

Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN



**DISEÑO INTEGRAL DE UN CUARTO REFRIGERADO
PARA ALMACENAMIENTO DE JUGO DE NARANJA
CONGELADO.**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
I N G E N I E R O Q U I M I C O
P R E S E N T A N

Oscar Enrique Carranza Villegas
Miguel Ociel Olivares Romero
Director de tesis: **I. Q. Héctor Becerra Ríos**

MEXICO, D. F.

1982



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

CONTENIDO:

- I.- Generalidades.
- II.- Importancia de la refrigeración
- III.- Termodinámica del ciclo de refrigeración
- IV.- Generalidades sobre cámaras frigoríficas.
- V.- Cálculo de la cámara.
- VI.- Selección de Equipo y cálculo de capacidades.
- VII.- Conclusiones.
- VIII.- Apéndice
- IX.- Bibliografía.

CAPITULO I
GENERALIDADES.

1.- OBJETIVO

El objetivo fundamental de éste trabajo es el indicar los pasos y criterios necesarios para diseñar un cuarto que almacene jugo de naranja congelado.

Dentro de la gran variedad de frutas que se cultivan en nuestro país, se selecciona la naranja, por ser su cultivo una de las fuentes de subsistencia para diferentes regiones de nuestro país, al ser bien aceptada por su calidad en el mercado nacional e internacional.

El fruto es de temporada, lo que ocasiona que cada año se pierda alrededor de un 60 % de las cosechas, por los malos sistemas o por la ausencia de medios que se tienen para su transportación de los centros de producción a los centros de consumo masivo, así como también a los escasos sistemas adecuados que se tienen en los centros de consumo para su conservación, provocando con ello, que durante determinadas épocas del año, haya una baja en su precio, haciendo incosteable la venta al mercado del producto, debido a la diversificación de precios, ocasionando pérdidas económicas a los agricultores.

Es por ello, que se plantea como solución el concentrar el jugo de naranja, facilitando su transportación, almacenamiento y conservación hasta el máximo.

El jugo de naranja es obtenido por una serie de pasos, -- desde la extracción de éste, hasta la concentración por evapora-

ción y, de ahí pasa a ser envasado en tambores de 200 litros, -- siendo, después, almacenado por congelación en cuartos especialmente diseñados.

El uso de bajas temperaturas se ha difundido cada vez más. En la actualidad, en varias industrias es necesario su uso, particularmente en la Industria Alimentaria, por lo que es indispensable incrementar la construcción de cuartos refrigerados.

Dada la importancia que ésto tiene, y tratando de hacer -- más accesibles los conocimientos del diseño de cuartos de refrigeración, se ha escogido dicho tema para desarrollar la presente tesis.

2.- INTRODUCCION.

En años recientes aproximadamente 75 % de los cítricos -- congelados fueron jugo de naranja concentrado, otro 15 % fue con centrado de limón y, otro 10 % todos los demás jugos y bebidas. En vista de las perspectivas de incremento del consumo, la pro-- porción de la cosecha de naranja usada para concentrar y conge-- lar jugo de naranja continúa incrementándose.

El crecimiento en el procesamiento de frutas y vegetales ha tenido un impacto significativo en la localización de áreas -- de producción para esos productos.

Una de las características que identifican el grado de de sarrollo económico en una sociedad, es la relativa proporción -- con que los alimentos frescos están siendo conservados por conge

lación.

HAY DOS RAZONES PARA ELLO.

Una es lo perecedero de los alimentos, debiendo sistemáticamente ser preservados por el hombre, ésto genera un alza en el precio y, por tanto, una menor demanda en las áreas de menor desarrollo en el mundo.

Otra razón es que la congelación de alimentos requiere un acompañamiento en el desarrollo y facilidad para transportar, almacenar y vender desde la planta de proceso a los consumidores.

El futuro crecimiento de la congelación de alimentos estará influenciado por factores socioeconómicos, políticos y tecnológicos. Entre ellos están: el crecimiento poblacional, cambios en su composición y localización, crecimiento en el ingreso personal, costos relativos de congelación contra otras formas de alimentos, cambios en los gustos por los alimentos preferenciales, avances tecnológicos en métodos de congelación y la aceptación del consumidor de nuevos productos y de alimentos sintéticos o sustituyentes.

El propósito básico de la preservación de todos los alimentos, es hacer que el hombre tenga disponibilidad a futuro, en tiempo y distancia, de alimentos que suplan las formas frescas que esté necesitando en ese momento y lugar.

Los procesos básicos de la preservación de alimentos, fueron desarrollados por el hombre y, aún continúa experimentando -

procesos nuevos y mejorando los sistemas existentes. Mejorando - la calidad para hacerlos más aceptables a los consumidores, con bajos costos de producción y venta, haciéndolos más accesibles y abundantes.

CAPITULO II

IMPORTANCIA DE LA REFRIGERACION.

Con objeto de conservar los alimentos se han desarrollado muchos procedimientos, algunos que datan de hace muchos siglos.

Uno de los primeros procedimientos que se emplearon para la conservación de alimentos y bebidas fue empleando el hielo.

Así, los chinos aprendieron que el hielo mejoraba el sabor de las bebidas.

Los griegos y romanos dispusieron de nieve que bajaba desde la parte superior de las montañas hasta fosas de forma cónica que se forraron con paja y ramas y se recubrieron con techumbre de paja.

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

Algunos de los primeros experimentos registrados acerca de la conservación de alimentos datan desde el año de 1626, en que Bacon intentó la conservación de un pollo rellenándolo con nieve.

En 1683, Leeuwenhock inventó el microscopio y descubrió que un cristal transparente de agua contiene millones de microbios.

Los científicos estudiaron estos microbios y encontraron que la rápida multiplicación de éstos se realiza en condiciones calientes y húmedas, tal como las que se presentan en los materiales alimenticios.

Mediante estos estudios científicos se hizo evidente que los alimentos frescos podían conservarse con seguridad a temperaturas de 10°C o menores. Así fue posible preservar los alimentos por medio del secado, salado o enfriamiento.

Ya que se conocía poco acerca de la forma de lograr temperaturas lo suficientemente bajas para congelar el agua en hielo, este último se transportó desde la fuente de suministro a las -- principales ciudades del mundo por medios de barcos Clipper. Sin embargo, su aplicación en escala industrial comenzó hacia el final del siglo XVIII.

Nicolás Appert descubrió en 1795 la conservación en latas por esterilización al calor y exclusión del aire. Al mismo tiempo se introdujo el secado artificial que se extendió rápidamente a los más variados alimentos.

Paralelamente se desarrollan el ahumado, el salado, la -- conservación con vinagre, etc.

Desde la antigüedad se sabía que es posible prolongar considerablemente la duración de los alimentos manteniéndolos a bajas temperaturas, pero éste pudo utilizarse comercialmente hasta la primera mitad del siglo XIX con la invención de las máquinas frigoríficas. Una de las primeras patentes (1834) para una máquina práctica productora de hielo se concedió a Perkins. Siendo -- así, al final del siglo XIX el hielo y la refrigeración empezaron a ser comunes en el hogar norteamericano.

Pronto se reconoció que por encima de 0°C sólo se logra una conservación limitada, por lo que hacia 1860 se pasó a la congelación, como consecuencia del interés en el comercio de carne. Así se construyeron instalaciones frigoríficas en 1881 en Londres, y en 1882 en Argentina y una amplia cámara construída en Chicago, disponía de refrigeración por hielo en 1873 y de máquinas frigoríficas en 1886.

La primera instalación norteamericana, equipada desde el principio con máquinas frigoríficas, se construyó en 1881 en Boston, y rápidamente se sucedió la construcción de otras instalaciones en otras ciudades, en vista de su eficiencia en la congelación de alimentos. Uno de los factores que contribuyó notablemente al desarrollo posterior de equipos de refrigeración confiables, fue la disponibilidad de energía eléctrica y el desarrollo del motor eléctrico. Estos resultaron ser pilares mecánicos importantes.

2.1.- CONSERVANDO ALIMENTOS.

Durante la conservación de alimentos se producen complicados procesos químicos, con intervención de enzimas. Las primeras fases de tales procesos pueden incluso mejorar el sabor, por ejemplo: la carne de animales recientemente sacrificados es tensa y poco sabrosa, es después de la desaparición de la rigidez, durante el período de maduración, que se desarrolla todo el sa--

bor. Los frutos se cosechan muchas veces antes de su completa maduración, y durante el almacenamiento, se completa la formación de azúcar, ácidos y componentes del aroma.

El mantenimiento de las condiciones óptimas durante el almacenamiento de los alimentos, presupone la organización de la --llamada cadena de frío, que abarca el transporte, la venta al --por mayor y al detalle, y de ahí la venta al consumidor.

2.2.- TEMPERATURA Y DESCOMPOSICION.

Como los componentes principales de nuestra alimentación, carbohidratos, grasas y proteínas son también alimento de los microorganismos, éstos son causa de la descomposición de los ali--mentos.

Los frutos son atacados preferentemente por mohos mien---tras las carnes, los pescados y los huevos se deterioran por bacterias.

Cuando disminuye la temperatura, los procesos de descompo--sición se hacen más y más lentos.

La evaporación del agua disminuye cuando decrece la pre--sión de vapor, la que a su vez baja con la temperatura.

2.3.- TEMPERATURA, HUMEDAD Y MICROORGANISMOS.

Por lo que se refiere al crecimiento de los microorganismos a diferentes temperaturas, se sabe que cada especie prefiere ciertos intervalos de temperatura.

Si se prescinde de las especies termófilas, cuya multiplicación cesa a 45°C, la zona más favorable para las criófilas queda entre 15 y 20°C y para mesófilas entre 30 y 35°C.

