$$

Con una pérdida de presión correspondiente de 2.7, siendo menor a la de diseño, que es de 3 a 6 lbs/pulg² y considerando que la longitud de la tubería es muy pequeña, vemos que esta tubería incluye una tolerancia promedio de codos y accesorios

que permite el retorno de aceite al compresor, por lo que es aceptable el diámetro seleccionado.

6.6.-SELECCION DE LOS DEMAS COMPONENTES DEL SISTEMA.-

Una vez obtenidos los diámetros de todas las tuberías procedemos a seleccionar los demás componentes del sistema:

1) Separadores de Aceite de la Línea de Descarga.-

Se deben usar en cualquier sistema donde el retorno de aceite sea inadecuado, pero principalmente se recomiendan en los siguientes casos:

- .En sistemas donde se emplean refrigerantes no miscibles.
- .En sistemas de baja temperatura.
- .En sistemas que emplean evaporadores sin retorno de aceite, tales como enfriadores de líquido inundados.
- .En cualquier sistema en que el control de capacidad cause problemas serios en el diseño de tubería.

Como nuestro sistema es de baja temperatura, de la tabla de selección Hermetik, tenemos que para una capacidad de 10 H.P. y Freón 22, el modelo recomendado es el 805.

2) Indicadores de Líquido y Humedad.-

Un accesorio de este tipo tiene un visor de cristal, instalado en la línea de líquido del sistema de refrigeración y constituye un medio para determinar visualmente si el sistema tiene o no la carga de refrigerante adecuada, así como si no existe humedad, se seleccionan de acuerdo al diámetro, en este caso, fue un indicador marca Hermetik mod. IL-125.

3) Deshidratadores de Refrigerantes.

Son recomendables en los sistemas que usen un refrigerante halocarburo y se deben instalar en la línea de líquido, su selección se basa en las capacidades; los hay de tipo persilica recargable, de block desecante, y sellados. En nuestro caso, para una capacidad de 10 H.P. el modelo seleccionado es el Hermetik R-1000-16 de persilica recargable.

4) Válvulas de Paso.

Por la necesidad de dar servicio al compresor y para abrir con mayor facilidad el sistema, se usan válvulas de paso, de globo o diafragma que permiten esta función.

En este sistema, el equipo lleva una válvula de diafragma para dar servicio al deshidratador modelo VP-505, marca Hermetik.

5) Válvula de Expansión Termostática.-

Existen varios tipos de medidor de refrigerante, pero en este caso utilizaremos la válvula de expansión para nuestro sistema con igualador externo y esta se selecciona por capacidad. Si la capacidad del sistema es de 36,543 Btu/hr, el modelo utilizado deberá ser el TA-4 para refrigerante 22 cuya capacidad es de 42,000 Btu/hr.

6.7.- CONTROLES DE CICLO.-

Los Controles que se usan para el ciclo de operación y descanso de un equipo de refrigeración se clasifican en:

- 1) De acción por temperatura (termostático).
- 2) De acción por presión (baja o alta).

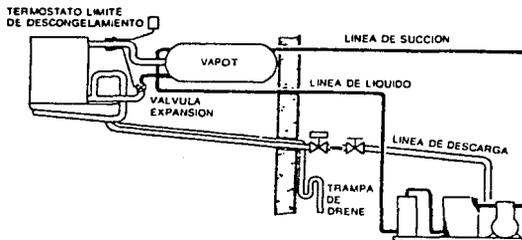
Se pueden usar juntos o separados para controlar el ciclo de refrigeración, el mejor es el de ciclo por bomba fuera, que emplea un control termostático y un control de baja presión. En este ciclo la temperatura del espacio en el evaporador es controlada directamente por el termostato, sin embargo, en lugar de arrancar o parar directamente el compresor, el termostato abre o cierra una válvula solenoide instalada en la línea de líquido, generalmente cerca del control de refrigerante (Fig 13-12) al reducirse la temperatura del espacio refrigerado, se desconecta el termostato abriendo el circuito de la solenoide e interrumpiendo el flujo de refrigerante al evaporador, pero el compresor sigue trabajando produciendo la evacuación del refrigerante de aquella porción del sistema adelante de la válvula solenoide. Cuando la presión es baja el presostato desconecta el arrancador del compresor parandola, cuando se incrementa la temperatura del espacio nuevamente, el termostato acciona la válvula solenoide que permite el paso de refrigerante al evaporador, el refrigerante empieza a hervir porque el evaporador esta caliente y se eleva la presión nuevamente en la succión accionando el presostato y arrancando el compresor.

Las ventajas del ciclo de bomba afuera son muchas, pero la más importante es que reduce considerablemente el escurrimiento del aceite al compresor, durante el ciclo de desconexión, evitando la dilución del aceite en el cárter.

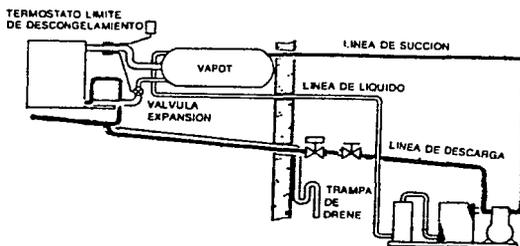
6.8.- METODO DE DESCONGELAMIENTO.-

Los evaporadores de baja temperatura acumulan escarcha sobre su superficie, provocando que este se bloquee, por lo que es necesario descongelarlo periódicamente. La frecuencia de descongelamiento depende del tipo de aplicación, de la naturaleza de la instalación y del método de descongelamiento, en nuestro caso, utilizaremos el método de descongelamiento por gas caliente, que es el más adecuado a nuestro sistema ya que al seleccionar el evaporador se previó que podía operar con este método de descongelamiento.

El descongelamiento por gas caliente utiliza el gas caliente descargado por el compresor como fuente de calor para deshielar el evaporador, existen varias formas de descongelamiento por gas caliente, el que nosotros utilizaremos es el descrito en la (Fig. VI.9).



DURANTE EL CICLO DE REFRIGERACION el líquido refrigerante se sub-enfría en el intercambiador de calor del vapor, siendo alimentado posteriormente a la válvula de expansión termostática, asegurando un mayor efecto de refrigeración en el sistema.



DURANTE EL CICLO DE DESCONGELACION el gas caliente es bombeado continuamente al serpentín donde al condensarse cede su calor latente, permitiendo acelerar el descongelamiento. Posteriormente al pasar a través del vapor recoge vapor refrigerante saturado. Ahí la neblina se evapora y recoge el calor latente que sirve como fuente de calor para continuar la descongelación.

Figura VI.8 Ciclo de Refrigeración y Descongelación.

6.9.- INSTALACION DE EQUIPO.-

Una vez seleccionados nuestros componentes de refrigeración procederemos a interconectarlos formando nuestro sistema de refrigeración. La instalación de ellos se deberá efectuar según la posición descrita en los planos adjuntos para la cual anexamos:

- 1) Plano de localización del equipo.
- 2) Plano de distribución de tuberías.
- 3) Plano de instalación eléctrica.
- 4) Catálogos de instalación de los fabricantes seleccionados.

Existen dos formas de hacer la instalación del equipo de refrigeración que son:

- a) Un Sistema Múltiple.- En el que todo el equipo se instala a un sistema de tubería de refrigerante común.
- b) Sistemas Separados.- En el que el equipo de integra formando dos o más sistemas de refrigeración independientes.

En nuestro caso, utilizaremos sistemas separados formando dos circuitos de refrigeración independientes, controlados por un circuito común de control del ciclo.

6.10.- RELACION DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACION.-

A continuación listamos los componentes del sistema de refrigeración, solamente variará la longitud de tubería como lo indica el plano de distribución de tuberías.

Para facilitar la integración de un sistema de refrigeración, existen en el mercado nacional fabricantes de partes que proporcionan el equi por separado o integrado parcial o totalmente, en nuestro caso, seleccionamos el equipo en forma parcial e integramos las partes faltantes de acuerdo a la lista descrita a continuación. En cada caso hacemos la indicación a que parte del sistema corresponde:

Parte 1

Unidad motocompresora marca Gilvert Copeland, modelo MC22-2000, equipado con compresor tipo 7, accionado con un motor eléctrico de 20 H.P. a 440/220/60/3, por medio de una transmisión de bandas y poleas (folleto).

Función.- Incrementa la presión y temperatura del refrigerante que succiona del evaporador e incluye el compresor y el tanque recibidor del sistema.

Parte 2

Condensador enfriado por aire marca Recold, modelo DC-85, equipado con motor eléctrico de 3/4 H.P. a 220/115/2/60 acoplado a un ventilador axial por medio

de transmisión de bandas y poleas.

Función.- Disipa el calor del refrigerante saturado al cederlo al aire que actúa como medio condensante.

Parte 3

Línea de Líquido formado por:

- a) Tubería de cobre de 1/2" tipo "L".
- b) Válvula de paso 5/8" mod. VP-585, marca Hermetik.
- c) Válvula de codo de 1/2" del recibidor.
- d) Deshidratador de líquido HSR-487 marca Hermetik.
- e) Válvula solenoide RMV-1909ESR.
- f) Válvula de paso 1/2" mod. VP-12, marca Hermetik.

Función.- Lleva el refrigerante al dispositivo de control de flujo.

Parte 4

Válvula de Expansión Marca Hermetik, Modelo TA-4.

Función.- Controla el flujo de refrigerante al evaporador, de manera que este fluya hirviendo a baja presión y temperatura.

Parte 5

Difusor Marca Record, Mod. UL-1500, equipado con serpentín de tubos de cobre, trampa tipo vapomatico, 3 motores de 1/4 H.P. a 220/115/2/60.

Función.- Evapora el refrigerante a baja presión y temperatura, tomando el calor del producto y del ambiente de la cámara, por medio de aire que fluye a través de su serpentín.

Parte 6

Línea de Succión compuesta por:

- a) Tubería de cobre 1 3/8" tipo "L".
- b) Válvula de servicio del compresor.

Función.- Transporta el refrigerante del evaporador a la succión del compresor.

Parte 7

Línea de Descarga que incluye:

- a) Tubería de cobre de 1 1/8" tipo "L".
- b) Separador de aceite 806 marca Hermetik.

Función.- Transporta el líquido a la succión del compresor con la mínima caída de presión, para no variar las condiciones de diseño.

Parte 8

Línea de Descarche por Gas Caliente compuesta por:

- a) Tubería de cobre tipo "L" de 7/8" Ø.
- b) Válvula de paso de 7/8 modelo VP-785, marca Hermetik.
- c) Válvula solenoide marca Rimsa, mod. RMV-1909 ESR.

Las partes anteriores son las que integran el sistema de refrigeración, necesitando además el equipo de control y el aislamiento que detiene el flujo de calor hacia el gabinete; describimos sus características en los siguientes dos puntos.

6.11.- EQUIPO DE CONTROL.

Esta formado por los elementos eléctricos que controlan el ciclo de refrigeración, el control de deshielo y el equipo de control de suministro de la energía eléctrica.

- 1) El Control del Ciclo de Refrigeración esta formado por:
 - a) Termostato de ambiente marca Rimsa, mod. ALS-C1020.
 - b) 2 Bobinas de inducción de solenoide de líquido a 220 Volts.
 - c) Canalización eléctrica.

- 2) El Control de Deshielo contiene un:
 - a) Termostato límite de descongelamiento marca Fen, mod. 518XB.
 - b) 2 Bobinas de inducción de solenoide de descongelamiento a 220 Volts.
 - c) Reloj de deshielo marca Paragón, mod. 8145.
 - d) Canalización eléctrica.

- 3) El Equipo de Control de la Energía Eléctrica esta integrado por:
 - a) Gabinete de alojamiento.
 - b) Switch de cuchillas marca Square "D" No. Cat. A-86355 de 400 AMPS.
 - c) 2 Interruptores termomagnéticos Square "D" No. Cat. EAE-36100G.
 - d) 2 Arrancadores a tensión completa Square "D", clase 8536, tipo EG-1.
 - e) 1 Interruptor termomagnético FAL-36040.
 - f) Canalización eléctrica.

6.12.- AISLAMIENTO DEL GABINETE DE REFRIGERACION.-

El aislamiento estará formado con placas de poliestireno de 2 mts. de largo X 1 mt. de ancho X 3 pulgs. de espesor para formar un espesor total de 6" y se aplicará de la manera siguiente:

- a) Se aplicará la barrera de vapor sobre la superficie interior del cuarto de mampostería, con impermeabilizante marca PROTEXA mod. HI-MASTIK, de manera que se forme una membrana sin roturas que impida el paso de la humedad hacia el aislamiento.
- b) El aislamiento se colocará de manera que quede traslapado para evitar al máximo el flujo de calor. (Fig. VI.9).

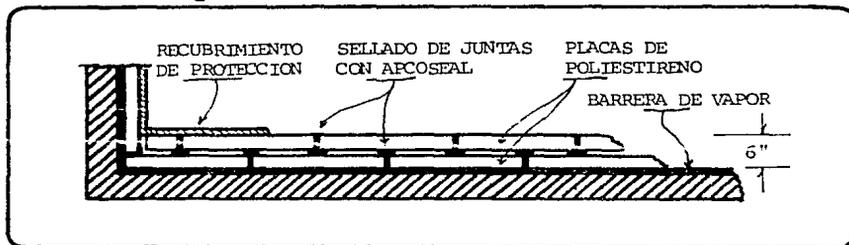


Figura VI.9 Colocación del Aislamiento.

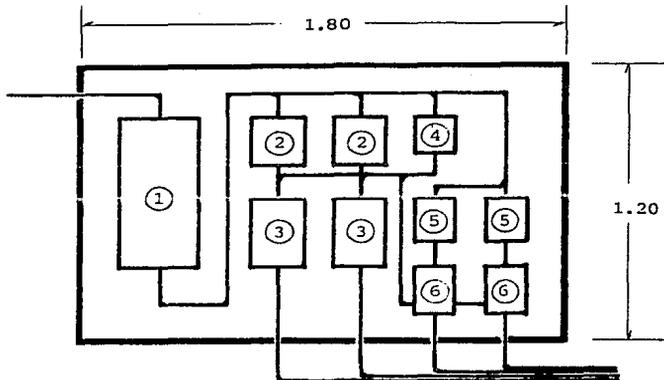
- c) Las Juntas de las placas del poliestireno serán selladas con acoseal, para unir las y evitar el flujo de la humedad a través del aislante.
- d) El Recubrimiento de protección del aislante será formado por una capa de material desplegado, recubierto con una pasta de arena, cemento y cal, que después será pintada.

6.13.- COSTO DE LA INSTALACION.-

A continuación presentamos el costo de la instalación incluyendo los materiales, según los precios vigentes en el mes de julio del presente año y los diagramas de instalación necesarios:

Tabla VI.10 Costo de la Cámara de Refrigeración.