Las especies mesófilas dejan de multiplicarse por debajo de 10°C, mientras que las criófilas lo hacen por debajo de -7°C. Por lo tanto puede decirse que el desarrollo de los microorganismos disminuye notablemente al reducirse la temperatura.

Por otra parte, las humedades elevadas favorecen la multiplicación de microorganismos, especialmente a altas temperaturas de almacenamiento.

Así por ejemplo, las bacterias se reproducen lentamente a 75 % de humedad; y para humedades de 90-95 % la multiplicación de las bacterias sólo puede mantenerse debajo de un límite soportable si se disminuye la temperatura de almacenamiento hasta unos 0°C.

2.4.- CAMBIOS PRODUCIDOS EN LA CONSERVACION.

Junto a la temperatura, la humedad ejerce una fuerte influencia sobre los alimentos almacenados en frío.

La pérdida de peso por evaporación disminuye cuando aumenta la humedad relativa del aire en el almacén, siendo proporcional a la diferencia entre las presiones parciales del vapor de agua en el aire y en la superficie del género almacenado.

Las pérdidas de peso se reducen notablemente si se envuelven los alimentos.

En general, la humedad relativa puede ser tanto más elevada cuando más baja es la temperatura.

En cámaras de congelación el contenido de vapor de agua - en el aire y en la superficie de los alimentos es muy pequeño, - por lo que también las diferencias entre las presiones parciales toman valores muy bajos.

La pérdida de peso se mantiene, por lo tanto pequeña.

Se ha notado que la pérdida de peso de carnes y pescados congelados se reduce a la mitad al bajar, la temperatura a 10°C. La evaporación del agua produce además de una pérdida de peso el secado y contracción de la superficie de los alimentos, junto -- con coloraciones que perjudican al aspecto de los mismos, disminuyendo su valor comercial.

Al secarse, los alimentos se tornan pajizos y fibrosos.

Muchas veces se altera también su aroma, ya que con el -- agua, se volatilizan los componentes aromáticos, que en cantidades casi imponderables, condicionan su sabor y olor.

2.5.- AUXILIARES PARA LA CONSERVACION.

El movimiento del aire ejerce una influencia sobre la calidad y conservación en la refrigeración, congelación y almacena--- miento.

Por lo que se refiere a la pérdida de peso, la evaporación del agua es mayor cuando hay circulación del aire.

Para el transporte de masa son válidos las mismas leyes --

que para el transporte del calor, por lo que en los procesos de refrigeración y congelación la mayor pérdida de sustancia por -- unidad de tiempo, con circulación de aire, queda más que sufi--- cientemente compensada por un tiempo más corto de refrigeración ó congelación.

Es útil por ello, el empleo de altas velocidades de circu lación del aire.

En el almacenamiento prolongado de alimentos congelados, en los que se impide la multiplicación de las bacterias, es reco mendable la refrigeración con aire en reposo.

Este es el caso, especialmente en cámaras para pescado -- congelado, cuyo aspecto queda muy perjudicado por la pérdida de peso.

2.6. REFRIGERACION Y CONSERVACION.

La refrigeración ha demostrado su capacidad para la con-- servación de alimentos a través del tiempo. Su uso correcto ha - hecho posible el tener a la disposición del consumidor alimentos durante todo el año y no sólo en la época de su cosecha.

Ha permitido el consumo de ciertos productos en lugares - donde no eran producidos, y en general ha mejorado, la disponibi lidad de alimentos en todas las áreas del mundo.

La conservación por refrigeración es el único procedimien to capaz de conseguir que el sabor, el olor y el aspecto natural de los productos apenas se distingan de los frescos.

Es importante hacer notar que la refrigeración como cualquier otro método de preservación de alimentos, no mejora la calidad del producto original; de ahí que sea de suma importancia partir de materia prima de la mejor calidad posible, logrando -- con ello, que el producto preservado alcance niveles de calidad adecuados.

CAPITULO III.

TERMODINAMICA DEL CICLO DE REFRIGERACION

En éstos últimos años, la refrigeración ha alcanzado un gran progreso al aplicarse ampliamente en el tratamiento, transporte y preservación de los alimentos y bebidas, así como a escala considerable en muchas industrias químicas.

Es por esto que se hace necesario dedicar éste capítulo del presente trabajo para efectuar un análisis termodinámico del proceso de refrigeración.

Para ello, se define que el término refrigeración implica el bajar y mantener una temperatura menor a la temperatura ambiente.

Dado que la temperatura debe mantenerse baja se hace necesario transferir continuamente calor.

Una forma de absorber calor a baja temperatura se efectúa por medio de la evaporación de un líquido cuyas propiedades sean tales que a la presión de evaporación la temperatura de ebullición sea baja y para que haya una operación continua, el fluido evaporado debe regresarse a su estado líquido original para que de esa manera pueda volver a absorber calor a una baja temperatura.

La serie completa de etapas por las que pasa este fluido que recibe el nombre de refrigerante, constituye el ciclo de refrigeración.

Antes de considerar al esquema en detalle, será útil analizar la termodinámica de un ciclo de refrigeración ideal: el ci

clo de Carnot, dado que es el más eficaz de todos los procesos de refrigeración, aunque el ciclo no sea una realidad práctica.

III.1. CICLO DE CARNOT DE REFRIGERACION.

En un proceso de refrigeración continua en el que se absorbe calor a baja temperatura, debe por consiguiente existir -- una continua eliminación del mismo a los alrededores pero a una temperatura más alta, dicho ciclo de refrigeración corresponde -- al inverso de una máquina térmica.

De acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, el calor se puede transferir de una temperatura baja a una más alta, a partir del empleo de energía externa.

El ciclo de refrigeración está formado de dos procesos -- isotérmicos y de dos adiabáticos.

En uno de los procesos isotérmicos el calor Q_2 se absorbe a una temperatura más baja T_2 y el calor Q_1 es eliminado a la -- temperatura más alta T_1 , como se muestra en la fig. 3.1.

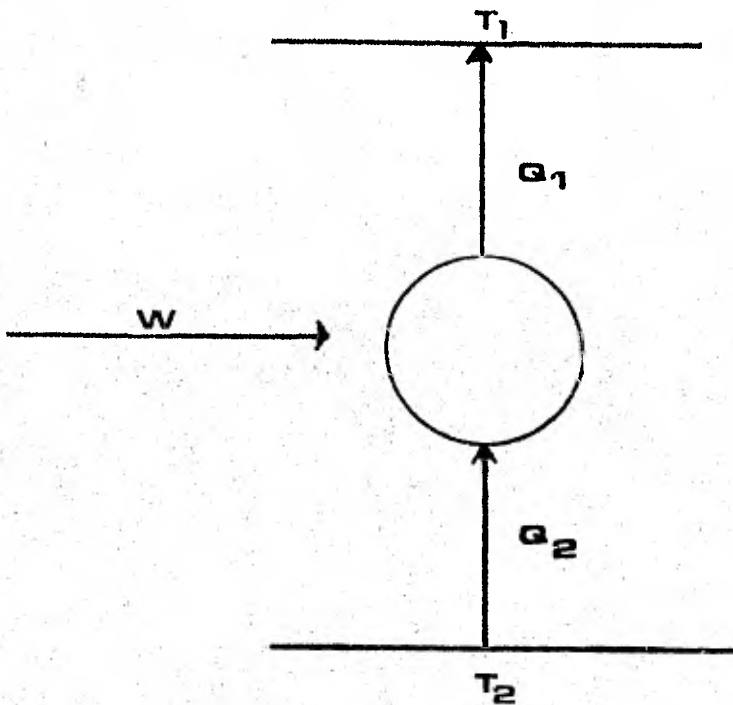


Figura 3-1

En los procesos adiabáticos se tiene como resultado la adición de trabajo W neto al sistema.

Como ΔU para el fluido es cero dado que la energía interna de un gas ideal no puede vaciar en un proceso isotérmico queda:

$$\Delta U = \Delta Q - \Delta W = 0 \quad \dots (3.1)$$

y

$$Q = W \quad \dots \dots \dots (3.2)$$

Pudiéndose 2.2 escribir como:

$$W = Q_1 - Q_2 \quad \dots \dots \dots (3.3)$$

De la fig. 3.2, que representa el ciclo de Carnot puede -
asentarse:

$$Q_1 = T_1 \Delta S \dots\dots\dots (3.4)$$

$$Q_2 = T_2 \Delta S \dots\dots\dots (3.5)$$

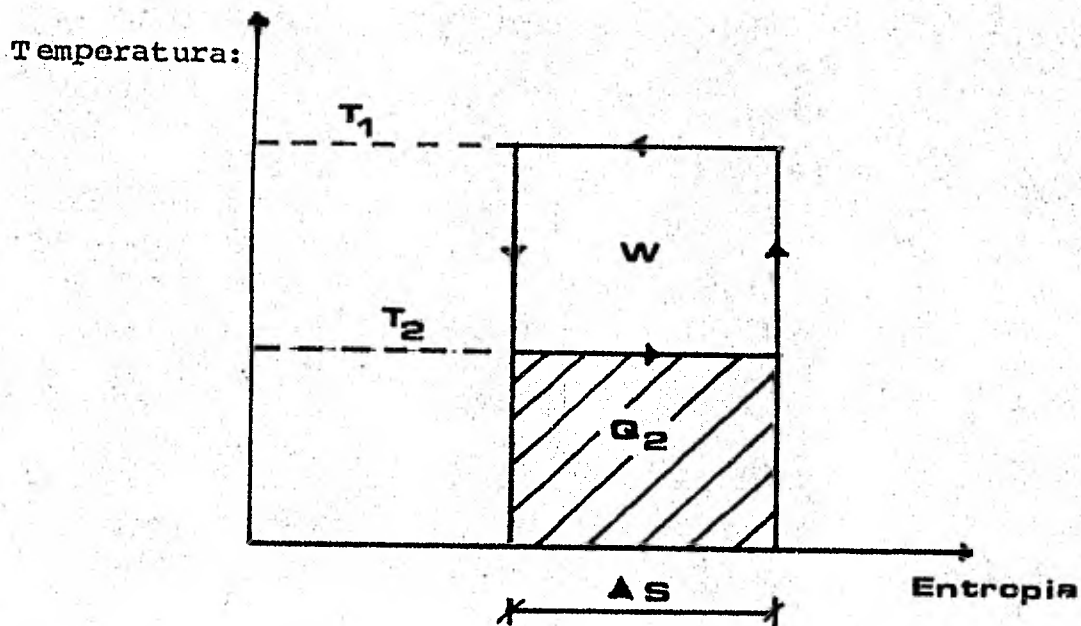


Fig. 3.2. Ciclo de Carnot de refrigeración.