	Cámara de Mampostería	Prec.Unit	Importe \$
2	U.Motocompr.Gilvert Cop MC22-2000B	6'974,250	13'948,500
2	Condesador RECOLD Modelo DCU-55	1'368,840	2'737,680
2	Evaporador RECOLD Modelo VL-1500	1'397,825	2'795,650
1	Jgo.Controles Deshielo RECOLD VC-116A	990,900	990,900
2	Separador de Aceite HERMETIK 806	272,240	544,480
2	Deshidratador HERMETIK R-1000-16	66,840	133,680
2	Indicador de Líquido HERMETIK IL-78	19,700	39,400
2	Válvulas de Expansión HERMETIK TA-4	86,025	172,050
2	Válvulas Solenoides RIMSA RMV-1909ESR	204,000	408,000
1	Termostato RIMSA ALS-C1020	45,380	45,380
1	Termómetro TAYLOR doble lectura	25,000	25,000
2	Puerta de Refrigeración Acero Inox.	560,000	1'120,000
202	M ² de Aislante de 3" de Espesor	22,284	4'501,440
2	Arrancador SQUARE D Modelo EG-1	716,340	1'432,680
2	Intrr. Term. SQUARE D FAL-36100G	207,918	415,836
1	Lote de Materiales Eléctricos	551,527	551,527
1	Lote de Tubería, Conecc.y Refrigerante	1'920,438	1'920,438
2	Válvula de Paso HERMETIK VP-58S	41,832	83,664
2	Válvula de Paso HERMETIK VP-78S	46,608	93,216
2	Válvula de Paso HERMETIK VP-12S	26,292	52,584
	Costo de Mano de Obra		2'454,650
	Sub-Total		34'466,755
	15 % I.V.A.		5'170,013
	T O T A L		39'636,768



- ① INTERRUPTOR DE CUCHILLAS A-86355
- ② INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO DE 3x100 A. FAL-36100 G
- ③ ARRANCADOR MAGNETICO A TENSION PLENA EG-1
- ④ RELOJ DE DESHIELO MOD. 8106
- ⑤ INTERRUPTOR DE SEGURIDAD DE 3x25 A. D-98251
- ⑥ ARRANCADOR MAGNETICO A TENSION PLENA BG-2

Acotaciones en mts.

Figura VI.11 Tablero de Control.

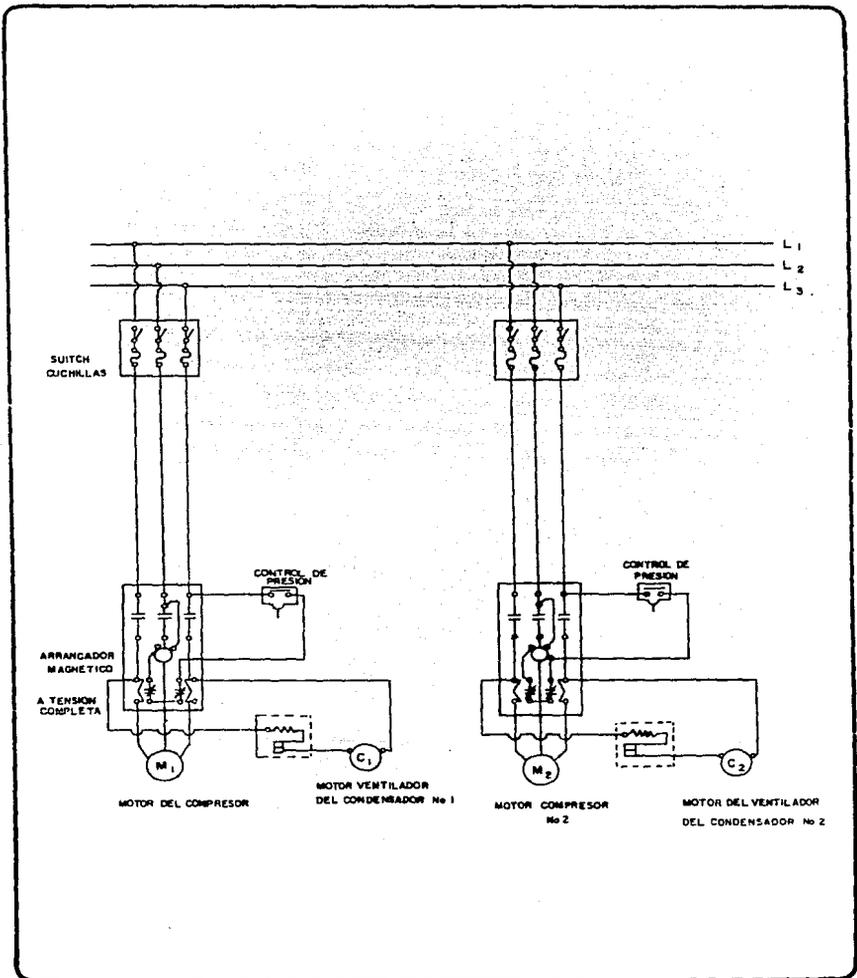


Figura VI.12 Diagrama Eléctrico de Control para Arranque del Compresor, por Medio de Presostato.

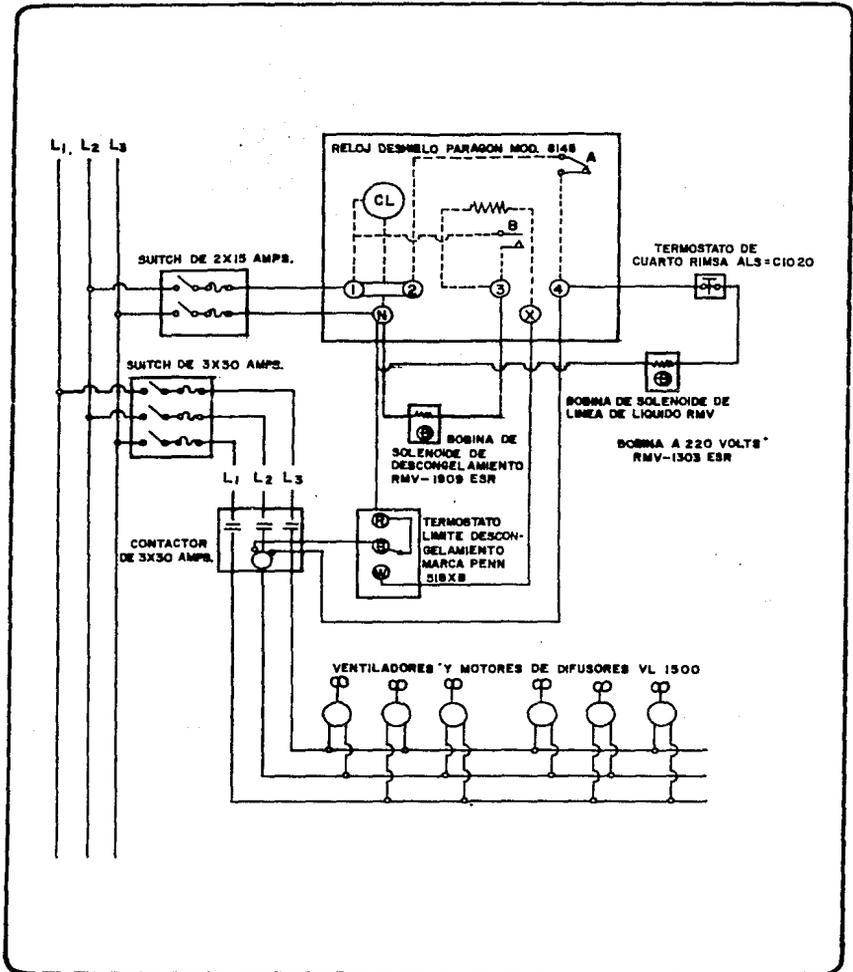


Figura VI.13 Diagrama Eléctrico de Control de Deshielo de Ciclo de Refrigeración con Bombeo Fuera.

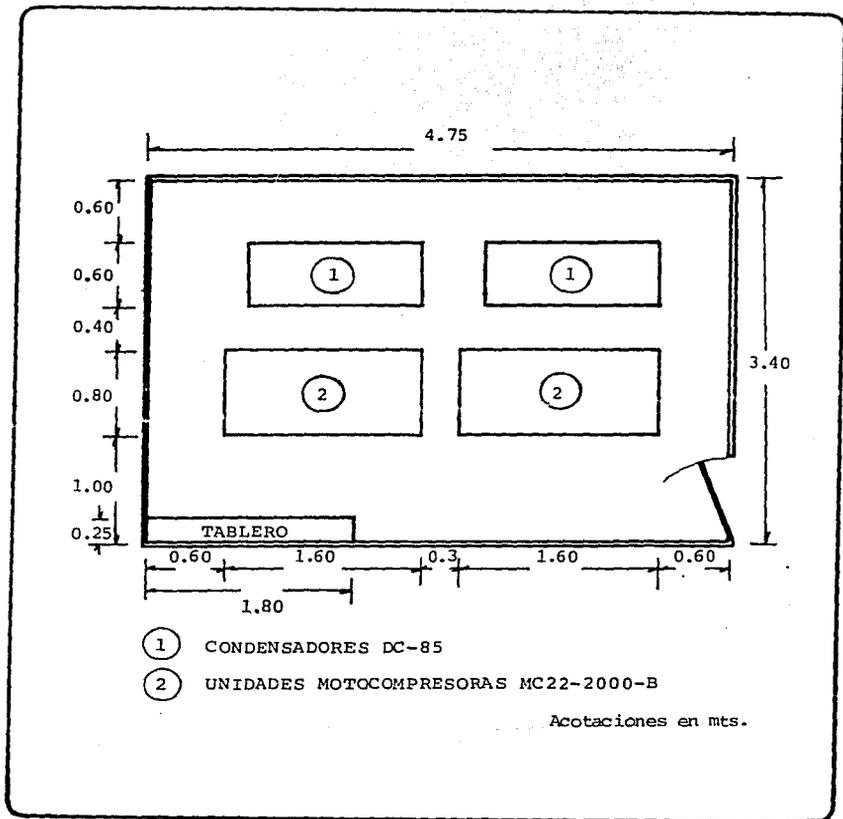


Figura VI.14 Distribución de Equipo en el Cuarto de Máquinas.

CONCLUSIONES

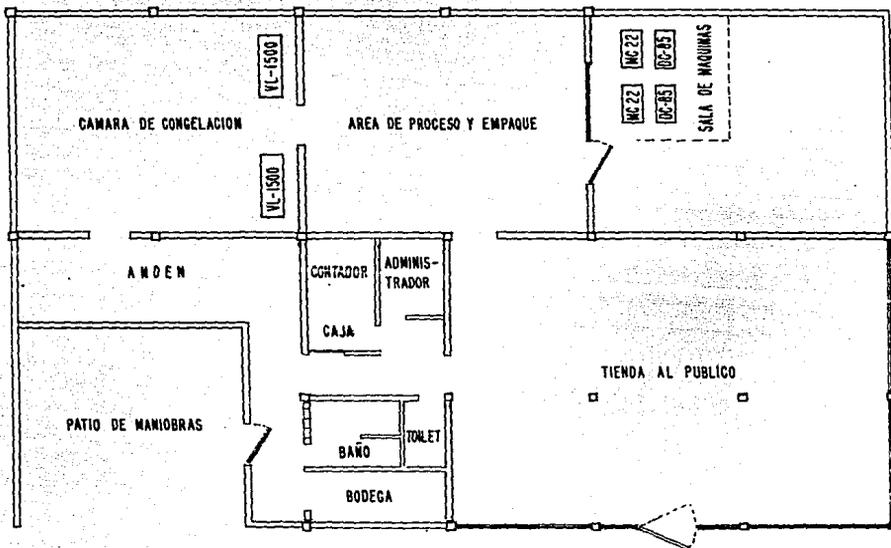
CONCLUSIONES.-

La tesis engloba aspectos conceptuales sobre refrigeración y su aplicación práctica, las conclusiones se enuncian de manera genérica, siendo estas, las siguientes:

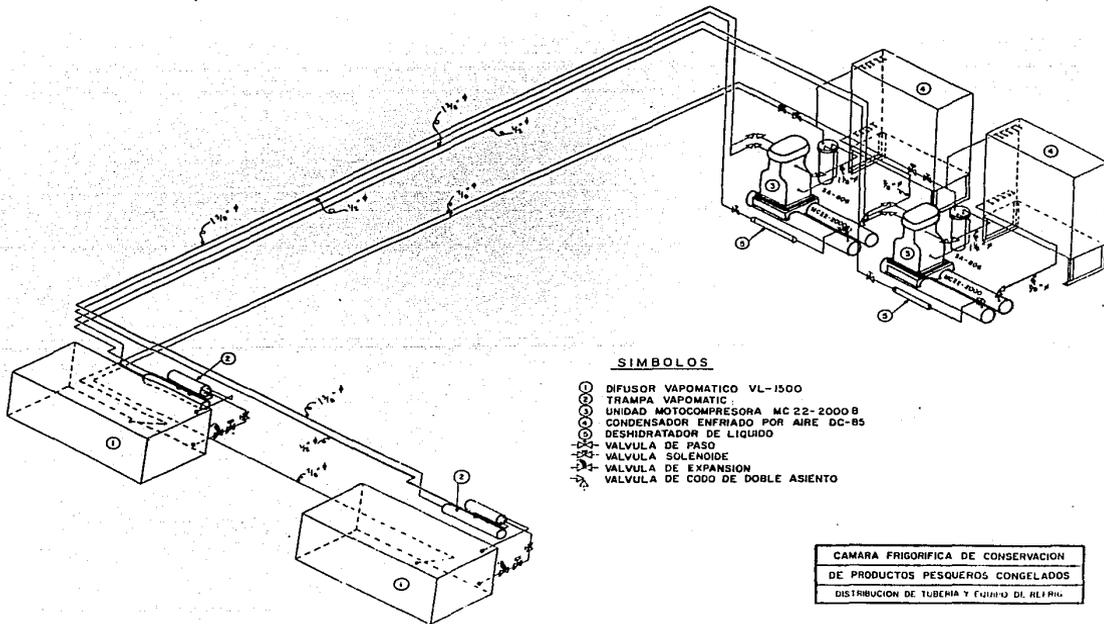
- El presente trabajo constituye una base metodológica, conceptual y práctica para todos aquellos ingenieros, que por diversas causas requieran de conocimientos referentes a refrigeración en el entorno nacional. Los resultados brindados a ellos se deberán evaluar en forma separada, con objeto de complementar el estudio y mantenerlo actualizado.
- Los resultados obtenidos son fruto de la investigación de varias publicaciones de refrigeración disponibles en México junto con las experiencia conseguida en el ámbito de trabajo. Logrando que en pocas páginas se tenga a la mano un resumen de los aspectos principales a considerar en la refrigeración comercial y en particular consideraciones prácticas en el análisis, diseño y selección de equipo para cámaras frigoríficas.
- Como punto de partida para los Ingenieros Industriales se diseño un cuadro de actividades para la instalación de una cámara frigorífica, aplicado al ejemplo que fue incluido en los capítulos 5 y 6, que podrá ser modificado de acuerdo a las características de cada instalación. Para desarrollarlo se hizo uso del paquete MICROSOFT PROJECT 3.0 que puede usarse en la mayoría de las computadoras personales.
- El diagrama de GANTT y la ruta crítica resultantes del cuadro de actividades junto con la cotización del equipo fueron realizados en el mes de julio del presente año, estimándose que los precios y tiempos que se consideraron son los mas adecuados respecto a otras empresas fabricantes. En conclusión el presente trabajo es viable de considerarse como proyecto de inversión, toda vez que el arrendamiento de este tipo de cámaras es alto, aunado a una creciente demanda actual en las costas de nuestro país y en establecimientos comerciales, las hacen altamente rentables.
- Sería deseable difundir el conocimiento del estudio desarrollado en las áreas de ingeniería a nivel preparación y en el campo profesional por lo que se sugiere se busque la manera de extender el uso, el conocimiento y desarrollo de estudios similares.

- El diseño y construcción en la industria de la refrigeración nacional son actividades redituables que por falta de desarrollo están siendo controladas por un grupo pequeño de empresas (en su mayoría transnacionales), con el consecuente deterioro económico para los demandantes de servicios.
- El nivel tecnológico del país con respecto a otras naciones se encuentra en desventaja, por lo que es altamente recomendable la generación de tecnología propia a fin de disminuir la dependencia en este campo.