Combinando las ECS. 3.3. y 3.5. resulta:

$$\frac{W}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \dots\dots\dots (3.6)$$

Que corresponde a la expresión conocida de la eficiencia -
de Carnot para una máquina térmica y que es aplicable al ciclo in
verso que opera como sistema de refrigeración, en términos de Q_2
resulta:

$$\frac{W}{Q_2} = \frac{T_1 - T_2}{T_2} \dots\dots\dots (3.7)$$

Que permite calcular el trabajo necesario dado Q_2 .

Para probar que el ciclo de Carnot es el más eficaz de todos los procesos de refrigeración, se considera el ciclo ABCD, - como se muestra en la fig. 3.3., operando de manera que la temperatura aumenta durante la etapa de absorción de calor y disminuye cuando se elimina.

Si la temperatura del refrigerador no va a ser mayor que T_A y la del condensador no es menor que T_C , el ciclo de Carnot será $AB'CD'$. (Fig. 3.3)

El nuevo ciclo tendría que operar de manera que la temperatura del fluido que entra al refrigerador fuese T_D y que no aumentaría a un valor mayor que T_A cuando el fluido saliese del refrigerador, este nuevo ciclo operaría entonces a una temperatura promedio menor que la del ciclo de Carnot, y de acuerdo con la ecuación 3.7 sería menos eficaz.

La eficiencia máxima durante la etapa de eliminación de calor correspondería al proceso isotérmico $B'C$, que representa una etapa del ciclo de Carnot, y no al proceso BC del nuevo ciclo.

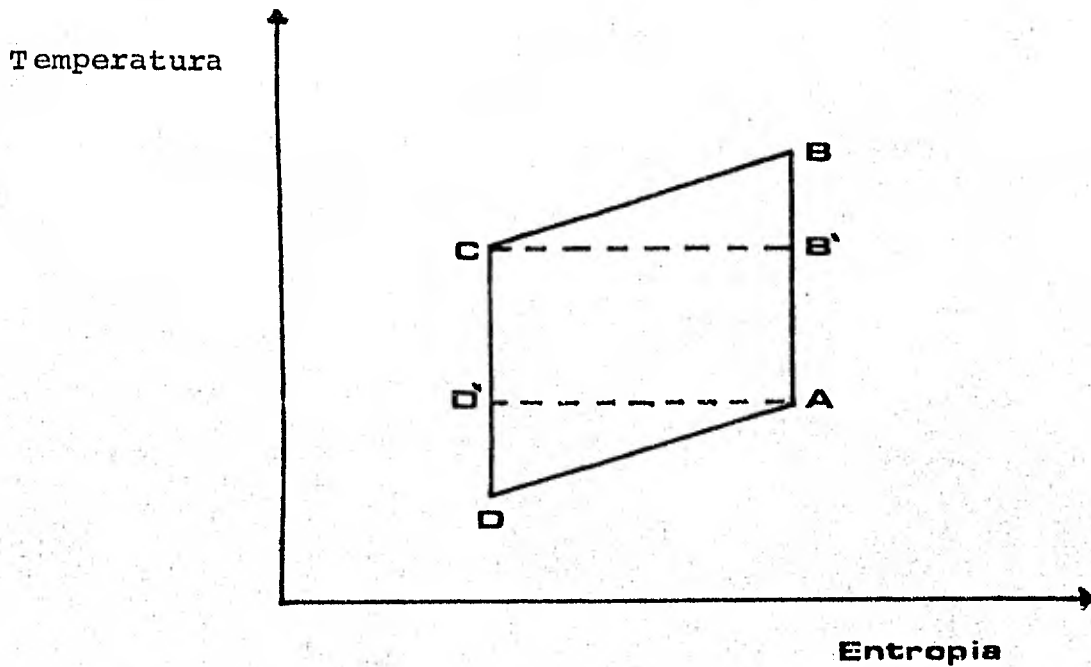


Figura 3.3

Dado que el ciclo de Carnot es reversible las etapas adiabáticas son isoentrópicas, si dicho proceso fuera adiabático pero no reversible, resultaría un aumento de entropía, y este efecto - reflejaría un aumento de trabajo requerido para la compresión y - una reducción del trabajo en el proceso de expansión.

II.2. CICLO DE COMPRESION DE VAPOR.

La evaporación de un líquido a presión constante constituye un medio de absorción de calor a temperatura constante.

De la misma forma el proceso de condensación a una presión más elevada y constante representa un sistema de eliminación de calor a temperatura constante.

El vapor que sale del refrigerador puede comprimirse a una presión más alta, no exactamente por medio de un proceso a ental-

pia constante sino mediante alguno que se aproxime a esta trayectoria, y para completar el ciclo, el líquido del condensador debe regresar a su estado original a través de un proceso de expansión como se sigue en la etapa CD de la fig. 3.4.

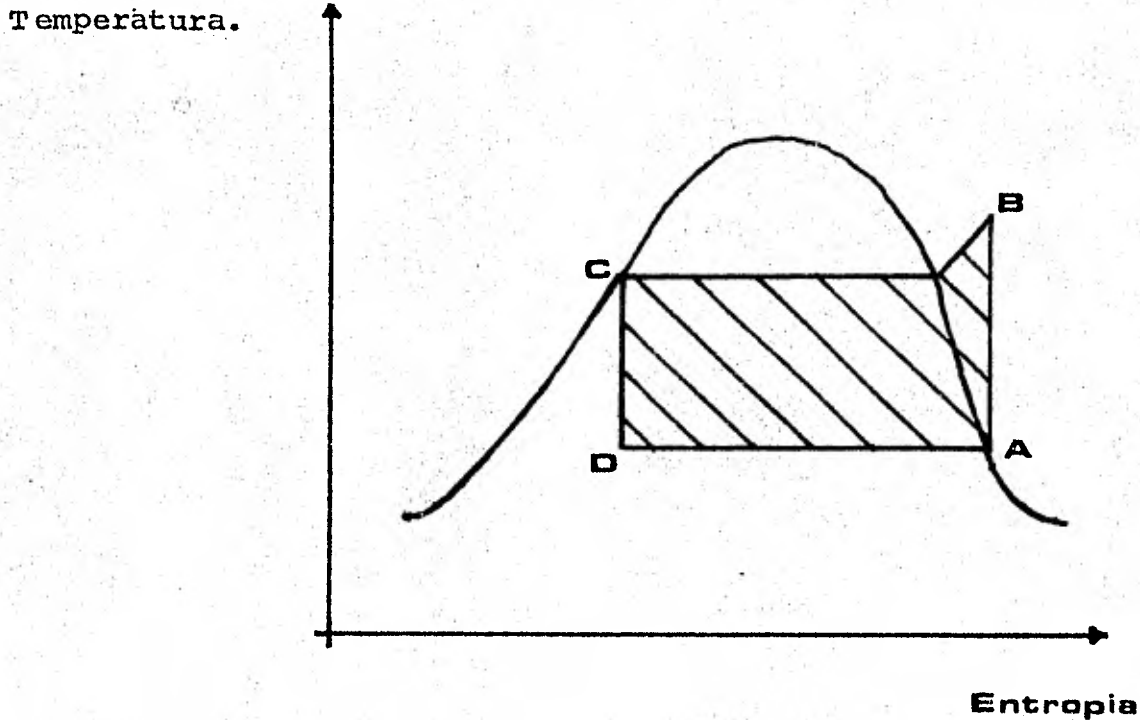


Figura 3.4 ciclo de compresión de vapor.

Esta secuencia de procesos resulta en el ciclo ABCD y es equivalente al ciclo de Carnot con excepción de la necesidad de enfriar el vapor sobrecalentado a su punto de saturación, antes de empezar la condensación y aunque las etapas de condensación y de evaporación se presentan como procesos a presión constante en realidad se tienen pequeñas caídas de presión debido a las pérdidas de carga por fricción en el fluido.

El calor absorbido en el refrigerador por lb de fluido se calcula mediante:

$$Q_2 = H_A - H_D \dots\dots\dots (3.8)$$

Y de la misma forma el calor eliminado en el condensador es:

$$Q_1 = H_B - H_C \dots\dots\dots (3.9)$$

Combinando 3.8 y 3.9 en 3.3 queda:

$$W = (H_B - H_C) - (H_A - H_D) \dots\dots\dots (3.10)$$

El comportamiento de un sistema de refrigeración se reporta generalmente en términos del coeficiente de funcionamiento (COP) - que se define como la relación de la refrigeración obtenida al trabajo requerido (Q_2/w).

Como se observa en la fig. 3.4 se requiere de un equipo de expansión que opere con una mezcla de líquido-vapor.

Este equipo se reduce a una válvula parcialmente abierta -- por donde pasa el líquido del condensador, dando como resultado -- una operación irreversible.

Esto origina la trayectoria termodinámica del proceso de expansión a una entalpia constante como se muestra en la etapa CD' - de la fig. 3.5.