APENDICE



CAMARA FRIGORIFICA DE CONSERVACION
 DE PRODUCTOS PESQUEROS CONGELADOS
 DISTRIBUCION DE EQUIPO DE REFRIGERACION



SIMBOLOS

- ① DIFUSOR VAPOMATICO VL-1500
- ② TRAMPA VAPOMATIC
- ③ UNIDAD MOTOCOMPRESORA MC 22-2000 B
- ④ CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE DC-85
- ⑤ DESHIDRATADOR DE LIQUIDO
- ⑥ VALVULA DE PASO
- ⑦ VALVULA SOLENOIDE
- ⑧ VALVULA DE EXPANSION
- ⑨ VALVULA DE CODO DE DOBLE ASIENTO

CAMARA FRIGORIFICA DE CONSERVACION
DE PRODUCTOS PESQUEROS CONGELADOS
DISTRIBUCION DE TUBERIA Y EQUIPO DE REFRIG.

**GANANCIA DE CALOR POR USO
EN BTU POR 24 HORAS, POR PIE CUBICO DE CAPACIDAD INTERIOR**

Volumen en pies ³	Tipo de Uso *	Diferencia de la Temperatura Ambiente menos la Temperatura de la Cámara de almacenamiento en °F										
		1	40	50	55	60	65	70	75	80	90	100
20	Regular	4.68	187	234	258	281	305	328	351	374	421	468
	Intermit.	5.51	220	276	303	331	358	386	413	441	496	551
	Intermit.	3.30	132	165	182	198	215	231	248	264	297	330
50	Regular	4.56	182	228	251	274	297	319	342	365	410	456
	Intermit.	2.78	91	114	126	137	148	160	171	182	205	228
	Intermit.	3.55	142	177	196	213	231	249	267	284	320	355
75	Regular	1.85	74	93	102	111	120	130	139	148	167	185
	Intermit.	2.88	115	144	158	172	188	202	216	230	259	288
	Intermit.	1.61	64	83	84	97	105	113	121	129	145	161
100	Regular	2.52	101	126	139	151	164	176	189	202	227	252
	Intermit.	1.28	55	69	76	83	90	97	103	110	124	138
	Intermit.	2.22	90	111	122	133	144	155	166	178	200	222
300	Regular	1.20	52.0	65	71.5	78	84.5	91	97.5	104	117	130
	Intermit.	2.68	112.2	104	114	125	135	146	156	166	187	208
	Intermit.	1.54	49.6	62	68.2	74.4	80.6	86.8	93	99.2	112	124
400	Regular	1.76	78.4	98	108	118	128	137	147	157	176	196
	Intermit.	1.21	48.4	60.5	65.6	72.6	78.7	84.7	90.7	96.8	109	121
	Intermit.	1.87	74.8	93.5	103	112	122	131	140	150	168	187
600	Regular	1.17	48.8	55.2	64	70	76	82	88	94	105	117
	Intermit.	1.85	74.0	92.5	102	111	120	130	139	148	167	185
	Intermit.	1.11	44.4	55.5	61.1	66.8	72.2	77.7	83.3	88.8	100	111
800	Regular	1.76	70.4	88.0	96.8	106	115	123	132	141	158	176
	Intermit.	1.10	44.0	55.0	60.5	66	71.5	77	82.5	88	99	110
	Intermit.	1.67	66.8	83.5	91.9	100	108	117	125	134	150	167
1,000	Regular	.995	39.8	49.8	54.7	59.7	64.7	69.7	74.7	79.6	89.6	99.5
	Intermit.	1.58	63.2	79.0	86.9	94.8	103	111	119	126	142	158
	Intermit.	.920	36.8	46.0	50.6	55.2	59.8	64.4	69	73.6	82.8	92
1,500	Regular	1.50	60.0	75.0	82.5	90.0	97.5	105	113	120	135	150
	Intermit.	.825	33.4	41.8	45.9	50.1	54.3	58.5	62.7	66.8	75.2	83.5
	Intermit. Prol.	.775	31.0	38.8	42.6	46.5	50.4	54.3	58.1	62	69.8	77.5
3,000	Regular	.750	30.0	37.5	41.3	45.0	48.8	52.5	56.2	60.0	67.5	75.0
	Intermit.	.576	23.0	28.8	31.7	34.6	37.3	40.3	43.2	46.1	51.8	57.6
	Intermit. Prol.	.603	16.1	20.2	22.2	24.2	26.2	28.2	30.2	32.2	36.3	40.3
5,000	Regular	.505	12.2	15.3	16.8	18.3	19.8	21.4	22.9	24.4	27.5	30.5
	Intermit.	.240	9.6	12.0	13.2	14.4	15.6	16.8	18.0	19.2	21.6	24.0
	Intermit. Prol.	.240	9.6	12.0	13.2	14.4	15.6	16.8	18.0	19.2	21.6	24.0
10,000	Regular	.187	7.48	9.35	10.3	11.2	12.2	13.1	14.0	15.0	16.8	18.7
	Intermit.	.178	7.12	8.90	9.79	10.7	11.6	12.5	13.4	14.2	16.0	17.8
	Intermit. Prol.	.176	7.04	8.80	9.68	10.6	11.5	12.3	13.2	14.1	15.8	17.6
100,000	Regular	.173	6.92	8.65	9.52	10.4	11.2	12.1	13.0	13.8	15.6	17.3
	Intermit.	.173	6.92	8.65	9.52	10.4	11.2	12.1	13.0	13.8	15.6	17.3
	Intermit. Prol.	.173	6.92	8.65	9.52	10.4	11.2	12.1	13.0	13.8	15.6	17.3

* Para el uso intermitente y promedio, la carga del producto se basa en un producto que entra a 10°F por encima de la temperatura del refrigerador; para almacenamiento prolongado la temperatura entrante es aproximadamente igual a la temperatura del refrigerador.
 * Almacenamiento prolongado. Tomado del Manual de Fundamentos ASHRAE 1967 y copiado con autorización.
 5: Si la carga del producto es anormal, no use esta Tabla.

CARGA POR INFILTRACION
(BTU por pie cúbico)

Temperatura de la cámara de almacenamiento en °F	Temperatura del aire exterior en °F							
	85		90		95		100	
	Porcentaje de la humedad relativa							
	30	60	30	60	30	60	30	60
65	0.65	0.85	0.93	1.17	1.24	1.54	1.58	1.93
60	0.85	1.03	1.12	1.37	1.44	1.74	1.78	2.15
55	1.12	1.34	1.41	1.66	1.72	2.01	2.06	2.44
50	1.32	1.54	1.62	1.87	1.93	2.22	2.28	2.65
45	1.50	1.73	1.80	2.06	2.12	2.42	2.47	2.85
40	1.69	1.92	2.00	2.26	2.31	2.62	2.67	3.06
35	1.86	2.09	2.17	2.43	2.49	2.79	2.85	3.24
30	2.00	2.24	2.26	2.53	2.64	2.94	2.95	3.35

Temperatura de la cámara de almacenamiento en °F	Temperatura del aire exterior en °F							
	40		50		60		70	
	Porcentaje de la humedad relativa							
	70	80	70	80	50	60	50	60
30	0.24	0.39	0.38	0.66	2.26	2.53	2.95	3.35
25	0.41	0.45	0.75	0.83	2.44	2.71	3.14	3.54
20	0.55	0.61	0.91	0.99	2.62	2.90	3.33	3.73
15	0.71	0.75	1.06	1.14	2.80	3.07	3.51	3.92
10	0.85	0.89	1.19	1.27	2.93	3.20	3.64	4.04
5	0.98	1.03	1.34	1.42	3.12	3.40	3.84	4.27
0	1.12	1.17	1.48	1.56	3.28	3.56	4.01	4.42
-5	1.23	1.28	1.59	1.67	3.41	3.69	4.15	4.57
-10	1.35	1.41	1.73	1.81	3.56	3.85	4.31	4.74
-15	1.50	1.52	1.85	1.92	3.67	3.96	4.42	4.86
-20	1.63	1.68	2.01	2.09	3.88	4.18	4.66	5.10
-25	1.77	1.80	2.12	2.21	4.00	4.30	4.78	5.21
-30	1.90	1.95	2.29	2.38	4.21	4.51	4.90	5.44

EQUIVALENCIAS

1 Libra (USA)	=	0.453599 Kg.	1 Pie cúbico/Lb	=	62.3908 dm cub/Kg
1 Kilogramo	=	2.20462 Lbs. (USA)	1 Pulgada	=	25.4 mms.
1 Libra de presión por pulgada ²	=	0.07032 Kg/Cm ²	1 Centímetro	=	0.394 Pulgadas
1 Kg/Cm ²	=	14.22 Lbs/Pulgada ²	1 Pulg. cuadrada	=	6.4521 cm ²
1 Atmósfera	=	14.696 Lbs/Pulg. ²	1 Cm cuadrado	=	0.155 pulgada ²
1 Pulgada de vacío	=	25.4 mms. de vacío	1 Pulg. cúbica	=	16.3889 cm ³
760 mms. de vacío	=	29.92 pulg. de vacío	1 Cm cúbico	=	0.061 Pulgada ³
1 BTU	=	252 Gramo-calorías	1 Pie	=	0.3048 metros
1 BTU	=	0.25198 Kcal	1 Metro	=	3.281 pies
1 Kcal	=	3.96852 BTU	1 Pie cuadrado	=	0.093 mt. cuadrado
1 BTU/Lb	=	0.5556 Kcal/Kg	1 Metro cuadrado	=	10.764 pies ²
1 Kcal/Kg	=	1.802 BTU/Lb	1 Pie cúbico	=	0.0283 mt. cúbico
			1 Metro cúbico	=	35.3107 pies ³

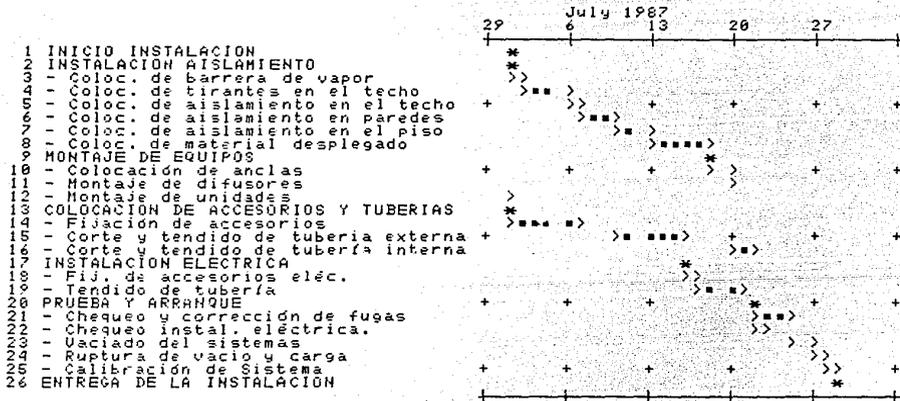
TABLA PARA CONVERSION DE TEMPERATURAS

Localice la temperatura que usted quiera convertir, ya sea en grados fahrenheit o centígrados, en la columna del medio titulada "C o F". A la izquierda se lee la temperatura correspondiente en grados centígrados (si se quiere convertir de fahrenheit a centígrados). A la derecha se lee la temperatura correspondiente en grados fahrenheit (si se quiere convertir de centígrados a fahrenheit).