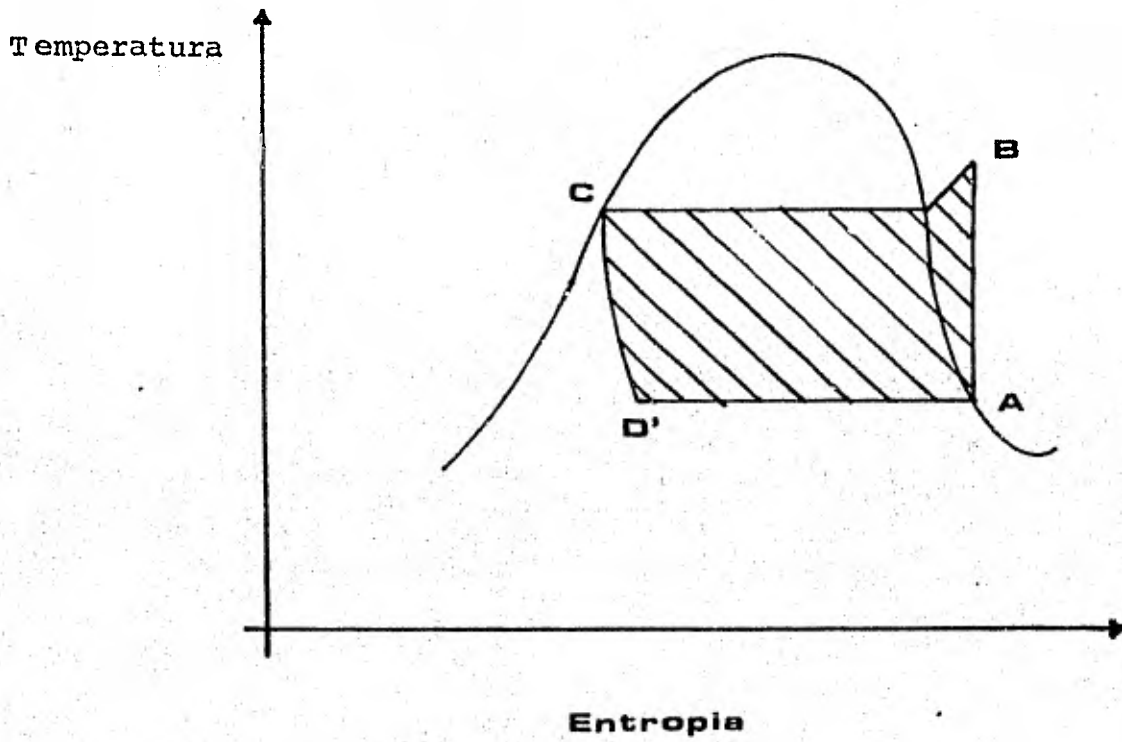


Figura 3.5

Un ciclo ordinario de compresión de vapor se muestra en la figura 3.6 en el diagrama de Presión-entropía.

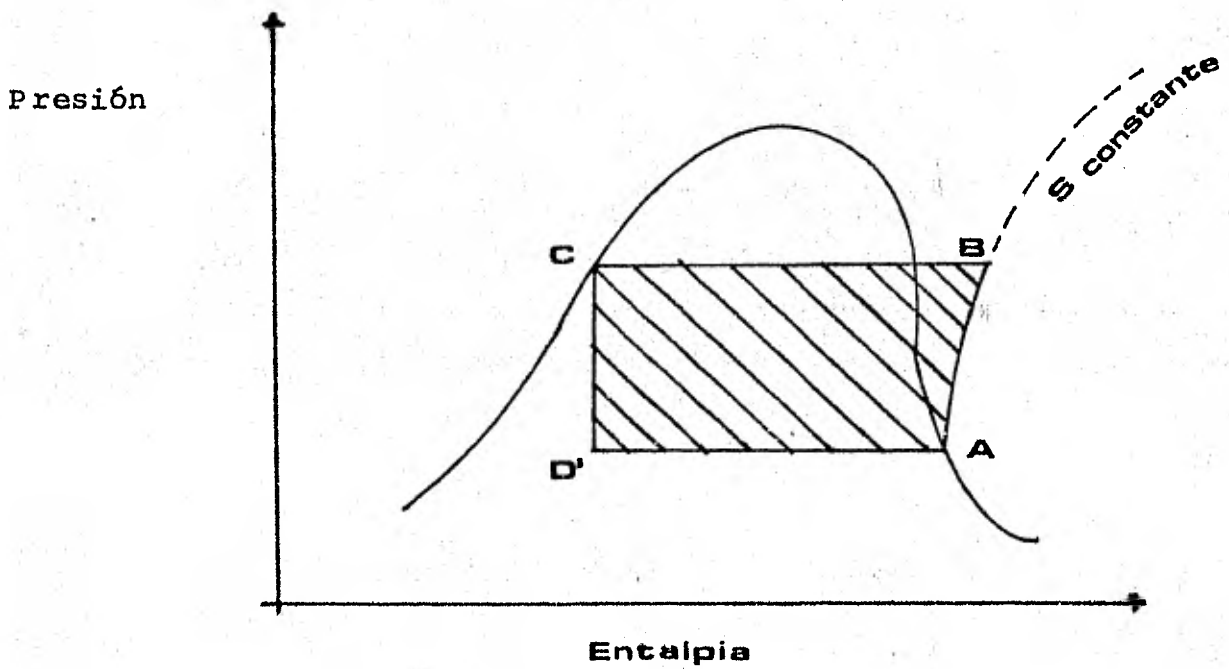


Figura 3.6

Figura 3.6.- Diagrama P-H para el ciclo de Compresión de vapor estos diagramas se emplean con mayor frecuencia que los T-S en los proyectos de refrigeración dado que los valores de en talpía que se requieren son determinados con facilidad.

En cambio en los diagramas T-S los efectos de calor y tra bajo pueden representarse como áreas bajo las curvas.

Distinguimos también, que en los diagramas P-H se obser-- van dos zonas, como se ilustra en la fig. 3.7.

I).- La de alta presión.

II).- La de baja presión.

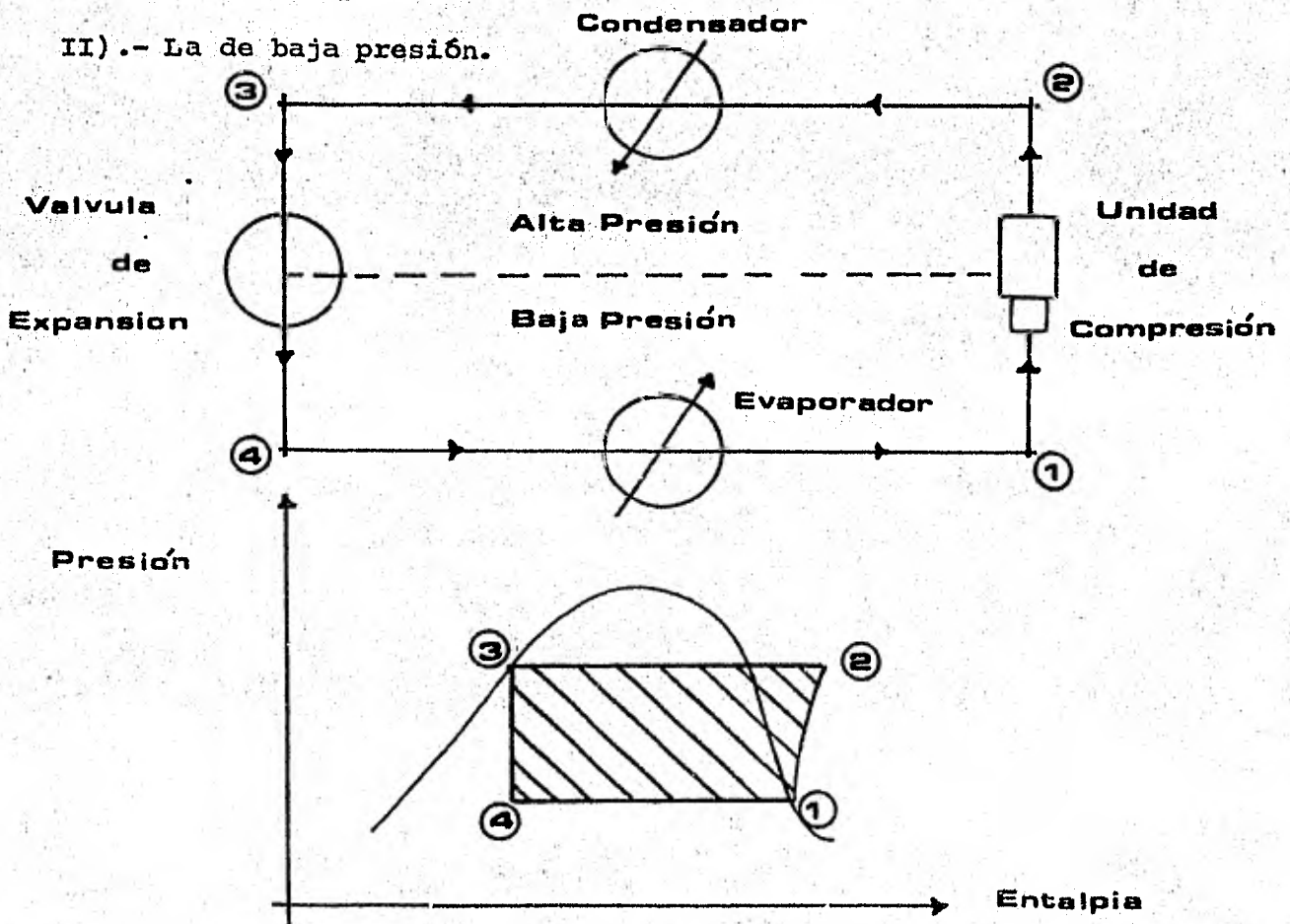


Figura 3.7

El equipo de refrigeración se especifica en toneladas de refrigeración: 1 ton se define como la relación de absorción de calor de 12000 BTU/hr.

Este valor corresponde aproximadamente al calor que es necesario eliminar para congelar (1 ton. de H_2O por día a $32^\circ F$).

Con esta definición, el flujo en lbm/hr ton. de refrigeración se define como:

$$m = \frac{12\ 000}{H_A - H_D'}$$

CAPITULO IV

GENERALIDADES SOBRE CAMARAS FRIGORIFICAS

Las aplicaciones para la utilización de bajas temperaturas son muy variables, de aquí que este trabajo está enfocado -- fundamentalmente a la conservación de jugo de naranja mediante -- el uso de cámaras frigoríficas.

Estas se pueden construir: en los centros de producción, en los sistemas de transportación frigorífica que se utilizan para trasladar el producto de los centros de producción, a los centros de consumo; así como también se pueden construir en los centros de consumo masivo.

DEFINICION DE CAMARA FRIGORIFICA.

Se trata de una estructura forrada a manera de un depósito o de un cuarto debidamente aislado, en cuyo interior se desea mantener una temperatura inferior a la del exterior.

4.1. Clasificación de camaras según su forma de construcción.

4.1.1 Refrigeradores contruidos de albañilería, en cuyo caso la colocación del material aislante se sigue bajo las condiciones y requisitos adecuados para la construcción de cámaras -- frigoríficas.

Dentro de esta clasificación se encuentran también los depósitos cuya estructura puede ser de madera o metálica y el exterior puede ser de madera (completamente seca) barnizada o esmaltada; de algún material plástico o también puede ser una plancha de acero inoxidable.

4.1.2. Refrigeradores, contruidos de madera o de metal, portátiles, aquí también la colocación del material aislante se efectúa siguiendo las condiciones y requisitos, que se especifican para la construcción de cámaras frigoríficas.

El acabado interior en este tipo de refrigeradores puede ser una plancha de hierro, esmaltada o de algún material plástico moldeado, el exterior de este tipo de refrigeradores está --- siempre esmaltado.

4.1.3. Cámaras desmontables, constituidas por paneles que se ensamblan en el lugar donde se va a instalar la cámara frigorífica.

4.2. Condiciones que se deben tomar en cuenta para la --- construcción de Cámaras Frigoríficas.

En la construcción de cámaras frigoríficas, se deberá de tomar en cuenta el lugar donde se va a instalar la cámara, es de cir, si el lugar donde se vaya instalar es una habitación previa mente construida y donde se aprovecharán las paredes o si se va a instalar a la intemperie.

De acuerdo a lo anterior siempre se deberán tomar en cuen ta las siguientes condiciones:

a) Cuando la cámara se vaya a construir a la intemperie, se tendrá que evitar que esté directamente expuesta a la radia--- ción solar, construyendo si fuera el caso un doble techo o pared con paso de aire intermedio.

b) En el caso que se tenga un cuarto ya construido, deberá de calcularse si una vez que sea colocado el material aislante, se dará cabida a la cantidad del producto que se quiere conservar o enfriar, teniendo en cuenta el tiempo de almacenamiento y su disposición dentro de la cámara.

c) Se deberá de tener en cuenta el tipo y cantidad de accesorios que se vayan a colocar dentro de la cámara, lo cual ya es una particularidad, dependiendo de las necesidades del usuario.

d) Se deberá de tener en cuenta que la cámara tenga un sistema de alumbrado interior, el cual sea manejado y controlado desde el exterior.

e) Sistema de alarma de seguridad que deberá estar accionado desde el interior y del exterior.

4.4. Aspectos generales que se deben de tomar en cuenta para el Diseño de Cámaras Frigoríficas.

De acuerdo con el diseño que se tenga para la cámara, es el tipo de piso que se tendrá que utilizar, de los cuales existen dos clases:

a) Piso apoyado directamente sobre el terreno el que se utiliza con mayor frecuencia, pero debe evitarse si el terreno es flojo.

b) Piso elevado sobre el terreno. Cuando se utiliza este piso se deberá tomar en cuenta la utilización de refuerzos es---

estructurales dependiendo de las cargas que tenga que soportar el piso.

Otro aspecto importante es el de tener un buen sistema de drenaje, para que los cimientos y el terreno permanezcan libres de agua y con esto evitar inundaciones en las cercanías de las cámaras.

El agua de lluvia deberá de controlarse para que no moje o humedezca el terreno sobre el cual estará cimentada la cámara.

El terreno donde se cimentará la cámara deberá ser compacto para evitar asentamientos en la estructura.

4.5. Aislamiento y Protecciones del aislante en cualquier tipo de cámara frigorífica son de vital importancia dos aspectos.

a) El material aislante, el cual tiene la función de retardar la entrada de calor del exterior al interior de la cámara.

b) La barrera de vapor, la cual tiene la función de evitar el paso de agua condensada, además de no permitir el deterioro del material aislante.

4.6. Requisitos que se deben cumplir para la construcción de Cámaras Frigoríficas:

4.6.1. Material aislante.

- a) .- Alta eficiencia térmica.
- b) .- Estabilidad dimensional.
- c) .- Incombustible.
- d) .- No favorecer la corrosión, ni el desarrollo de bacterias e insectos.

e).- Baja capilaridad.

f).- Inoloro.

4.6.2. Paredes. La superficie de la pared debe ser lisa - para evitar que se pueda dañar la barrera de vapor, además que - se debe evitar la introducción de otros materiales entre el aislamiento y la pared debido a que se pueden formar puentes térmicos.

4.6.3. Pisos. Cuando se tienen cámaras frigoríficas en -- las cuales la diferencia de temperaturas entre la de conserva--- ción y la del exterior de la cámara no es grande, no es requisito aislar el piso, es por eso que cuando se tienen bodegas frigo-- ríficas para conservación de alimentos que operan hasta una temperatura de -2°C , no se requiere aislar el piso, tan sólo bastará la losa de concreto superior y un aislamiento perimetral. Para temperaturas inferiores de -2°C (en congeladores) sí se re--- quiere aislar el piso, además es necesario utilizar termocoples permanentes bajo tierra para el control de temperaturas.

El acabado de la superficie de la primera losa de concreto deberá ser lisa para evitar el daño de la barrera de vapor.

4.6.4. Techos. Se deberán de utilizar sistemas de aisla-- miento suspendidos, teniendo en cuenta que se debe dejar un espa-- cio entre la cubierta estructural y el aislamiento para la circu-- lación de aire, para que con esto exista una ventilación adecuada.

La ventilación de la cámara es importante para evitar la condensación y con ello los daños en el material aislante y en la estructura.

4.6.5. Puertas.

- a) Baja densidad.
- b) Alta resistencia mecánica.
- c) Selladas para evitar el paso de vapor de agua.
- d) Diseñadas para ser operables en todo tiempo.
- e) Equipadas con herrajes y estructuras resistentes a la corrosión.

4.6.6. Acabados interiores.

El acabado interior de la cámara frigorífica puede o no puede ser parte integral del aislamiento.

Requisitos que debe tener el acabado interior.

- a) .- Incombustible.
- b) .- Evitar el paso de agua al sistema de aislamiento.
- c) .- Deberá proteger contra las inversiones de flujo de vapor.
- d) .- Resistencia mecánica (protección del material aislante).
- e) .- Inodoro (no permitir que aloje olores).

Por lo anterior los acabados interiores pueden ser:

- a) .- Láminas de asbesto-Cemento.
- b) .- Láminas metálicas galvanizadas.

c).- Láminas de plástico (recubiertas o reforzadas).

d).- Materiales porosos (aplanado Arena-Cemento).

4.6.7. Acabados exteriores.

Requisitos a cumplir.

a).- Incombustible.

b).- Impermeable.

c).- Resistente a roedores e insectos.

d).- Resistente a la intemperie.

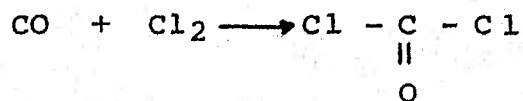
e).- Resistente a impactos.

4.7. Generalidades sobre espuma rígida de poliuretano.

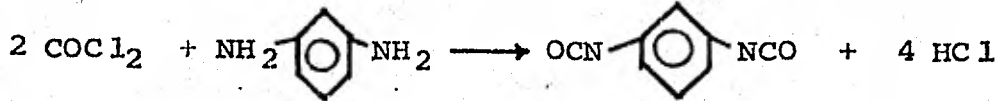
Se ha seleccionado la espuma rígida de poliuretano como material aislante debido a que es el material aplicable en cuartos fríos, con mejores propiedades aislantes que se conoce hasta el momento.

4.7.1. Las materias primas básicas para la obtención de poliuretano son esencialmente los di-isocianatos orgánicos y los glicoles en su forma polimérica.

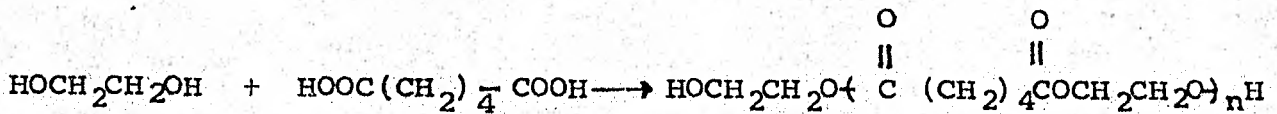
Producción de di-isocianatos orgánicos. Se parte de fósgeno y de una di-amina primaria. El fósgeno se prepara comercialmente haciendo reaccionar.