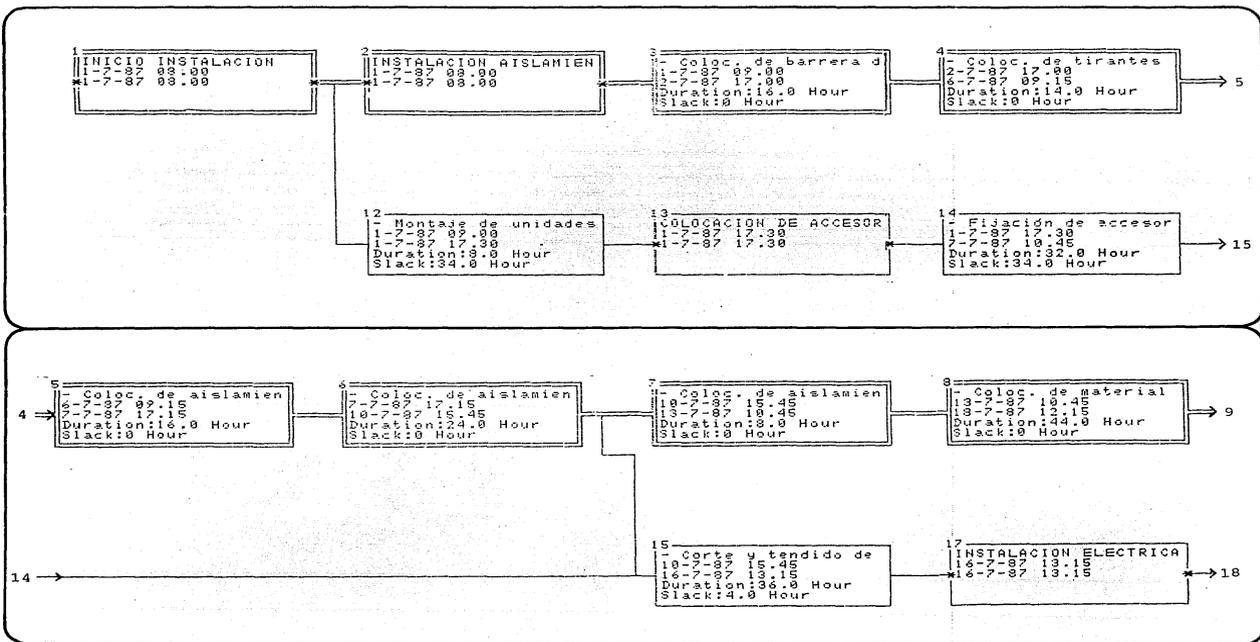
Cent.	C or F	Fahr	Cent.	C or F	Fahr	Cent.	C or F	Fahr	Cent.	C or F	Fahr
-40.0	-40	-40.0	-6.7	+20	+68.0	+26.7	+80	+176.0	+60.0	+140	+284.0
-39.4	-39	-34.2	-6.1	+21	+69.8	+27.2	+81	+177.8	+60.6	+141	+285.8
-38.9	-38	-34.4	-5.5	+22	+71.6	+27.8	+82	+179.6	+61.1	+142	+287.6
-38.3	-37	-34.0	-4.9	+23	+73.4	+28.3	+83	+181.4	+61.7	+143	+289.4
-37.8	-36	-32.8	-4.4	+24	+75.2	+28.9	+84	+183.2	+62.2	+144	+291.2
-37.2	-35	-31.0	-3.9	+25	+77.0	+29.4	+85	+185.0	+62.8	+145	+293.0
-36.7	-34	-29.2	-3.3	+26	+78.8	+30.0	+86	+186.8	+63.3	+146	+294.8
-36.1	-33	-27.4	-2.8	+27	+80.6	+30.6	+87	+188.6	+63.9	+147	+296.6
-35.6	-32	-25.6	-2.2	+28	+82.4	+31.1	+88	+190.4	+64.4	+148	+298.4
-35.0	-31	-23.8	-1.7	+29	+84.2	+31.7	+89	+192.2	+65.0	+149	+300.2
-34.4	-30	-22.0	-1.1	+30	+86.0	+32.2	+90	+194.0	+65.6	+150	+302.0
-33.9	-29	-20.2	-0.6	+31	+87.8	+32.8	+91	+195.8	+66.1	+151	+303.8
-33.3	-28	-18.4	-0.1	+32	+89.6	+33.3	+92	+197.6	+66.7	+152	+305.6
-32.8	-27	-16.6	+0.6	+33	+91.4	+33.9	+93	+199.4	+67.2	+153	+307.4
-32.2	-26	-14.8	+1.1	+34	+93.2	+34.4	+94	+201.2	+67.8	+154	+309.2
-31.7	-25	-13.0	+1.7	+35	+95.0	+35.0	+95	+203.0	+68.3	+155	+311.0
-31.1	-24	-11.2	+2.2	+36	+96.8	+35.6	+96	+204.8	+68.9	+156	+312.8
-30.6	-23	-9.4	+2.8	+37	+98.6	+36.1	+97	+206.6	+69.4	+157	+314.6
-30.0	-22	-7.6	+3.3	+38	+100.4	+36.7	+98	+208.4	+70.0	+158	+316.4
-29.4	-21	-5.9	+3.9	+39	+102.2	+37.2	+99	+210.2	+70.6	+159	+318.2
-28.9	-20	-4.0	+4.4	+40	+104.0	+37.8	+100	+212.0	+71.1	+160	+320.0
-28.3	-19	-2.2	+5.0	+41	+105.8	+38.3	+101	+213.8	+71.7	+161	+321.8
-27.8	-18	-0.4	+5.5	+42	+107.6	+38.9	+102	+215.6	+72.2	+162	+323.6
-27.2	-17	+1.4	+6.1	+43	+109.4	+39.4	+103	+217.4	+72.8	+163	+325.4
-26.7	-16	+3.2	+6.7	+44	+111.2	+40.0	+104	+219.2	+73.3	+164	+327.2
-26.1	-15	+5.0	+7.2	+45	+113.0	+40.6	+105	+221.0	+73.9	+165	+329.0
-25.6	-14	+6.8	+7.8	+46	+114.8	+41.1	+106	+222.8	+74.4	+166	+330.8
-25.0	-13	+8.6	+8.3	+47	+116.6	+41.7	+107	+224.6	+75.0	+167	+332.6
-24.4	-12	+10.4	+8.9	+48	+118.4	+42.2	+108	+226.4	+75.6	+168	+334.4
-23.9	-11	+12.2	+9.4	+49	+120.2	+42.8	+109	+228.2	+76.1	+169	+336.2
-23.3	-10	+14.0	+10.0	+50	+122.0	+43.3	+110	+230.0	+76.7	+170	+338.0
-22.8	-9	+15.8	+10.6	+51	+123.8	+43.9	+111	+231.8	+77.2	+171	+339.8
-22.2	-8	+17.6	+11.1	+52	+125.6	+44.4	+112	+233.6	+77.8	+172	+341.6
-21.7	-7	+19.4	+11.7	+53	+127.4	+45.0	+113	+235.4	+78.3	+173	+343.4
-21.1	-6	+21.2	+12.2	+54	+129.2	+45.6	+114	+237.2	+78.9	+174	+345.2
-20.6	-5	+23.0	+12.8	+55	+131.0	+46.1	+115	+239.0	+79.4	+175	+347.0
-20.0	-4	+24.8	+13.3	+56	+132.8	+46.7	+116	+240.8	+80.0	+176	+348.8
-19.4	-3	+26.6	+13.9	+57	+134.6	+47.2	+117	+242.6	+80.6	+177	+350.6
-18.9	-2	+28.4	+14.4	+58	+136.4	+47.8	+118	+244.4	+81.1	+178	+352.4
-18.3	-1	+30.2	+15.0	+59	+138.2	+48.3	+119	+246.2	+81.7	+179	+354.2
-17.8	0	+32.0	+15.6	+60	+140.0	+48.9	+120	+248.0	+82.2	+180	+356.0
-17.2	+1	+33.8	+16.1	+61	+141.8	+49.4	+121	+249.8	+82.8	+181	+357.8
-16.7	+2	+35.6	+16.7	+62	+143.6	+50.0	+122	+251.6	+83.3	+182	+359.6
-16.1	+3	+37.4	+17.2	+63	+145.4	+50.6	+123	+253.4	+83.9	+183	+361.4
-15.6	+4	+39.2	+17.8	+64	+147.2	+51.1	+124	+255.2	+84.4	+184	+363.2
-15.0	+5	+41.0	+18.3	+65	+149.0	+51.7	+125	+257.0	+85.0	+185	+365.0
-14.4	+6	+42.8	+18.9	+66	+150.8	+52.2	+126	+258.8	+85.6	+186	+366.8
-13.9	+7	+44.6	+19.4	+67	+152.6	+52.8	+127	+260.6	+86.1	+187	+368.6
-13.3	+8	+46.4	+20.0	+68	+154.4	+53.3	+128	+262.4	+86.7	+188	+370.4
-12.8	+9	+48.2	+20.6	+69	+156.2	+53.9	+129	+264.2	+87.2	+189	+372.2
-12.2	+10	+50.0	+21.1	+70	+158.0	+54.4	+130	+266.0	+87.8	+190	+374.0
-11.7	+11	+51.8	+21.7	+71	+159.8	+55.0	+131	+267.8	+88.3	+191	+375.8
-11.1	+12	+53.6	+22.2	+72	+161.6	+55.6	+132	+269.6	+88.9	+192	+377.6
-10.6	+13	+55.4	+22.8	+73	+163.4	+56.1	+133	+271.4	+89.4	+193	+379.4
-10.0	+14	+57.2	+23.3	+74	+165.2	+56.7	+134	+273.2	+90.0	+194	+381.2
-9.4	+15	+59.0	+23.9	+75	+167.0	+57.2	+135	+275.0	+90.6	+195	+383.0
-8.9	+16	+60.8	+24.4	+76	+168.8	+57.8	+136	+276.8	+91.1	+196	+384.8
-8.3	+17	+62.6	+25.0	+77	+170.6	+58.3	+137	+278.6	+91.7	+197	+386.6
-7.8	+18	+64.4	+25.6	+78	+172.4	+58.9	+138	+280.4	+92.2	+198	+388.4
-7.2	+19	+66.2	+26.1	+79	+174.2	+59.4	+139	+282.2	+92.8	+199	+390.2

Tamaño del Manual de Fundamentos ASIRAR, 1967. Copiado con autorización.

CAMARA FRIGORIFICA
DE CONSERVACION DE
PESCADO (Ejemplo)



RUTA CRITICA

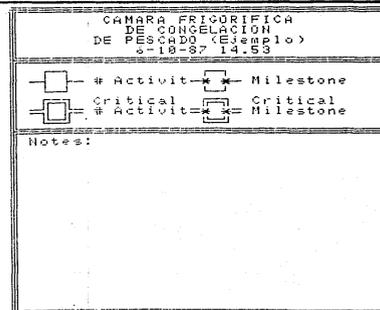




NOTA: En las actividades:

- 1) Inicio instalación
- 2) Instalación aislamiento
- 9) Montaje de equipos
- 13) Colocación de accesorios y tubería
- 17) Instalación eléctrica
- 20) Prueba y arranque

Únicamente se señalan de manera genérica, el inicio del grupo de actividades que le siguen. La integración de las mismas se señala en la página 153.



Copelametic®

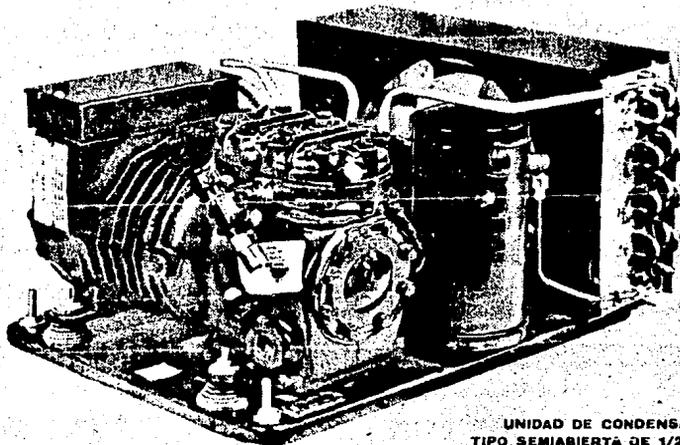


UNIDADES CONDENSADORAS ENFRIADAS POR AIRE LINEA "D"

R-12

CARACTERISTICAS

- Amplia gama de selección enfriadas por aire de 1/2 c. de f. a 1 1/2 C. de F.
- Altura baja de la unidad
- Capacitores y relevadores accesibles
- Gran capacidad de manejo de refrigerante
- Bajo nivel de ruido y vibraciones
- Construcción del Tipo para uso pesado
- Dos abánicos en los modelos enfriados por aire de 3/4 c. de f. y en los más grandes
- Se proveen con controles de presión
- Todas las unidades llevan válvulas de succión y descarga
- Protección inherente del motor para todos los modelos



MAYO/1978

UNIDAD DE CONDENSACION
TIPO SEMIABIERTA DE 1/2 Hp PARA
APLICACIONES EN BAJA TEMPERATURA

TABLA DE CAPACIDAD (KCAL/HR)

TEMPERATURA DE EVAPORACION (°F)		45	35	25	20	15	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-35	-40
PRESION DE SUCCION (PSIG.) R12		41.7	32.6	24.6	21.0	12.7	11.8	9.2	6.7	4.5	2.5	0.6	2.3"	8.4"	11.0"
MODELO	MOTO COMPRESOR														
DAAH-0050	KAN-0050			995	894	800	630	554							
DAAM-0050	KAE-0050			1184	1071	962	756	674	579						
DAAL-0050	KAG-0050								811	720	640	554	479	334	257
DAAM-0075	KAG-0075			1675	1524	1385	1108	982	869						
DAAL-0075	KAA-0075								1020	894	781	668	567	403	340
DAAM-0100	KAK-0100			2343	2128	1914	1562	1385	1234						
DAAL-0100	KAT-0100								1448	1285	1134	982	844	605	504
DAAM-0150	KAT-0150			3338	3010	2708	2166	1940							

INFORMACION ADICIONAL:

- Vacío - Limpieza de Sistemas - Ver Boletín No. 5
- Manejo Seguro de Gases Comprimidos - Ver Boletín No. 11
- Operación del Compresor a condiciones ambientes bajas - Ver Boletín No. 13

NOTAS:

*Este símbolo puede ser cualquier número (1, 2, 3, etc.) dependiendo de cambios en la fundición del cuerpo. Las capacidades de enfriadas por aire son a 32.2°C temperatura ambiente con gas de succión a 26.7°C en el compresor. Aumente la capacidad 6% por cada 5.5°C menos en la temperatura ambiente. Reduzca la capacidad 6% por cada 5.5°C más en la temperatura ambiente.

NOMENCLATURA:

PSIG. - libras/pulg.² manométricas
 " - pulgadas de mercurio de vacío
 H y M - temperatura media (25°a - 5° F)
 L - temperatura baja (-5° a -40 F)

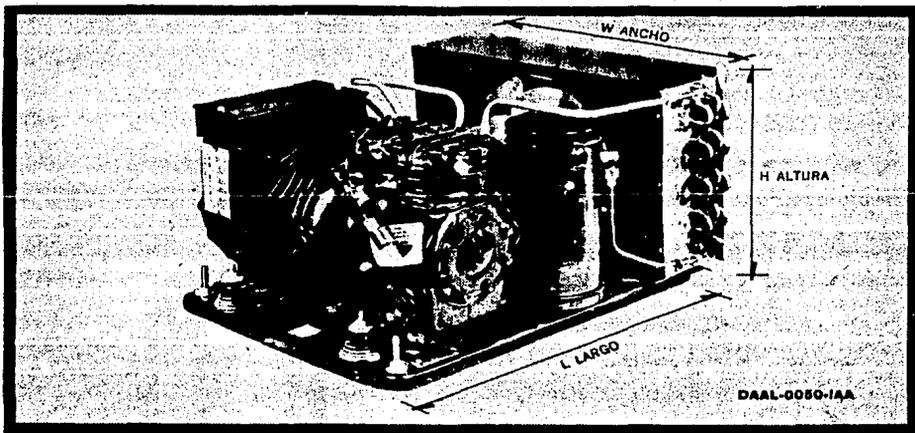
FACTORES DE CONVERSION

Kcal./Hr. x 3.97 = Btu./Hr.
 (°F - 32) x 5/9 = °C

Especificaciones de las unidades condensadoras Copelametic

Modelo	Potencia Motor (c. de f.)	Largo (L) mm	Ancho (W) (Por El Condensador) mm	Altura (H) mm	Centros De Monte De Base Largo x Ancho mm	Válvula Línea De Líquido	Válvula Línea De Succión	Peso Neto Aprox. Kgs.	Peso De Embarque Aprox. Kgs.	Capacidad del Rec. bido al 50% .Kg de la carga total	Carga de aceite en Lit.	115.1 60	208 1 60	208 220 3 60	Designación eléctrica	Amperaje Nom Del Compressor
ENFRIADAS POR AIRE																
DAAH-0050 DAAM-0050 DAAL-0050	1/2	575	427.0	297	333 x 321	1,4" F 6,4mm	1/2" F 12,7mm	49	56	2.0	3/4	X X X			IAA	8.1 7.8 7.8
DAAM-0075 DAAL-0075	3/4	495	572	291	324 x 521	1/4" F 6,4mm	5/8" F 15,9mm	61	70	3.2	3/4	X X			IAA	9.5 10.2
DAAM-0100 DAAM-0100 DAAL-0100	1	483	648	338	235 x 594	3/8" F 9,5mm	5/8" F 15,9mm	64	73	3.2	3/4		X	X X X	CAH TAC TAC	7.0 3.4 3.4
DAAM-0150	1-1/2	622	803	379	394 x 724	3/8" F 9,5mm	7/8" S 22,2mm	86	99	6.0	3/4			X	TAC	5.0

F - FLARE
S - SOLDABLE



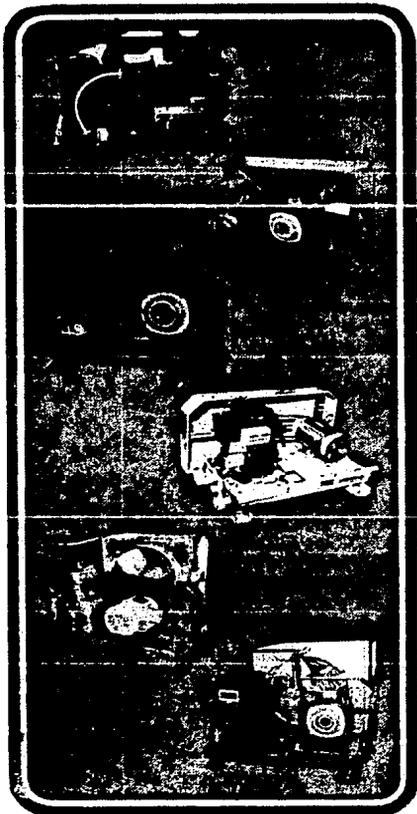
ESPECIFICACIONES SUJETAS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO
PARA LOS VALORES NO SEÑALADOS FAVOR DE CONSULTAR A LA PLANTA



Gilvert Copeland®
S.A. de C.V.