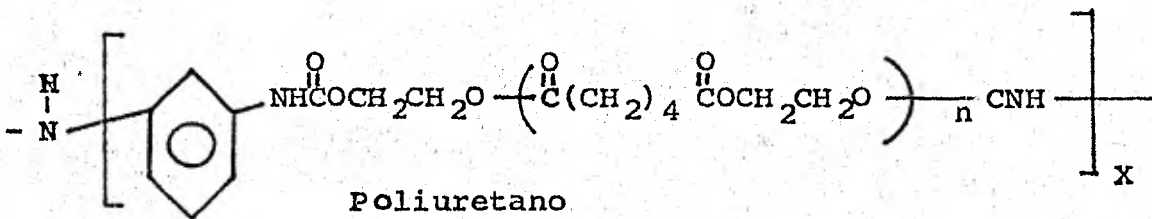
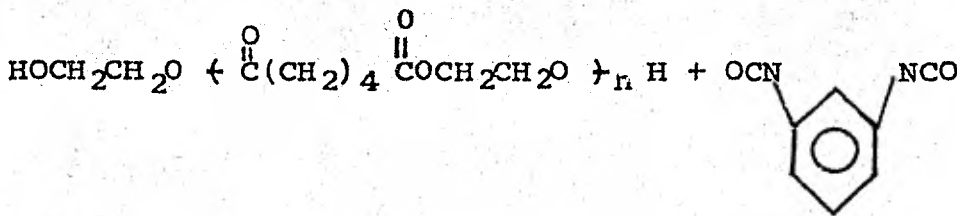
Y empleando una diamina primaria aromática se prepara el diisocianato orgánico empleando dos moles de fósgeno.



Un tipo de diol o glicol que se emplea es un copolímero - que se elabora con etilen-glicol y un ácido adípico.



Cuando éste polímero que posee grupos hidroxilo libres en el extremo, se mezcla con el diisocianato se produce un polímero mayor conocido como poliuretano.



4.8. GENERALIDADES SOBRE AMONIACO.

En cualquier proceso de refrigeración, el cuerpo empleado como absorbente de calor se llama agente de refrigeración o agente refrigerante.

Para nuestro caso, el agente refrigerante es el amoníaco.

El amoníaco es el refrigerante con más uso en la actualidad, aun que es tóxico, algo inflamable, sus propiedades térmicas lo hacen ser un refrigerante ideal para fábricas de hielo, plantas em pacadoras, para grandes almacenes de enfriamiento.

El amoníaco es el refrigerante que tiene más alto efecto refrigerante por libra, el punto de ebullición a la presión atmosférica estándar es de -28°F .

Aunque el amoníaco puro anhidro no es corrosivo para todos los metales normalmente usados en los sistemas de refrigeración, en la presencia de humedad, el amoníaco se vuelve corrosivo para metales, tales como el cobre y el latón, evidentemente que estos metales no deben emplearse en los sistemas de amoníaco.

El amoníaco no es miscible con el aceite y por lo mismo no se diluye en el aceite del cárter del cigueñal del compresor.

En los sistemas de amoníaco pueden usarse velas de azufre para detectar fugas, con lo cual se produce un humo blanco denso en la presencia del vapor de amoníaco, o también se puede aplicar una solución de jabón poniéndola alrededor de las juntas en la tubería, en cuyo caso la fuga se manifestaría mediante la aparición de burbujas en la solución.

El amoníaco es fácil de conseguir y es el más barato de los refrigerantes comúnmente empleados, lo que lo hace ser el más usado en sistemas muy grandes de refrigeración.

CAPITULO V

CALCULO DE LA CAMARA.

En éste capítulo se ejemplifica la determinación de las características y criterios necesarios en el diseño de una cámara cuyo objetivo es almacenar jugo de naranja concentrado, que es conservado por congelación bajo las condiciones que a continuación se describen.

DATOS BASICOS.

1.- Capacidad de tratamiento de la planta: 150 000 ton. - de materia prima por año, de naranja.

2.- Período de trabajo:

9 meses al año

20 días por cada mes.

21 hrs. por cada día.

3.- Características del producto terminado.

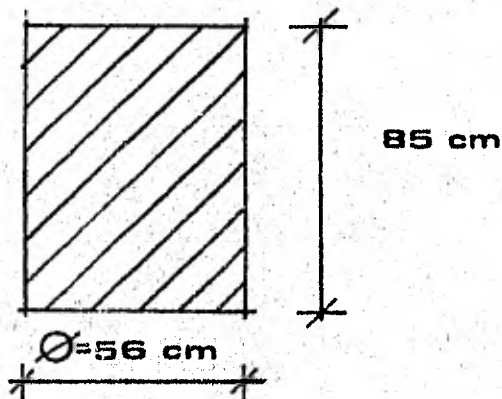
Se concentra el jugo de naranja a 65° Brix.

4.- Rendimiento del jugo de naranja a 65° Brix: 80 lt por cada tonelada de materia prima.

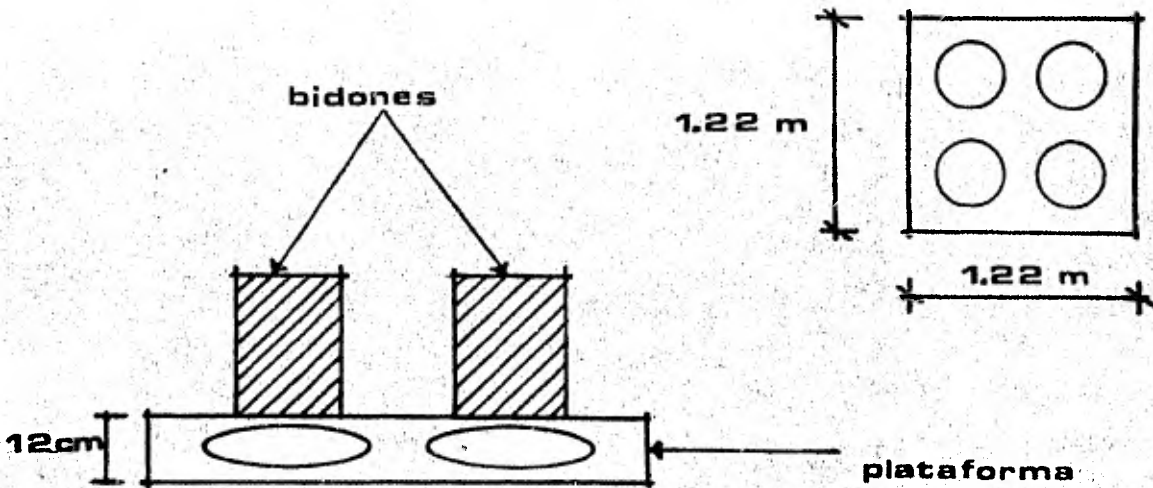
5.- Envase para almacenamiento.

Se ocupan bidones de acero inoxidable, con capacidad para 208 lt, cubiertos por bolsas de polietileno.

Los bidones tienen las siguientes dimensiones:



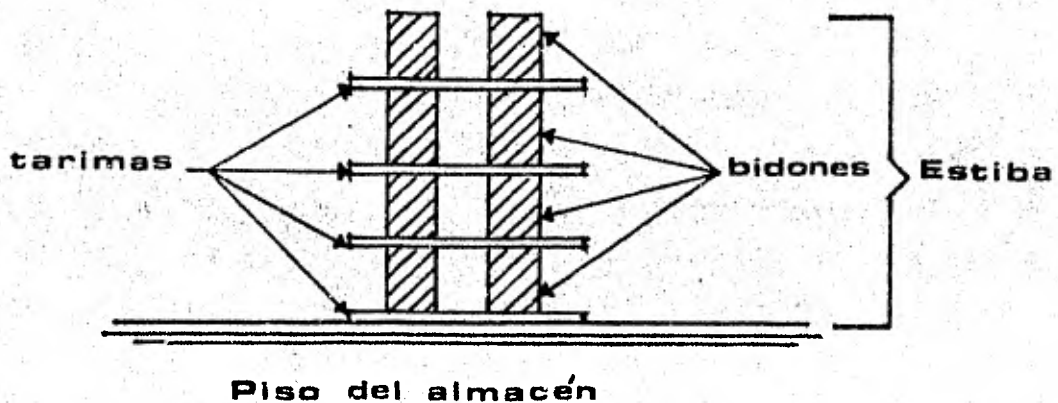
6.- Se requieren tarimas de madera de pino para soportar 4 bidones, cuyas dimensiones son:



12 cm de ancho

1.22 m por cada lado

Se almacenará mediante estibas constituidas por 4 plataformas o tarimas, cómo a continuación se ilustra:



7.- Capacidad de almacenamiento: 1 mes de producción (capacidad fijada por los sistemas de producción y ventas, según los -

inventarios requeridos).

8.- La temperatura de almacenamiento del jugo de naranja es de -20°C .

9.- La temperatura de entrada del jugo de naranja al almacen, debe ser de -5°C .

10.- Se considera una temperatura ambiente crítica de 38°C .

Después de haber especificado las condiciones básicas, es importante señalar que la secuencia de cálculos que a continuación se inicia, se divide en 3 partes.

I.- La determinación y especificación del cuarto de almacenamiento.

II.- Cálculo de la carga total de Refrigeración.

III.- Ciclo de Refrigeración.

I.- DETERMINACION Y ESPECIFICACION DEL CUARTO DE ALMACENAMIENTO.

Se tiene como objetivo el determinar las dimensiones del cuarto, después de haber establecido una área de almacenamiento.

Para esto es importante conocer cuántos bidones que contengan jugo de naranja, serán introducidos al almacén durante un mes de producción y determinar el área que ocupen, como a continuación se presenta con la siguiente secuencia de cálculo.

a) .- Cálculo del número de bidones requeridos al mes de -- producción.

$$\# = \frac{(\text{rendimiento}) (\text{Capacidad de tratamiento de la planta})}{\text{Volumen de cada bidón}}$$

$$\# = \frac{(80 \text{ lt / tonelada}) (150\,000 \text{ toneladas})}{208 \text{ lt/ bidón}}$$

$$\# = 57693 \text{ bidones / año.}$$

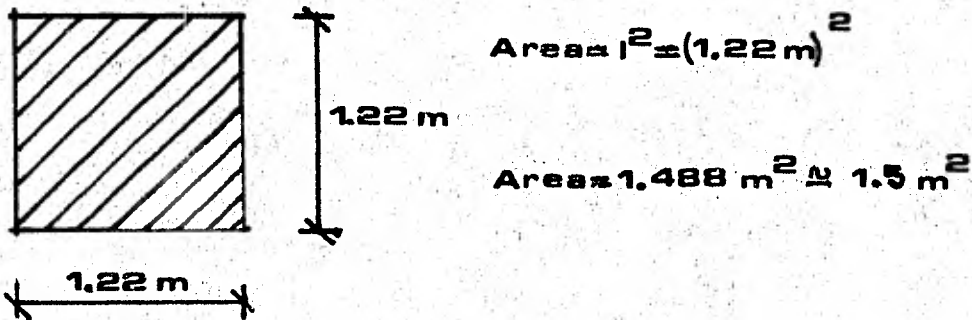
Si 1 año de trabajo, lo constituyen 9 meses por lo tanto:

$$\# = (57693 \text{ bidones / año}) (1 \text{ año / 9 meses de trabajo})$$

$$\# = 6410 \text{ bidones / mes de trabajo}$$

b).-- Cálculo del área de almacenamiento.

Se estima el área que ocupa una tarima cuyas dimensiones son 1.22 m por lado cómo se ilustró anteriormente.



El número de tarimas requeridas para la producción de un

mes es:

$$\# = \frac{6410 \text{ bidones/mes}}{4 \text{ bidones/cada tarima}}$$

$\# = 1602.5$ tarimas, lo dejaremos sólo como:

$$\# = 1600 \text{ tarimas/mes.}$$

Estas tarimas dan lugar al siguiente número de estibas:

$$\# = \frac{1600 \text{ tarimas}}{4 \text{ tarimas / cada estiba}}$$

= 400 estibas

Con éste número de estibas y sabiendo que cada estiba ocupa un área de 1.5 m^2 el área destinada a las estibas es:

$$\text{Area} = (400 \text{ estibas}) (1.5 \text{ m}^2 / \text{estiba})$$

$$\text{Area} = 600 \text{ m}^2$$

Considerando un 10 % de área libre para efectuar maniobras de carga y descarga por medio de montacarga el área de almacenamiento total es el siguiente:

Área total de almacenamiento (A_t):

$$A_t = 600 \text{ m}^2 + 10\% \text{ área libre}$$

$$= 600 \text{ m}^2 + 0.1 (600 \text{ m}^2) = 600 \text{ m}^2 + 60 \text{ m}^2.$$

$$A_t = 660 \text{ m}^2.$$

c).- Dimensionamiento del cuarto.

A partir de ésta área de almacenamiento, se procede a dimensionar el cuarto, el cual está definido cómo se muestra en la figura 5.1 que aparece a continuación:

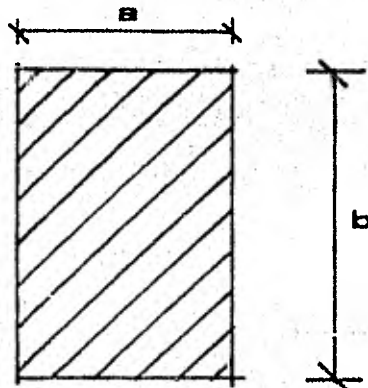


Figura 5.1

Si el área $A = 660 \text{ m}^2$ esto implica que:

$660 \text{ m}^2 = (a)(b)$, si consideramos que $a = 2b$ se tiene:

$$660 \text{ m}^2 = 2b^2$$

$$b = \sqrt{\frac{660 \text{ m}^2}{2}} = 18.165 \text{ m y por tanto}$$

$$a = 2(18.165 \text{ m}) = 36.33 \text{ m.}$$

Cómo se puede apreciar las dimensiones de éste cuarto son de grandes proporciones, por lo que en el presente caso es recomendable el uso de 2 cámaras en lugar de una por las siguientes razones:

1.- Se obtiene funcionamiento independiente para cada cámara y así en el caso de que no se necesite usar una, el gasto de energía se reduce al indispensable.

2.- En caso de alguna falla en una de las cámaras o fuga del refrigerante de alguno de los sistemas, queda siempre disponible alguna cámara que trabaje y así no suspender completamente el servicio.

Es por lo tanto deseable construir dos cámaras de almacenamiento con las siguientes dimensiones:

$$\text{Área por cámara} = \frac{660 \text{ m}^2}{2 \text{ cámaras}} = 330 \text{ m}^2 \text{ por cada cámara}$$

$$\text{Si Área} = (a)(b) \text{ y } a = 2b$$

$$\text{Area} = 2b^2$$

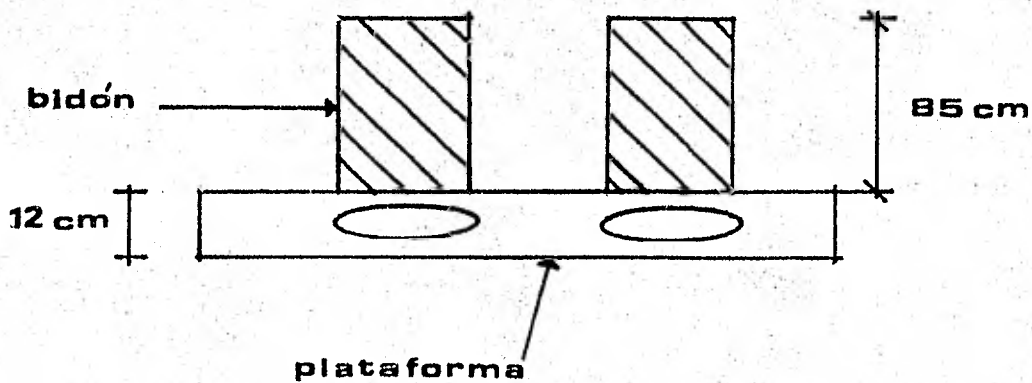
$$b = \sqrt{\frac{330 \text{ m}^2}{2}} = 12.84 \text{ m} = 42.12 \text{ ft} \quad \text{y por tanto.}$$

$$a = 2 (12.84 \text{ m}) = 25.69 \text{ m} = 84.28 \text{ ft.}$$

Para completar el dimensionamiento del cuarto, solo falta especificar la altura de éste, que se hará de la siguiente manera:

Se sabe que una estiba está constituida de 4 plataformas que contienen 4 bidones cada una.

Una plataforma tiene la siguiente altura:



Para una estiba, su altura es la siguiente:

$$\text{Altura} = 4 \text{ plataformas } (12 \text{ cm} + 85 \text{ cm/ cada plataforma})$$

$$\text{Altura} = 388 \text{ cm.}$$

Considerando un 10% de altura libre, la altura total del

cuarto es:

$$\begin{aligned} \text{Altura total} &= 388 \text{ cm} + 10\% \text{ Altura libre} \\ &= 388 \text{ cm} + 0.1 (388 \text{ cm}) \\ &= 425 \text{ cm} \approx 450 \text{ cm.} \end{aligned}$$

$$\text{Altura total} = 450 \text{ cm} = 14.67 \text{ ft}$$

II.- CALCULO DE LA CARGA TOTAL DE REFRIGERACION.

Los cálculos que a continuación se presentan son para una cámara con las siguientes dimensiones.

$$\text{Largo} = 84.28 \text{ ft.}$$

$$\text{Ancho} = 42.12 \text{ ft.}$$

$$\text{Altura} = 14.76 \text{ ft.}$$

Para determinar la carga que tiene que soportar el equipo que se instale o sea el calor que debe absorber, es necesario hacer un balance térmico, que es la suma de pérdidas y ganancias de calor que se presentan en la cámara.

Cómo en el presente caso las cámaras permanecerán a una temperatura más baja que la temperatura ambiente, es indudable que sólo habrá ganancias de calor.

El cálculo de la carga total de refrigeración implica los siguientes calores:

a).- Calor ganado a travéz de barreras cómo son paredes, techos y pisos.

b).- Calor ganado debido al efecto solar.

c) .- Calor ganado debido al producto por refrigerar que - en nuestro caso es el jugo de naranja concentrado.

d) .- Calor ganado debido a materiales de envoltura y/o en vase.

e) .- Calor ganado debido a equipo misceláneo (cómo son motores eléctricos, iluminación y accesorios cómo tarimas y envases).

f) .- Calor ganado debido a la infiltración de aire por -- abertura de puertas y de aire por ventilación.

g) .- La ganancia de calor debida al proceso de descongelación del evaporador.

h) .- La ganancia de calor debida a la respiración de algunos productos.

Antes de proceder a calcular el calor ganado a través de barreras es importante señalar lo siguiente.

Para obtener el calor por transmisión es necesario calcular primero el coeficiente total de transferencia de calor U de las barreras para después aplicar la fórmula:

$$Q = U A \Delta t \dots\dots\dots 5.1$$

donde:

Q = carga de calor en BTU / Hr

U = coeficiente de transmisión total de calor en BTU / hr.

ft²°F.

A = área neta en ft².

Δt = diferencial de temperaturas entre ambos lados de la barrera.

La fórmula por medio de la cual se obtiene el coeficiente total de transferencia de calor U de las barreras es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_i} + \frac{x_1}{K_1} + \frac{x_2}{K_2} + \dots + \frac{x_n}{K_n} + \frac{1}{f_0} \dots\dots\dots (5.2)$$

en donde:

f_i = coeficiente de convección interior.

f₀ = coeficiente de convección exterior.

x₁, x₂, x_n = espesores en pulgadas de los diversos materiales que constituyen las barreras.