V. SAN JUAN DE LOS RIOS TLANEPANTLA EDO. DE MEX. TEL. 565-41-00 CON 10 LINEAS TELEX 0172608

UNIDADES PARA REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO R-12 R-22 R-502



Especificaciones:

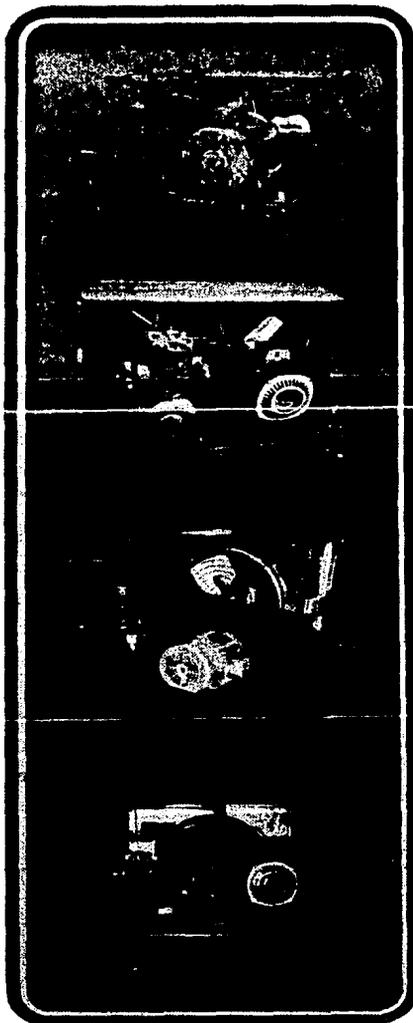
- Amplio Rango de Selección desde 1/4 h.p. y 25 h.p.
- Accesibles y Compactas.
- Bajo Nivel de Ruido.
- Transmisión por Poleas y Bandas.
- Tanque Recibidor.
- Cubrebandas Metálico.
- Base Metálica Sólida.
- Controles de Alta y Baja Presión.
- Válvulas de Servicio de Succión, Descarga y Líquido.
- Bomba de gran Capacidad en compresores de lubricación forzada.
- Amplia Garantía.
- Entradas por Aire.
- Menor costo de Operación y Mantenimiento.
- Fácil Reparación y Amplio surtido de refacciones.

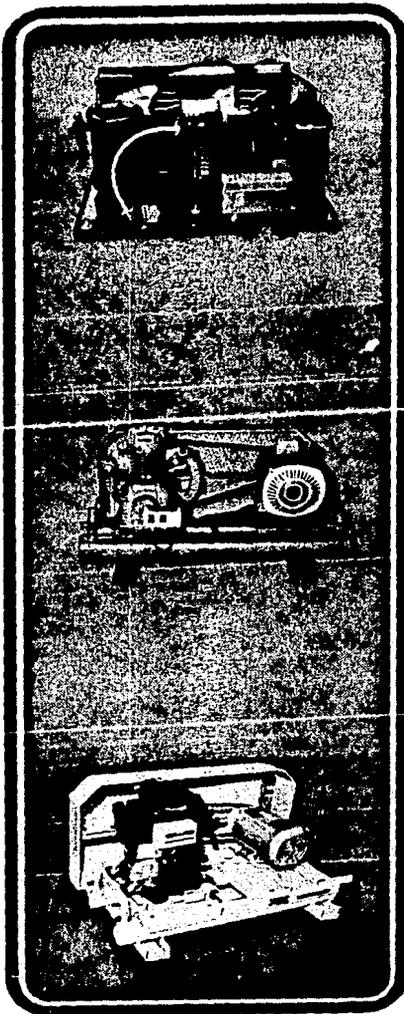
**UNIDADES DE CONDENSACION ENFRIADAS
POR AIRE CON COMPRESORES ABIERTOS
DE BAJA VELOCIDAD.**

MODELO DE LA UNIDAD	COMP. MODELO	POT. H.P.	CAPACIDAD Kcal/Hr.	DESPL. M ³ /Hr.	PESO Kgs.
A-26	1	1/4	415	1.4	31
A-34	1	1/2	560	1.86	33
A-52	1	3/4	770	2.61	36
A-61	2	1	760	2.45	43
A-71	2	3/4	1,115	3.67	47
A-75	3	3/4	1,265	4.05	67
A-100	3	1	1,765	5.55	72
A-150	3	1 1/2	2,230	7.12	84
A22-150	3	1 1/2	1,775	4.05	84
A-200	4	2	2,790	8.85	118
A-22-200	3	2	2,430	5.55	92
A-300	4	3	4,185	13.14	136
A-350	83	3	4,520	16.14	204
A22-300	4	3	3,895	8.85	136
A-500	83	5	6,215	22.19	204
A22-500	4	5	4,900	11.05	154
A-750	83	7 1/2	9,320	33.28	243
A-760	85	7 1/2	11,580	41.34	392
A22-750	83	7 1/2	8,335	19.35	243
A-900	85	10	12,410	44.30	451
A-1000	7	10	15,230	48.40	623
A22-1000	83	10	13,845	32.28	400
A22-1500	7	15	18,425	42.00	733
A22-2000	7	20	21,230	48.40	785

**UNIDADES DE CONDENSACION ENFRIADAS
POR AIRE CON COMPRESORES ABIERTAS
DE ALTA VELOCIDAD**

MODELO DE LA UNIDAD	COMP. MODELO	POT. H.P.	CAPACIDAD Kcal/Hr.	DESPL. M ³ /Hr.	PESO Kgs.
A90-0760 M	9ARA1	7 1/2	10,880	40.50	332
A90-0760 B	9ARB1	7 1/2	6,135*	45.88	332
A90-1000 A	9ARA1	10	10,860	40.50	392
A90-1000 M	9ARC1	10	12,325	45.88	392
A90-1000 B	9AHS1	10	8,030*	60.04	392
A90-22-1500 M	9ARC1	15	18,835	45.88	506
A90-22-1500 B	9ARB1	15	10,375*	45.88	506
A90-22-2000 B	9AFS1	20	13,580*	60.04	540





UNIDADES DE CONDENSACION ENFRIADAS POR AIRE CON COMPRESORES SEMIHERMETICOS

MODELO DE LA UNIDAD	COMPRESOR MODELO	POT. H.P.	CAP. Kcal/Hr.	DESP. M ³ /Hr.	PESO Kgs.
DAAH-0050 IAA	KAN2-0050	1/2	905	3.19	49
DAAM-0050 IAA	KAE2-0050	1/2	1,080	3.60	49
DAAL-0050 IAA	KAG2-0050	1/2	785*	5.24	61
DAAM-0075 IAA	KAG2-0075	3/4	1,530	5.24	61
DAAL-0075 IAA	KAA2-0075	3/4	1,000*	7.22	61
DAAM-0100 TAC	KAK1-0100	1	2,140	7.22	64
DAAM-0100 CAH	KAK2-0100	1	2,140	7.22	64
DAAL-0100 TAC	KAT2-0100	1	1,340*	11.02	64
DAAM-0150 TAC	KAT1-0150	1 1/2	3,140	11.02	86

UNIDADES MOTOCOMPRESORAS CON COMPRESOR DE BAJA VELOCIDAD

MODELO DE LA UNIDAD	COMP. MODELO	POT. H.P.	CAP. Kcal/Hr.	DESPL. M ³ /Hr.	PESO Kgs.
MC-500	83	5	7,555	26.90	193
MC-550	85	5	4,700*	30.87	258
MC22-500	83	5	4,625*	18.80	192
MC-750	83	7 1/2	9,945	35.40	240
MC-760	85	7 1/2	11,615	41.34	305
MC22-750	83	7 1/2	11,800	26.20	239
MC-900	85	10	12,445	44.30	318
MC-1000	7	10	15,275	48.40	399
MC22-1000	83	10	14,295	32.28	255
MC22-1500	7	15	19,025	42.60	488
MC22-2000	7	20	21,925	48.40	510

UNIDADES MOTOCOMPRESORAS CON COMPRESOR DE ALTA VELOCIDAD

MODELO DE LA UNIDAD	COMP. MODELO	POT. H.P.	CAP. Kcal/Hr.	DESPL. M ³ /Hr.	PESO Kgs.
MC90-0550 B	9ARN1	5	4,350*	32.43	283
MC90-0760 A	9ARN1	7 1/2	8,735	32.43	312
MC90-0760 M	9ARA1	7 1/2	10,910	40.50	312
MC90-0760 B	9ARB1	7 1/2	6,155*	45.88	312
MC90-1000 A	9ARA1	10	10,910	40.50	364
MC90-1000 M	9ARC1	10	12,360	45.88	364
MC90-1000 B	9ARS1	10	8,050*	60.04	364
MC90-22-1500 B	9ARB1	15	10,715*	45.88	403
MC90-22-2000 AM	9ARC1	20	19,450	45.88	455
MC90-22-2000 B	9ARS1	20	14,020	60.04	455
MC90-22-2500 M	9ARS1	25	25,450	60.04	525

*.-Ver condiciones

DIMENSIONES

UNIDADES DE CONDENSACION CON COMPRESOR DE BAJA VELOCIDAD

MODELO DE LA UNIDAD	LARGO mm	ANCHO mm	ALTO mm
A-26	465	365	278
A-34	465	365	278
A-52	465	365	288
A-61	536	445	375
A-71	536	445	375
A-75	705	445	465
A-100	705	445	465
A-150	705	445	465
A22-150	705	445	465
A-200	850	505	584
A22-200	705	468	465
A-300	850	533	584
A-350	1,001	655	675
A22-300	850	533	585
A-500	1,001	655	735
A22-500	850	533	585
A-750	1,001	678	770
A-760	1,250	678	1,337
A22-750	1,001	678	770
A-900	1,730	678	1,359
A-1000	1,400	1,450	1,030
A22-1000	1,073	1,471	825
A22-1500	2,071	1,500	1,030
A22-2000	2,071	1,500	1,030

UNIDADES DE CONDENSACION CON COMPRESOR DE ALTA VELOCIDAD

MODELO DE LA UNIDAD	LARGO mm	ANCHO mm	ALTO mm
A90-0780	1,162	1,370	778
A90-1000 A	2,070	1,471	875
A90-1000 MB	1,073	1,471	875
A90-22-1500	2,070	1,471	875
A90-22-2000	2,070	1,471	875



UNIDADES MOTOCOMPRESORAS CON COMPRESOR SEMIHERMETICO

MODELO DE LA UNIDAD	LARGO mm	ANCHO mm	ALTO mm
DAAH-0050-IAA	575	427	297
DAAM-0050-IAA	575	427	297
DAAL-0050-IAA	575	427	297
DAAM-0075-IAA	495	572	291
DAAL-0075-IAA	495	572	291
DAAM-0100-TAC	483	648	338
DAAM-0100-CAH	483	648	338
DAAL-0100-TAC	483	648	338
DAAM-0150-TAC	622	803	379

UNIDADES MOTOCOMPRESORAS CON COMPRESOR DE BAJA VELOCIDAD

MODELO DE LA UNIDAD	LARGO mm	ANCHO mm	ALTO mm
MC-500	1,041	667	629
MC-550	1,041	667	657
MC22-500	1,041	667	629
MC-750	1,041	667	629
MC-760	1,041	667	657
MC22-750	1,041	667	629
MC-900	1,041	667	657
MC-1000	1,400	748	917
MC22-1000	1,041	798	629
MC22-1500	1,400	798	917
MC22-2000	1,400	798	917

UNIDADES MOTOCOMPRESORAS CON COMPRESOR DE ALTA VELOCIDAD

MODELO DE LA UNIDAD	LARGO mm	ANCHO mm	ALTO mm
MC90-0550	1,041	667	670
MC90-0760	1,041	667	670
MC90-1000	1,041	667	670
MC90-22-1500	1,041	667	670
MC90-22-2000	1,041	667	670
MC90-22-2500	1,041	707	707

CONDICIONES

TEMP. °C	MEDIA	BAJA*
EVAPORACION	-5	-20
CONDENSACION	50	50
AMBIENTE	35	35



Gilvert Copeland®
S.A. de C.V.

AV. SOR JUANA 555 TLALNEPANTLA EDO. DE MEX. TEL. 565-41-00 CON 10 LINEAS TELEX 0172608

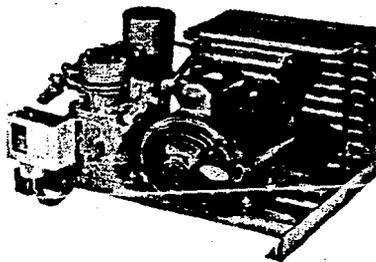


**Gilvert
Copeland**

presenta:

**Su nueva línea de
unidades con compresores
semiabiertos desde
1/2 hp, 3/4 hp, 1 hp
y 1 1/2 hp**

Nuestra nueva línea de unidades de condensación semiabiertas está dirigida a satisfacer las necesidades de una mayor eficiencia calorífica y de un menor consumo de energía en las aplicaciones de media temperatura (-4°C a -20°C) y baja temperatura (-20°C a -40°C) en los campos de la refrigeración comercial y la congelación. Por lo anterior, estamos desarrollando la producción de equipos de refrigeración que vayan de acuerdo a los avances tecnológicos de nuestra época y a las exigencias de nuestro mercado tanto el nacional como el de exportación. Finalmente, consideramos que con el advenimiento de este nuevo producto podrán ahora realizarse todos aquellos proyectos de nuevos muebles de refrigeración, y otros más

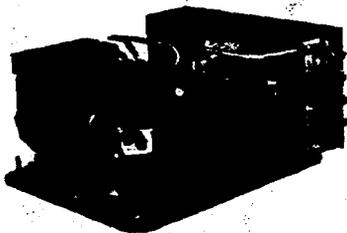


UNIDAD DE CONDENSACION ENFRIADA POR AIRE, ABIERTA, DE 1/2 HP.

podrán ser proyectados, de tal manera que las metas a alcanzar serán mayores en todos aspectos y deseamos que el éxito esperado redunde en beneficio de la refrigeración en México a través de todos los que nos encontramos en ella.

Ventajas:

Las unidades de condensación semiabiertas se distinguen de las abiertas principalmente por ser más eficientes y tener un nivel de ruido muy bajo y vibración aceptable permitiendo confort al cliente al cual presta el servicio y al operario de mantenimiento en una instalación determinada. La diferencia fundamental entre la unidad mencionada y la abierta es el compresor, ya que el tipo semiabierto no lleva transmisión de poleas, encontrándose su motor eléctrico y cámara de compresión dentro de una misma carcasa o fundición accesible, y nunca requieren de sello para dar la hermeticidad al compresor como en el caso del abierto.



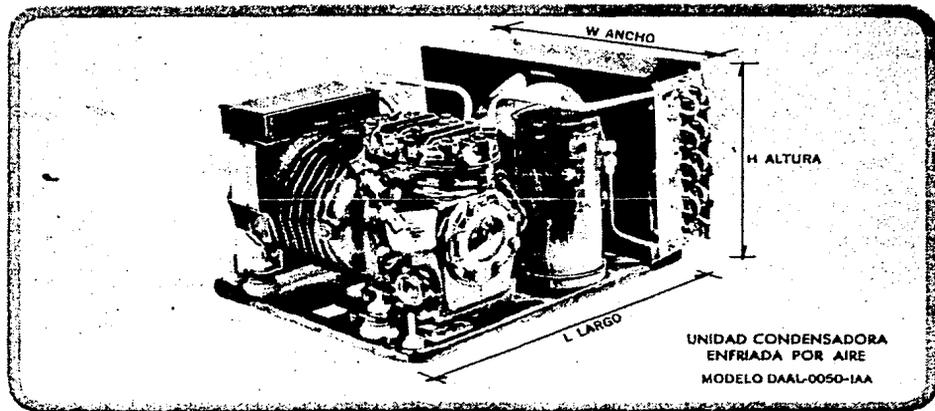
UNIDAD CONDENSADORA ENFRIADA POR AIRE, SEMI-ABIERTA, DE 1/2 HP.

Especificaciones:

Modelo	Potencia Motor (c. de l.)	Largo (L) mm	Ancho (W) (Por El Condensador) mm	Altura (H) mm	Centros De Montaje De Base (Largo x Ancho) mm	Válvula Línea De Líquido	Válvula Línea De Succión	Peso Neto Aprox. Kgs.	Peso De Embarque Aprox. Kgs.	Capacidad del Recipiente al 90% (Kg. de la carga total)	Carga de aceite en Lit.	115-160	208/220-360	Designación eléctrica	Amperaje Nom. Del Compresor
ENFRIADAS POR AIRE															
DAAH-0050 DAAM-0050 DAAL-0050	1/2	575	427.0	297	333 x 321	1/4" F 6,4mm	1/2" F 12,7mm	49	56	2.0	3/4	X X X		IAA	8.1 7.8 7.8
DAAM-0075 DAAL-0075	3/4	495	572	291	324 x 521	1/4" F 6,4mm	5/8" F 15,9mm.	61	70	3.2	3/4	X X X		IAA	10.2 10.2
DAAM-0100 DAAL-0100	1	483	648	338	235 x 594	3/8" F 9,5mm	5/8" F 15,9mm	64	73	3.2	3/4		X X	TAC	4.42 4.42
DAAM-0150	1-1/2	622	803	379	394 x 724	3/8" F 9,5mm	7/8" S 22,2mm	86	99	6.0	3/4		X	TAC	5.0

F - FLARE
S - SOLDABLE

Dimensiones:



Gilvert Copeland
S.A.U.S.C.V.

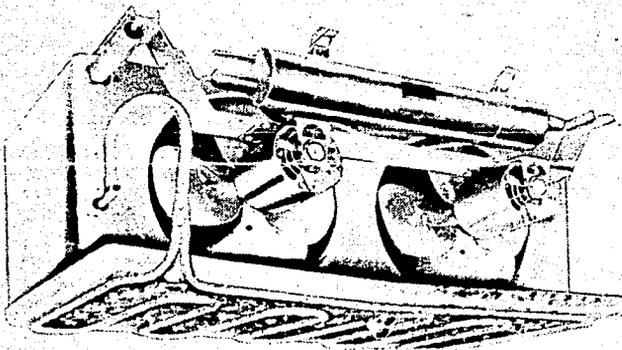
AV. SOR JUANA 555 TLALNEPANTLA EDO. DE MEXICO Tel. 565-41-00 CON 10 LINEAS

ESPECIFICACIONES YORK RECOLD

FORMA:
206-41-57 (1273)

CANTIDAD ENERGIA TRAF

DI-FUSORES P/O VAPORARIO



PARA APLICACIONES DE BAJA TEMPERATURA -
1512 a 18145 KCal.H -6,000 a 72,000 BTUH-

INSTRUCCIONES DE INSTALACION DEL VAPOMATICO

LINEAS DE REFRIGERANTE

LINEA DE LIQUIDO - instalación usual

LINEA DE SUCCION - Durante el ciclo de descongelación y refrigeración la línea de succión puede congelarse o humedecerse. La línea puede cubrirse con material aislante o localizarse donde el escurrimiento de la humedad no cause inconveniencia.

LINEA DE DESCONGELAMIENTO - La línea de descongelamiento en la "T" próxima a la descarga del compresor. (Ver tamaños de líneas de descongelación en la tabla de la derecha). En la línea de descongelamiento instalar una válvula manual tipo abertura total delante de una válvula solenoide normalmente cerrada, tipo abertura total (la válvula manual y el filtro no se suministran con el juego de control).

La línea de descongelamiento deberá tener una pendiente de 6 mm. -1/4" - o mas por 305 mm. -1'- desde la válvula solenoide hasta el compresor. No deberá haber trampas en esta línea. Desde la línea de descongelamiento sea larga y no pueda tenerse una inclinación continua, a válvula solenoide y la válvula manual deberán instalarse cerca del compresor.

Fije la línea de descongelamiento mediante soldadura a la línea de drenaje donde ésta entre al área fría continuando hasta la conexión de la charola. De una pendiente a la línea de drenaje de 12.7 mm. -1/2" - ó más por 305 mm. -1'- en el área fría. No aislar la línea de drenaje. La trampa del drenaje estará fuera del cuarto frío. La trampa debe estar lo suficientemente baja para prevenir el retorno del agua al cuarto frío, así como no muy próxima al mismo.

Manténgase alejada la línea de descongelamiento de la línea de succión, excepto para distancias cortas, tal como en las entradas de las líneas al cuarto. Cuando instale la unidad conecte la línea de gas caliente antes que la de drenaje. Soldar con soldadura fuerte (plata) la tubería de gas caliente (mínima longitud 152 mm. -6") al cople roscado. Luego fije el cople roscado al cople de la charola de gas caliente mediante un compuesto sellador para refrigerante.

La conexión de la línea de drenaje deberá manejarse del mismo modo o con tubería roscada. Este procedimiento es necesario que se siga, de lo contrario el calor dañaría las soldaduras de la charola. La línea de gas caliente y de drenaje deben mantenerse unidas en el cuarto frío para evitar la congelación del drenaje.

LINEA DE LA DESCARGA DEL COMPRESOR - Desde el compresor a la "T" de la línea de descongelamiento es de igual tamaño.

SEPARADOR DE ACEITE - El descongelamiento vapo-mático operará bien tanto con o sin separador de aceite. Cuando se use separador de aceite lleve una línea de descongelamiento del compresor al separador de aceite.

DIMENSIONES DE LINEAS DE DESCONGELAMIENTO PARA 4 T
EVAPORADORES MULTIPLES EN LINEA DE SUCCION

NUMERO DE UNIDADES

MEO	SEAL M	STM	E - Distancias Cortas (Memoras de 23 m - 75')									
			1	2	3	4	5					
348	1434	5490	5/8	15.9	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	29.6	1 1/8	29.6
548	1476	6450	5/8	15.9	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
748	2422	9619	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
948	3717	14750	1 1/8	28.6	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1148	5013	19900	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1348	7811	30200	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1500	11404	41350	1 3/8	34.9	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0
1700	18145	72200	2 1/8	41.3	2 1/8	54.0	2 3/8	66.7	2 3/8	66.7	2 3/8	66.7

MEO	SEAL M	STM	E - Distancias Largas (de 23 m - 75' a 61 m - 200')									
			1	2	3	4	5					
348	1434	5490	5/8	15.9	1 1/8	28.6	1 1/8	28.6	1 1/8	29.6	1 1/8	29.6
548	1476	6450	5/8	22.2	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
748	2422	9619	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
948	3717	14750	1 1/8	28.6	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1148	5013	19900	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1348	7811	30200	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1500	11404	41350	1 3/8	34.9	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0
1700	18145	72200	2 1/8	41.3	2 1/8	54.0	2 3/8	66.7	2 3/8	66.7	2 3/8	66.7

DIMENSIONES DE LINEAS DE DESCONGELAMIENTO PARA 2 T
EVAPORADORES MULTIPLES EN LINEA DE SUCCION

NUMERO DE UNIDADES

MEO	SEAL M	STM	E - Distancias Cortas (Memoras de 23 m - 75')									
			1	2	3	4	5					
348	1434	5490	1/2	12.7	5/8	15.9	7/8	22.2	7/8	22.2	1 1/8	29.6
548	1476	6450	1/2	12.7	7/8	22.2	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	29.6
748	2422	9619	5/8	15.9	7/8	22.2	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	29.6
948	3717	14750	7/8	22.2	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9
1148	5013	19900	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1348	7811	30200	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1500	11404	41350	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1700	18145	72200	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0

MEO	SEAL M	STM	E - Distancias Largas (de 23 m - 75' a 61 m - 200')									
			1	2	3	4	5					
348	1434	5490	1/2	12.7	5/8	15.9	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	29.6
548	1476	6450	1/2	12.7	7/8	22.2	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	29.6
748	2422	9619	5/8	15.9	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	28.6	1 1/8	29.6
948	3717	14750	7/8	22.2	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9
1148	5013	19900	7/8	22.2	1 1/8	28.6	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1348	7811	30200	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1500	11404	41350	1 1/8	28.6	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9
1700	18145	72200	1 3/8	34.9	1 3/8	34.9	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0	2 1/8	54.0

TERMINACION DEL DESCONGELAMIENTO: Cuando la unidad vapomática este completamente descongelada, la elevación en la temperatura de la succión causará que el termostato de terminación abra las conexiones de los contactos rojo y azul y cierre las conexiones de los contactos rojo y blanco. Esto energiza el timer, la solenoide del timer cierra la solenoide del descongelamiento abriendo el contacto "B" del timer y cerrando el contacto "A" reiniciando así el sistema al ciclo de refrigeración. Sin embargo, los abanicos no funcionan, debido a que el termostato de terminación ha interrumpido el circuito entre los contactos rojo y azul. Cuando la temperatura de succión disminuya el termostato de límite en su posición diferencial, abre la conexión entre los contactos rojo y blanco, haciendo la conexión entre los contactos rojo y azul arrancando los motores de los abanicos.

CARACTERISTICA DE SEGURIDAD - La característica de seguridad del timer es un anillo de seguridad-falla que puede ajustarse de 4 a 110 minutos en incrementos de 2 min., retornando el timer a la posición de operación normal en caso de que fallara el circuito de terminación de descongelamiento.

CARGA DEL MOTOR DURANTE EL DESCONGELAMIENTO

Para descongelar, la presión en el evaporador deberá elevarse a un equivalente de $+ 0.56^{\circ}\text{C} - 33^{\circ}\text{F} - 0.11^{\circ}\text{C} - 34^{\circ}\text{F}$ y la succión del compresor ligeramente, dependiendo de la caída de presión. En la mayoría de los sistemas de baja temperatura estos no se sobrecargan no obstante la relativa alta succión, debido a la baja presión de condensación durante el descongelamiento.

EL MEJOR DESCONGELAMIENTO SE REALIZA CUANDO EL MOTOR ESTA COMPLETAMENTE CARGADO. Sin embargo, algunos motores de compresor se seleccionan de tal manera que cualquier incremento apreciable en la presión de succión cause sobrecarga en el motor. En tales casos, deberá de usarse un regulador de presión en el carter. Las siguientes condiciones requieren el uso de regulador en el carter.

- 1) Si el motor se sobrecargó a 1.40 kg/cm.²-20 psig- en la succión (con R-12) ó 2.81 kg/cm.²-40 psig- en la succión (con R-22).
- 2) En la línea de succión de sistemas de etapas múltiples o en compresores internamente compuestos.

Cuando se use un regulador de carter ajústelo para mantener presiones de succión de operación normales.

DIAGRAMAS DE ALAMBRADO PARA EL CONTROL DE DESCONGELAMIENTO

1. CONTROL DE PRESION. Use el diagrama de alambrado "A" ó "B"
2. CONTROL MEDIANTE THERMOSTATO DE CUARTO. Use siempre el diagrama "B"
3. COMPRESOR MULTIPLE. Use el diagrama "C", para descongelar simultáneamente todas las unidades vapomático en el cuarto frío.

CONEXIONES:

Las siguientes conexiones deberán aplicarse en todos los diagramas de alambrado en instalaciones donde se use un retardador para el abanico.

- Suministro líneas a (1) y (N) en el timer
- Solenoide de descongelamiento en (3) y (N) en el timer
- Motores de los abanicos en (4) del timer y (azul) en termostato de terminación de descongelamiento.
- Termostato de terminación de descongelamiento (Rojo) a (N) de timer, (Blanco) a (X) de timer.
- Relevador auxiliar del termostato de cuarto o control de presión (Diagrama "B" a (N) y (3) de timer.

Si no se desea el retardador del abanico todas las conexiones anteriores se harán, excepto la de los motores de los abanicos, que se conectan a (4) y (N) del timer puentando (By-Passing) el termostato de terminación.

CAPACIDADES DE LOS CONTACTOS

Contactos de timer (A) y (B) - 30 A, 1 H.P., 345 VA
Piloto de servicio B105 y motor de timer - 120 V
Piloto de servicio B106 y motor de timer - 240 V
Termostato de terminación de descongelamiento, azul y blanco 10A a 115V 6A a 230V.

Tabla de capacidades de amperes de abanicos

Motor monofásico H.P.	127 V	220 V
1/15	3.2	1.6
1/12	4.0	2.0
1/4	5.4	2.7
1/2	7.4	3.7

* El número total de los motores de los abanicos multiplicado por los amp/motor da los amperes totales. Si este es igual al del contacto azul del termostato de terminación, use retardador para el abanico.

USO DE DESCONGELAMIENTO VAPOMATICO - UNA UNIDAD VL

MODELO	V L 348	V L 548	V L 748	V L 948	V L 1148	V L 1348	V L 1500	V L 1700
Refrig								
R-12	Menores de 75' Mayores de 75' a 200'	23 m a 61 m	VC 104A VC 104A	VC 106A VC 106A	VC 106A VC 110A	VC 110A VC 112A	VC 112A VC 114A	VC 114A VC 118A
R-22	Menores de 75' Mayores de 75' a 200'	23 m a 61 m	VC 102A VC 102A	VC 104A VC 104A	VC 106A VC 106A	VC 106A VC 110A	VC 110A VC 112A	VC 112A VC 116A

* Las lps. de descongelamiento continúan con 120 V, para 220 V con el motor 220, por ejemplo VC220A, etc.

Componentes

No. de Aps.	Voltio	Tamaño	Modelo de solenoide de descongelación	control de tiempo	Termostato de terminación
VC 102A	115V	1/4	6.4	Jacks-Evans B254	Paragon B105
VC 202A	230V	1/4	6.4	Jacks-Evans B254	Paragon B106
VC 104A	115V	1/2	12.7	Jacks-Evans B4MS	Paragon B105
VC 204A	230V	1/2	12.7	Jacks-Evans B4MS	Paragon B106
VC 106A	115V	3/4	19.1	Jacks-Evans B6MS	Paragon B105
VC 206A	230V	3/4	19.1	Jacks-Evans B6MS	Paragon B106
VC 110A	115V	1	25.4	Jacks-Evans B10MS	Paragon B105
VC 210A	230V	1	25.4	Jacks-Evans B10MS	Paragon B106
VC 112A	115V	1 1/4	31.8	Jacks-Evans B12MS	Paragon B105
VC 212A	230V	1 1/4	31.8	Jacks-Evans B12MS	Paragon B106
VC 114A	115V	1 1/2	38.1	Jacks-Evans 14MS (R-12)	Paragon B105
VC 214A	230V	1 1/2	38.1	Jacks-Evans 14MS solamente Refrigerating Specialties	Paragon B106
VC 116A	115V	1 1/2	38.1	554R No. 13622	Paragon B105
VC 216A	230V	1 1/2	38.1	Refrigerating Specialties 554R No. 13622	Paragon B106
VC 118A	115V	2	50.8	Refrigerating Specialties 554R No. 13662	Paragon B105

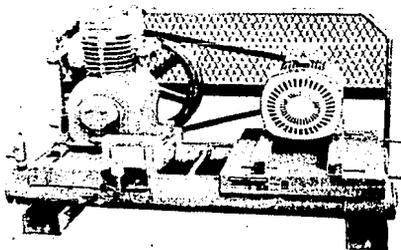
Use retardador de abanico en todos los lps. de descongelación Vapomatic fiscal con termostato de terminación.



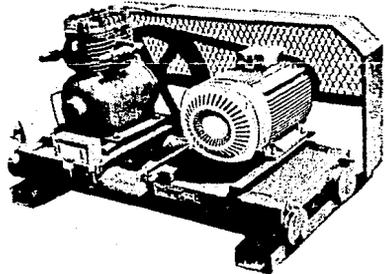
Gilvert Copeland.SM
S.A. de C.V.

Unidades Motocompresoras

- Rango de selección desde 5 Hp a 20 Hp
- Son accesibles y compactas
- Base metálica sólida
- Baja velocidad, bajo nivel de ruido
- Cubrebandas metálico
- Transmisión de poleas y bandas trapezoidales
- Todas las unidades llevan control de alta y baja presión
- Válvulas de servicio para succión y descarga



Unidad Motocompresora de 5 Hp para aplicaciones en alta, media y baja temperatura



Unidad Motocompresora de 7 1/2 Hp para aplicaciones en alta y media temperatura

tabla de capacidad (kcal/hr)

TEMPERATURA DE EVAPORACION (°C)		+10	+5	±0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
PRESION DE SUCCION (PSIG) R12		46.7	37.9	30.1	23.2	17.1	11.8	7.2	3.25	0.3**	6.1**	11.1**
MODELO ACTUAL	TIPO COMP.	R22	R22	R22	R22							
		R502	R502	R502	R502							
MC500A 5 HP	83	10,000	8,776	7,424	6,218							
MC500M	83				8,037	6,603	5,406	4,351	3,401	2,660	1,986	1,463
MC500B	83						5,861	4,717	3,667	2,884	2,153	1,586
MC550B 5 HP	85						6,202	4,992	3,902	3,052	2,278	1,679
MC22-500B 5 HP	83						6,111	4,941	3,897	2,973	2,221	1,589
MC750A 7 1/2 HP	83	14,892	13,074	11,060	9,264							
MC750M	83				10,575	8,688	7,113	5,725	4,475	3,500	2,613	1,925
MC760A 7 1/2 HP	85	15,096	13,253	11,211	9,391							
MC760M	85				12,352	10,147	8,307	6,687	5,227	4,088	3,051	2,248
MC760B	85						9,275	7,465	5,835	4,564	3,407	2,510
MC22-750A 7 1/2 HP	83	15,107	13,723	11,701	9,787							
MC22-750M	83				12,613	10,450	8,492	6,855	5,415	4,130	3,086	2,208
MC22-750B	83						9,466	7,653	6,036	4,604	3,440	2,462
MC900A 10 HP	85	17,858	15,689	13,262	11,115							
MC900M	85				13,237	10,874	8,902	7,165	5,601	4,380	3,269	2,406
MC900B	85						10,047	8,087	6,322	4,943	3,690	2,715
MC1000A 10 HP	7	24,725	20,700	17,480	14,260	11,500	9,200	7,360	5,750	4,370	3,450	2,530
MC1000M	7				16,245	13,100	10,480	8,385	6,550	4,980	3,930	2,880
MC1000B	7						11,710	9,370	7,320	5,565	4,390	3,220
MC22-1000A 10 HP	83	19,480	17,704	15,105	12,634							
MC22-1000M	83				15,280	12,680	10,287	8,317	6,580	5,000	3,740	2,875
MC22-1500 A 15 HP	7	30,875	25,850	21,830	17,805	14,360	11,490	9,190	7,180	5,455	4,310	3,160
MC22-1500M	7				20,335	16,400	13,120	10,495	8,200	6,230	4,920	3,610
MC22-1500B	7						15,120	12,095	9,450	7,180	5,670	4,155
MC22-2000A 20 HP	7	35,260	29,520	24,930	20,335	16,400	13,120	10,495	8,200	6,230	4,920	3,610
MC22-2000M	7				23,435	18,900	15,120	12,095	9,450	7,180	5,670	4,160
MC22-2000B	7						17,175	13,740	10,735	8,160	6,440	4,725

FACTOR DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS DE CONDENSACION

TEMP. COND. EN °C	35	40	50	55
R12	1.1250	1.0634	0.9402	0.8747
R22	1.1830	1.0859	0.9356	0.8398

especificaciones de las unidades motocompresoras

MODELO DE LA UNIDAD	POT. NOM. HP	VOLTAJE	VOLANTE	POLEA MOTOR	CONEXIONES			CARGA ACEITE LT.	PESO NETO KG.	RPM	m3/HR.
		220/440/3/60		60 C	SUCC.	DESC.	LIQ.				
MC500A	5	X	413 3-B	108	32.9 (1 3/8T)	22.2 (7/8T)	15.9 (5/8F)	3 1/2	193	425	20.81
MC500M				137						550	26.90
MC500B				146						595	29.17
MC550B	5	X	457 4-B	108	41.2 (1 5/8T)	28.5 (1 1/8T)	22.2 (7/8F)	5 1/2	258	385	30.87
MC22-500B	5	X	413 2-B	98	32.9 (1 3/8T)	22.2 (7/8T)	15.9 (5/8F)	3 1/2	192	385	18.80
MC750A	7 1/2	X	413 3-B	156	32.9 (1 3/8T)	22.2 (7/8T)	15.9 (5/8F)	3 1/2	240	634	31.01
MC750M				178						725	35.40
MC760A				112						395	31.43
MC760M	7 1/2	X	457 4-B	143	41.2 (1 5/8T)	28.5 (1 1/8T)	22.2 (7/8F)	5 1/2	305	520	41.34
MC760B				158						580	46.16
MC22-750A				105						415	20.30
MC22-750M	7 1/2	X	413 2-B	133	32.9 (1 3/8T)	22.2 (7/8T)	15.9 (5/8F)	3 1/2	239	535	26.20
MC22-750B				146						595	29.20
MC900A				125						466	37.20
MC900M	10	X	457 4-B	150	41.2 (1 5/8T)	28.5 (1 1/8T)	22.2 (7/8F)	5 1/2	318	556	44.30
MC900B				165						628	50.00
MC1000A				110						365	42.00
MC1000M	10	X	500 4-B	120	28.6 (1 1/8T)	28.6 (1 1/8T)	22.2 (7/8F)	6	399	420	48.40
MC1000B				140						480	55.20
MC22-1000A				133						535	26.20
MC22-1000M	10	X	413 2-B	165	32.9 (1 3/8T)	22.2 (7/8T)	15.9 (5/8F)	3 1/2	255	679	32.28
MC22-1500A				140						320	36.70
MC22-1500M				160						365	42.00
MC22-1500B	15	X	500 4-B	180	28.6 (1 1/8T)	28.6 (1 1/8T)	22.2 (7/8F)	6	488	420	48.40
MC22-2000A				160						365	42.00
MC22-2000M				180						420	48.40
MC22-2000B	20	X	500 4-B	210	28.6 (1 1/8T)	28.6 (1 1/8T)	22.2 (7/8F)	6	510	480	55.20

DIMENSIONES: mm (pulg)

NOTAS:

LAS CAPACIDADES SEÑALADAS ESTAN BASADAS EN UNA TEMPERATURA DE CONDENSACION DE 45°C (113°F).

CORRIJA LA CAPACIDAD POR TEMPERATURA DE CONDENSACION MULTIPLICANDO EL VALOR DE LA TABLA POR EL FACTOR DE CORRECCION.

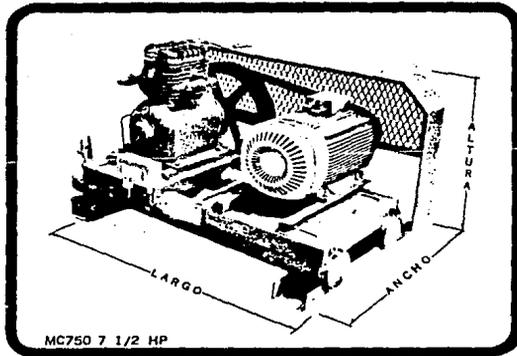
SELECCIONE LA MISMA UNIDAD PARA R502 QUE PARA R22.

*PULGADAS DE MERCURIO POR ABAJO DE LA PRESION ATMOSFERICA.

dimensiones

MODELO ACTUAL	DIMENSIONES TOTALES			DISTANCIA ENTRE ANCLAS	
	LARGO	ANCHO	ALTURA	LARGO	ANCHO
MC500	1041	667	829	812	603
MC550	1041	667	857	812	603
MC22-500	1041	667	629	812	503
MC750	1041	667	629	812	603
MC760	1041	667	657	812	603
MC22-750	1041	667	629	812	603
MC900	1041	667	857	812	603
MC1000	1400	748	917	1325	600
MC22-1000	1041	798	629	812	603
MC22-1500	1400	798	917	1325	600
MC22-2000	1400	798	917	1325	600

DIMENSIONES: mm



ESPECIFICACIONES SUJETAS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO.
PARA LOS VALORES NO SEÑALADOS FAVOR DE CONSULTAR A LA PLANTA

IMPRESO EN MEXICO



Gilvert Copeland TM
S.A. de C.V.

YORK



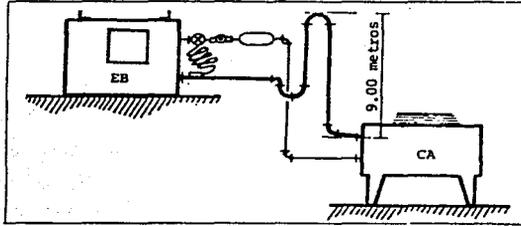
TUBERIA PARA REFRIGERANTE.22

INFORMACION GENERAL

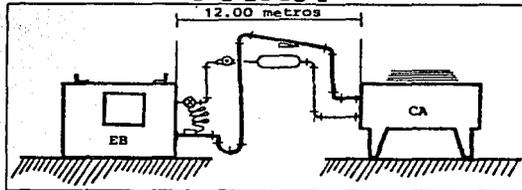
REEMPLAZA:

FORMA: A 12C55079-3

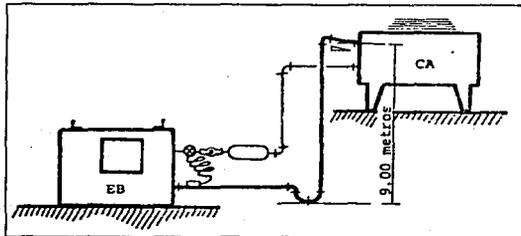
INSTALACION DE TUBERIA



PARA



REFRIGERANTE - 22



CAPACIDAD NOMINAL BTUH	DIÁMETRO EXTERIOR DE TUBERÍA (PULG.)	PERDIDA POR FRICCIÓN EN LBS/PULG ² EN 100 PIES	LONGITUD DE TUBERÍA EN MTS. (PIES)				
			15 (50)	30 (100)	45 (150)	60 (200)	75 (250)
			Pérdida x Fricción Lbs/pulg ²				

TABLA 1 - DIMENSIONES PARA TUBERÍA DE SUCCION.

24,000	7/8 1-1/8	1.5 0.4	1.1	1.9	2.6 * 0.7	3.4 * 1.0	4.1 * 1.1
30,000	7/8 1-1/8	2.2 .65	1.6	2.8	3.9 * 1.1	5.0 * 1.5	6.1 * 1.8
36,000	7/8 1-1/8	3.0 0.9	2.3	3.8 1.1	5.3 1.6	2.0	2.5
48,000	1-1/8 1-3/8	1.4 0.5	1.1	1.8	2.5	3.2 * 1.1	3.9 * 1.4
60,000	1-1/8 1-3/8	2.2 .75	1.7	2.8	3.9 1.3	5.0 1.7	2.1
90,000	1-3/8 1-5/8	1.6 0.7	1.2	2.0	2.8 1.2	3.6 1.6	1.9
120,000	1-3/8 1-5/8	2.8 1.2	2.1	3.5 1.5	4.9 2.1	2.7	3.3
180,000	1-5/8 2-1/8	2.5 .65	1.9	3.1 0.8	4.4 1.1	1.5	1.8
240,000	2-1/8	1.1	0.8	1.4	1.9	2.5	3.0

TABLA 2 - DIMENSIONES PARA TUBERÍA DE DESCARGA.

24,000	5/8 3/4 7/8	3.5 1.3 .57	2.6	4.4	6.1 * 2.3 * 1.0	7.9 * 2.9 * 1.3	9.7 * 3.6 * 1.6
30,000	5/8 3/4 7/8	5.5 1.9 .85	4.1	6.9 * 2.4 * 1.1	* 3.3 * 1.5	* 4.3 * 1.9	* 5.2 * 2.3
36,000	5/8 3/4 7/8	7.5 2.7 1.3	5.6 2.0 * 1.0	9.4 3.4 * 1.6	4.7 * 2.3	6.1 * 2.9	7.4 * 3.6
48,000	7/8	2.0	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5
60,000	7/8 1-1/8	3.0 .85	2.3	3.8	5.3 * 1.5	6.8 * 1.9	8.3 * 2.3
90,000	7/8 1-1/8	6.5 1.9	4.9	8.1 2.4	3.3	4.3	5.2
120,000	1-1/8 1-3/8	3.1 1.1	2.3	3.9 1.1	5.4 1.9	7.0 2.5	8.6 3.1
180,000	1-1/8 1-3/8	6.2 2.3	4.7	7.8 2.9	11 4.0	5.2	6.3
240,000	1-3/8 1-5/8	4.0 1.7	3.0	5.0 2.1	7.0 3.0	9.0 3.8	11 4.7

* Muy baja velocidad para que retorne el aceite en tubería vertical. Utilice este - diámetro para tramos horizontales, y utilice un diámetro menor para el tramo de línea vertical.

Estas Tablas se basan en:

- 1) Refrigerante 22
- 2) Temperatura del Evaporador entre 30 y 50°F
- 3) Se incluye Tolerancia para una cantidad promedio de accesorios.

CAPACIDAD NOMINAL BTUH	DIAMETRO EXTERIOR DE TUBERIA (PULG.)	PERDIDA POR FRICCIÓN EN LBS/PULG ² EN 100 PIES	LONGITUD DE TUBERIA EN MTS. (PIES)				
			15 (50)	30 (100)	45 (150)	60 (200)	75 (250)
			Pérdida x Fricción Lbs/Pulg ²				

TABLA 3.- DIMENSIONES PARA TUBERIA DE LIQUIDO

24,000	3/8	4.8	2.4	4.8	7.2	9.6	12
	1/2	1.0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
30,000	3/8	7.0	3.5	7.0	11	14	18
	1/2	1.5	0.8	1.5	2.3	3.0	3.8
36,000	3/8	9.5	4.8	9.5	14	19	24
	1/2	2.1	1.1	2.1	3.2	4.2	5.3
48,000	1/2	3.2	1.6	3.2	4.8	6.4	8.0
	5/8	1.1		1.7	2.6	3.4	4.3
60,000	1/2	5.3	2.7	5.3	8.0	11	13
	5/8	1.7	0.9	1.7	2.6	3.4	4.3
90,000	1/2	11	5.5	11	16	21	27
	5/8	3.5	1.8	3.5	5.3	7.0	8.8
120,000	5/8	5.8	2.9	5.8	8.7	12	15
	3/4	2.3	1.2	2.3	3.5	4.6	5.8
	7/8	1.0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
180,000	5/8	12	6.0	12	18	24	30
	3/4	4.5	2.3	4.5	6.8	9.0	11
	7/8	2.1	1.1	2.1	3.2	4.2	5.3
240,000	7/8	3.6	1.8	3.6	5.4	7.2	9.0
	1-1/8	1.0		1.0	1.5	2.0	2.5

- Estas Tablas se basan en:
- 1) Refrigerante 22
 - 2) Temperatura del Evaporador entre 30 y 50°F
 - 3) Se incluye Tolerancia para una cantidad promedio de accesorios.

TABLA 4 - LONGITUD EQUIVALENTE EN PIES - DE VALVULAS Y ACCESORIOS

DIAMETRO EXTERIOR DE LA LINEA PULG.	VALVULAS		CODOS		ACCESORIOS		VALVULA DE RETENCION DE COLUMPIO
			DE CUELLO				
			CORTO	LARGO			
1/2	13	8	1.2	1.0	0.8	2.4	3.5
5/8	17	9	1.5	1.3	0.9	2.9	4.1
3/4	20	13	1.6	1.4	1.1	3.5	5.2
7/8	22	14	1.8	1.6	1.3	4.0	6.0
1-1/8	28	16	2.4	2.0	1.8	5.0	8.0
1-3/8	35	19	3.1	2.5	2.0	6.2	10
1-5/8	45	22	3.7	3.1	2.4	8.0	12
2-1/8	55	30	4.6	4.0	3.1	10	15

TABLA 5.- DIMENSIONES Y DATOS FISICOS PARA TUBERIA DE COBRE.

DIAMETRO EXTERIOR (Pulgadas)	TIPO	DIAMETRO INTERIOR (Pulgadas)	ESPESOR DEL MATERIAL (Pulgadas)	AREA TRANSVERSAL INTERNA (Pulg ²)	LONGITUD DE TUBERIA CON CAPACIDAD DE 1 pie ³	PESO POR PIE EN LBS.
1/4	—	.190	.030**	.028	5090.0	.080
3/8	K	.311	.032**	.076	1895.0	.134
1/2	K L	.402 .430	.049 .035	.127 .144	1135.0 1001.0	.269 .198
5/8	K L	.527 .545	.049 .040	.218 .232	660.5 621.0	.344 .284
3/4	K L	.652 .660	.049 .042	.333 .341	432.5 422.0	.418 .362
7/8	K L	.745 .785	.065 .045	.435 .482	331.0 299.0	.641 .454
1-1/8	K L	.995 1.025	.065 .050	.775 .825	186.0 174.7	.839 .653
1-3/8	K L	1.245 1.265	.065 .055	1.215 1.255	118.9 115.0	1.04 .882
1-5/8	K L	1.481 1.505	.072 .060	1.725 1.771	83.5 81.4	1.36 1.14
2-1/8	K L	1.959 1.985	.083 .070	3.000 3.090	48.0 46.6	2.06 1.75

TABLA 6.- REFRIGERANTE 22.- CARGA DE LINEA DE SUCCION

BASEADA EN VAPOR SATURADO A 40°F

DIAMETRO EXTERIOR DE TUBERIA	TIPO	Lb/Pie	Onzas/Pie	CARGA EN LBS. POR LONGITUD EN PIES INDICADA										
				10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
3/8	K	.0008	.014	.01	.02	.02	.03	.04	.05	.06	.06	.07	.08	
1/2	L	.0015	.024	.02	.03	.05	.06	.08	.09	.11	.12	.14	.15	
5/8	L	.0025	.039	.03	.05	.08	.10	.13	.15	.18	.20	.23	.25	
3/4	L	.0036	.058	.04	.07	.11	.14	.18	.22	.25	.29	.32	.36	
7/8	L	.0051	.082	.05	.10	.15	.20	.26	.31	.36	.41	.46	.51	
1-1/8	L	.0087	.158	.09	.17	.26	.35	.44	.52	.61	.70	.78	.87	
1-3/8	L	.0132	.212	.13	.26	.40	.53	.66	.79	.92	1.1	1.2	1.3	
1-5/8	L	.0187	.300	.19	.37	.56	.75	.94	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	
2-1/8	L	.0326	.523	.33	.65	.98	1.3	1.6	2.0	2.3	2.6	2.9	3.3	

TABLA 7.- REFRIGERANTE 22 - CARGA DE LINEA DE DESCARGA.

BASADA EN 260 LBS/PULG² ABSOLUTA Y TEMPERATURA DE SOBRECALENTAMIENTO DE 180°F

DIAMETRO EXTERIOR TUBERIA	TIPO	LB/PIE	ONZAS/PIE	CARGA EN LBS POR LA LONGITUD EN PIES INDICADA											
				10	20	30	40	50	60	70	80	90	100		
3/8	K	.0021	.033	.02	.04	.06	.08	.11	.13	.15	.17	.19	.21		
1/2	L	.0039	.063	.04	.08	.12	.16	.20	.23	.27	.31	.35	.39		
5/8	L	.0063	.102	.06	.13	.19	.25	.32	.38	.44	.50	.57	.63		
3/4	L	.0093	.149	.09	.19	.28	.37	.47	.56	.65	.74	.84	.93		
7/8	L	.0132	.211	.13	.26	.40	.53	.66	.79	.92	1.1	1.2	1.3		
1-1/8	L	.0226	.362	.23	.45	.68	.90	1.1	1.4	1.6	1.8	2.0	2.3		
1-3/8	L	.0344	.550	.34	.69	1.0	1.4	1.7	2.1	2.4	2.8	3.1	3.4		
1-5/8	L	.0485	.775	.49	.97	1.5	1.9	2.4	2.9	3.4	3.9	4.4	4.9		
2-1/8	L	.0846	1.35	.85	1.7	2.5	3.4	4.2	5.1	5.9	6.8	7.6	8.5		

TABLA 8.- REFRIGERANTE 22 - CARGA DE LINEA DE LIQUIDO..

BASADA EN LIQUIDO SATURADO A 120°F

DIAMETRO EXTERIOR TUBERIA	TIPO	LB/PIE	ONZAS/PIE	CARGA EN LBS POR LA LONGITUD EN PIES INDICADA											
				10	20	30	40	50	60	70	80	90	100		
3/8	K	.036	.575	.36	0.72	1.1	1.4	1.8	2.2	2.5	2.9	3.2	3.6		
1/2	K	.060	.960	.60	1.2	1.8	2.4	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4	6.0		
	L	.060	1.09	.68	1.4	2.0	2.7	3.4	4.1	4.8	5.4	6.1	6.8		
5/8	K	.103	1.65	1.0	2.1	3.1	4.1	5.2	6.2	7.2	8.2	9.3	10.3		
	L	.110	1.76	1.1	2.2	3.3	4.4	5.5	6.6	7.7	8.8	9.9	11.0		
3/4	K	.158	2.52	1.6	3.2	4.7	6.3	7.9	9.5	11.1	12.6	14.2	15.8		
	L	.161	2.58	1.6	3.2	4.8	6.4	8.1	9.7	11.3	12.9	14.5	16.1		
7/8	K	.206	3.30	2.1	4.1	6.2	8.2	10.3	12.4	14.4	16.5	18.5	20.6		
	L	.228	3.65	2.3	4.6	6.8	9.1	11.4	13.9	16.0	18.2	20.5	22.8		
1-1/8	K	.366	5.85	3.7	7.3	11.0	14.6	18.3	22.0	26.0	29.3	32.9	36.6		
	L	.390	6.24	3.9	7.8	11.7	15.6	19.5	23.4	27.3	31.2	35.1	39.0		
1-3/8	K	.564	9.00	5.6	11.3	16.9	22.6	28.2	33.8	39.4	45.1	50.8	56.4		
	L	.592	9.48	5.9	11.8	17.8	23.7	29.6	35.5	41.4	47.4	53.3	59.2		
1-5/8	K	.815	13.0	8.2	16.3	24.5	32.6	40.7	48.9	57.0	65.2	73.4	81.5		
	L	.838	13.4	8.4	16.8	25.1	33.5	41.9	50.3	58.7	67.0	75.4	83.8		

TABLA 9- CAIDA DE PRESION LINEA DE LIQUIDO POR VARIACION DE ELEVACION VERTICAL

DIFERENCIA DE ELEVACION		CAMBIO DE PRESION		DIFERENCIA DE ELEVACION		CAMBIO DE PRESION	
MTS.	PIES	KGS/CM ²	LBS/PULG ²	MTS	PIES	KGS/CM ²	LBS/PULG ²
1.52	5.0	0.17	2.5	9.14	30	1.05	15.0
3.05	10.0	0.35	5.0	10.67	35	1.22	17.5
4.57	15.0	0.52	7.5	12.19	40	1.40	20.0
6.09	20.0	0.70	10.0	13.71	45	1.57	22.5
7.62	25.0	0.87	12.5	15.24	50	1.75	25.0



YORK AIR, S. A.

FABRICANTES DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO

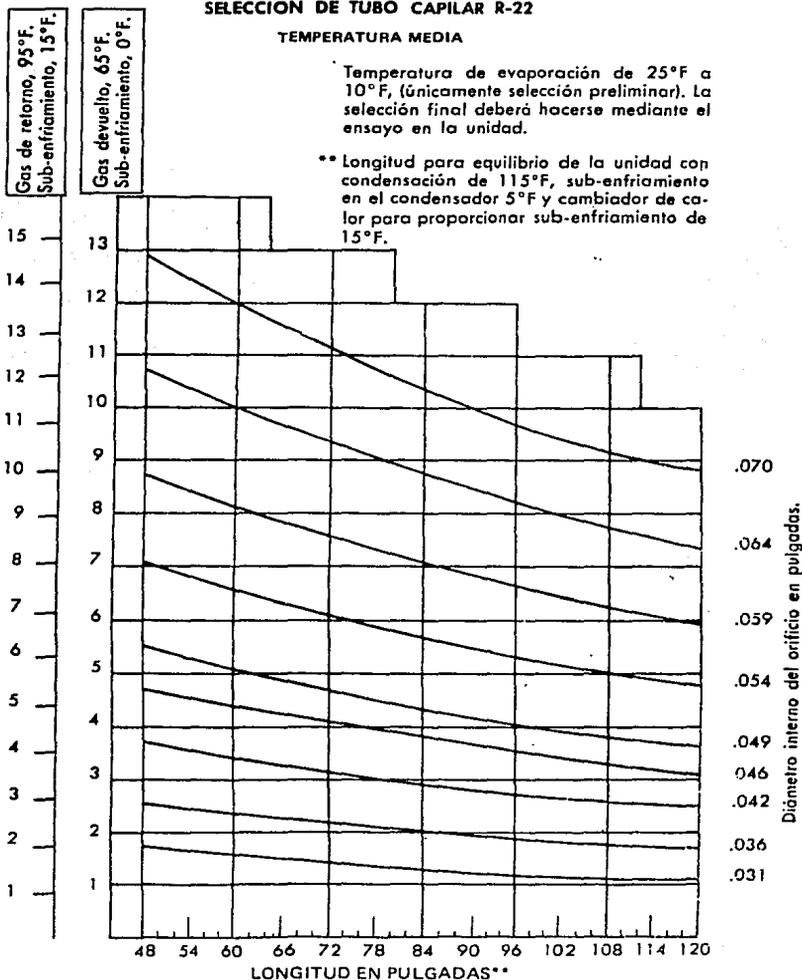
SELECCION DE TUBO CAPILAR R-22

TEMPERATURA MEDIA

Temperatura de evaporación de 25°F a 10°F, (únicamente selección preliminar). La selección final deberá hacerse mediante el ensayo en la unidad.

** Longitud para equilibrio de la unidad con condensación de 115°F, sub-enfriamiento en el condensador 5°F y cambiador de calor para proporcionar sub-enfriamiento de 15°F.

CAPACIDAD DEL COMPRESOR, EN MILES DE UNIDADES
TERMICAS BRITANICAS POR HORA (CONDENSACION 115°F).



SELECCION DE TUBO CAPILAR R-22

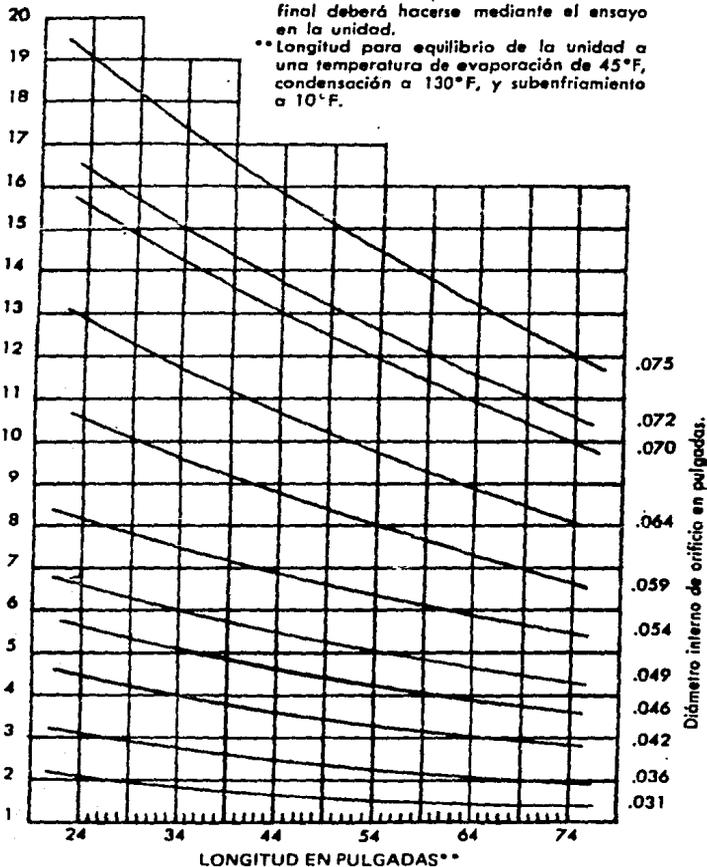
TEMPERATURA ALTA

Gas de retorno 95°F.
Sub enfriamiento, 15°F.

Temperatura de evaporación 45°F (única-mente selección preliminar). La selección final deberá hacerse mediante el ensayo en la unidad.

** Longitud para equilibrio de la unidad a una temperatura de evaporación de 45°F, condensación a 130°F, y subenfriamiento a 10°F.

CAPACIDAD DEL COMPRESOR, EN MILES DE UNIDADES
TÉRMICAS BRITÁNICAS POR HORA (CONDENSACION 130°F).



BIBLIOGRAFIA.-

- Air Conditioning and Refrigeration Intitute.- *Refrigeration and Air Conditioning*.- USA 1979.
- Alvarez Díaz Armando, Tesis "Diseño y Cálculo de un Frigorífico con Capacidad de 144 Reses Diarias para la Ciudad de Toluca, México".- México 1977.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers, Inc..- *ASHRAE Handbook, 1978 Applications*.- USA 1981.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers, Inc..- *ASHRAE Handbook, 1979 Equipment*.- USA. 1981.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers, Inc..- *ASHRAE Handbook, 1981 Fundamentals*.- USA. 1981.
- Becerril L. Diego Onesimo.- *Instalaciones Eléctricas Prácticas*.- ESIME, IPN.- México, 1981
- Carrier Air Conditioning Company.- *Manual de Aire Acondicionado*.- Marcombo Boixareu Editores.- España, 1980.
- Dossat Roy J. .- *Principios de Refrigeración*.- Compañía Continental S. A..- México 1979.
- Gilvert Copeland, S. A. de C. V..- *Manual de Refrigeración Gilvert Copeland*.- México 1969.
- Hernández Caribar Eduardo.- *Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración*.- Editorial Limusa.- México 1978.
- Mann G. y Otros.- *Ditton Laboratory Agricultural Reseach Council.- Frigoríficos para Frutas y Verduras*.- Editorial Acribia.- España 1969.
- Severns W. H., Degler H. E., Miles J. C..- *La Producción de Energía Mediante el Vapor de Agua, el Aire ó los Gases*.- Editorial Reverte, S. A..- España 1961.
- Sonntag Richard E., Van Wylen Gordon J..- *Introducción a la Termodinámica Clásica y Estadística*.- Editorial Limusa.- México 1977.
- Warren Marsh R., Olivo Thomas.- *Principios de Refrigeración*.- Editorial Diana.- México 1976.
- York Borg & Warnér.- *Applied Air Conditioning*.- USA 1961.