K₁, K₂, K_n = coeficientes de conductividad de dichos materiales.

Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor U de las de las barreras constituidas por paredes, techo y piso.

1.- Paredes. Las paredes están constituidas por los materiales que muestra la figura 5.2

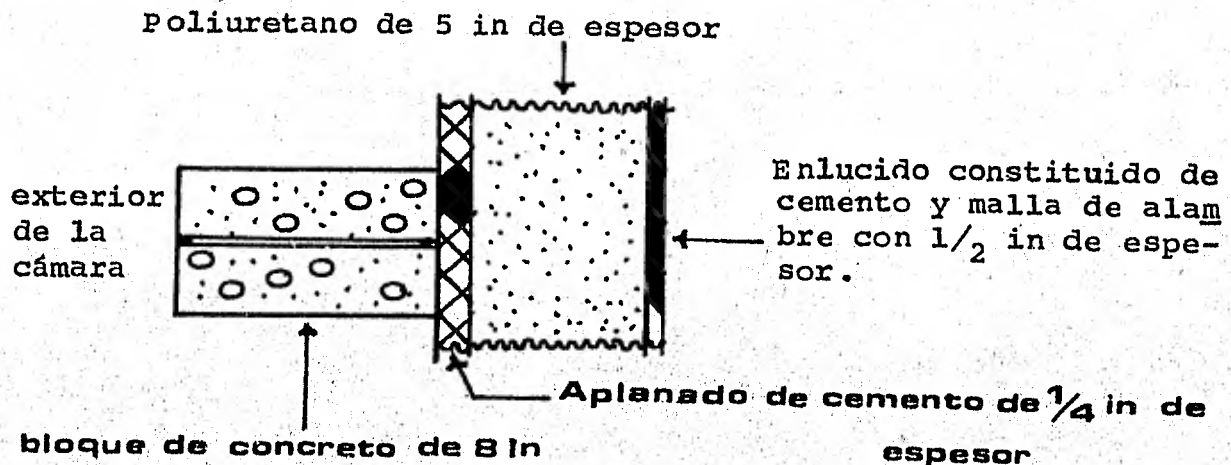


Figura 5.2.- Materiales con que están construidas todas las paredes.

bloque de concreto de 8 in de ancho.

Aplanado de cemento de 1/4 in de espesor.

Considerando la velocidad promedio del aire de 8 mph.

Los coeficientes de convección son:

$$f_o = 4 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$f_i = 1.65 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se establece la siguiente especificación para los espesores de los materiales que constituyen las paredes:

X_1 = bloque de concreto de 8 in de espesor.

X_2 = aislante de poliuretano de 5 in de espesor.

X_3 = enlucido constituido de cemento y malla de alambre de 1/2 in de espesor.

No se especifica el aplanado de cemento de 1/4 de in de espesor por no ser significativo en el cálculo de U.

Por último se establecen los coeficientes de conductividad de cada material, a partir de los datos que proporciona la Tabla 5-1.

K_1 = Como se observa en la Tabla 5-1 el bloque de concreto tiene una conductancia térmica $C = 0.9$ para 8 in, si $C = k/x$, por lo tanto:

$$\frac{1}{C} = \frac{x}{k} = \frac{1 \text{ hr } ^\circ\text{F ft}^2}{0.9 \text{ BTU}}$$

$K_2 = 0.17 \text{ in BTU/hr } ^\circ\text{F ft}^2$ para el poliuretano ...(Tabla 5-1)

$K_3 = 5 \text{ BTUin/hr } ^\circ\text{F ft}^2$ para mezcla de cemento y malla..(Tabla 5-1)

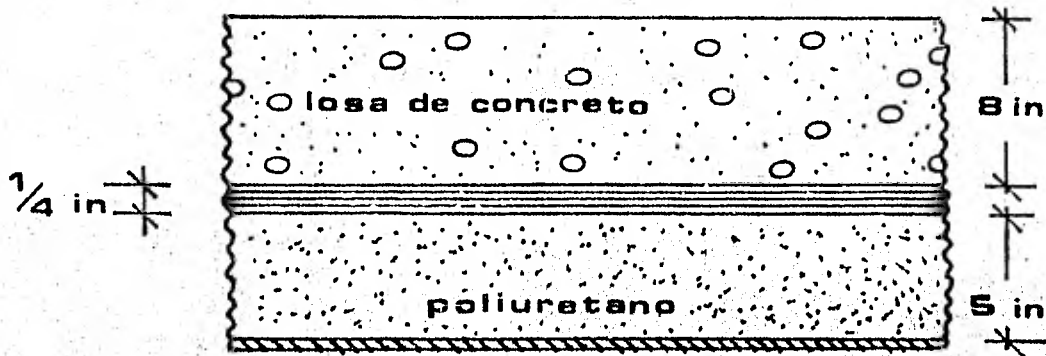
Sustituyendo valores en la fórmula 5.2 queda:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1.65} + \frac{1}{0.9} + \frac{5 \text{ in}}{0.17} + \frac{5 \text{ in}}{5} + \frac{1}{4}$$

$$\frac{1}{U} = 31.4788 \text{ por lo tanto } U = 0.0317 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

2.- Techo. Está constituido por los materiales, mostrados en la figura 5.3

Exterior de la cámara



Interior de la cámara

Figura 5.3.- Espesores de los materiales que constituyen el techo.

Siendo los espesores especificados cómo a continuación se da:

$X_1 = 8 \text{ in}$ de la losa de concreto.

$X_2 = 5 \text{ in}$ del aislante de poliuretano.

Considerando la velocidad promedio del aire en 8 mph.

$$F_1 = 1.65 \text{ BTU/ hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$F_0 = 4 \text{ BTU/ hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

Los coeficientes de conductividad de cada material están basados en la Tabla 5-1.

$$K_1 = 5 \text{ BTU in / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

$$K_2 = 0.17 \text{ BTU in / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

Sustituyendo valores en la fórmula 5.2 queda:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1.65} + \frac{8 \text{ in}}{5} + \frac{5 \text{ in}}{0.17} + \frac{1}{4}$$

$$\frac{1}{U} = 31.867 \text{ por lo tanto } U = 0.0313 \text{ BTU / hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.- Piso. Está constituido por los materiales que se muestran en la figura 5.4.

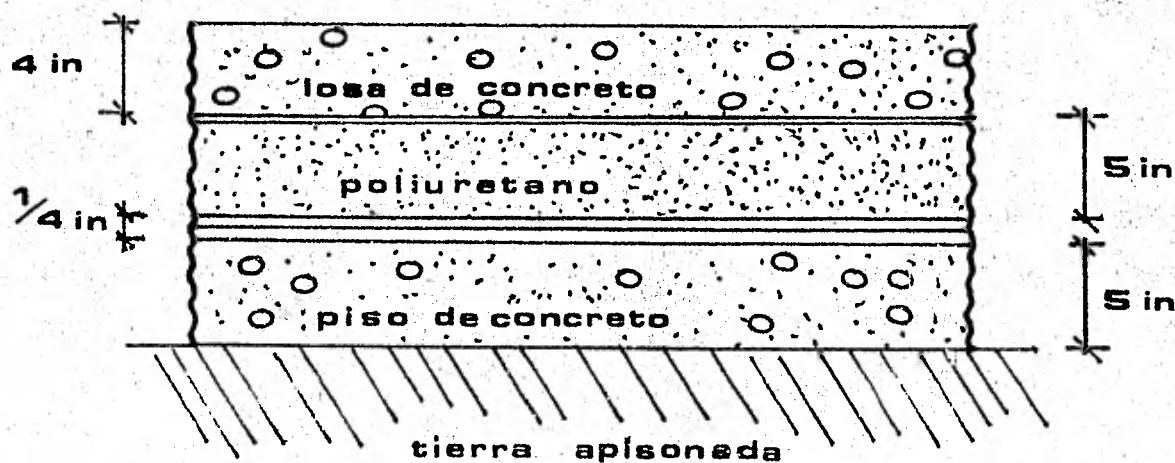


Figura 5.4.- Espesores de los materiales que constituyen el piso de la cámara.

Especificación de los espesores:

$X_1 = 5 \text{ in}$ para el piso de concreto.

$X_2 = 5 \text{ in}$ para el poliuretano.

$X_3 = 4 \text{ in}$ para la losa de concreto.

Los coeficientes de conductividad térmica de cada material determinados en la Tabla 5-1.

$$K_1 = K_3 = 5 \text{ BTU in / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F para mezcla de concreto.}$$

$$K_2 = 0.17 \text{ BTU in / hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F para el poliuretano.}$$

Se sigue considerando el coeficiente de convección interior $f_i = 1.65$:

No se estima un coeficiente de convección exterior.

Sustituyendo valores en la fórmula 5.2:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1.65} + \frac{5 \text{ in}}{5} + \frac{5 \text{ in}}{0.17} + \frac{4 \text{ in}}{5}$$

$$\frac{1}{U} = 31.81, \text{ y por tanto } U = 0.0314 \text{ — } 0.032 \text{ BTU/hr }^\circ\text{F ft}^2$$

a) y b).- Cálculo del calor ganado a través de barras y por efecto solar.

Cada vez que las paredes de un refrigerador están situados de tal manera que reciben una cantidad excesiva de calor por radiación, ya sea desde el sol o por algún cuerpo caliente, la temperatura de la superficie externa de la pared será considerablemente superior a la temperatura del aire ambiente.

Las paredes y techo con colores claros y superficies lisas, tenderán a reflejar más y absorber energía radiante que las superficies oscuras y rugosas.

Puesto que cualquier incremento en la temperatura de superficie externa incrementará la diferencia de temperatura a través de la pared por lo tanto deberá ser corregida para compensar el efecto solar.

Esta corrección se manifiesta en la fórmula siguiente:

$$Q = A U (t_e - t_i + K) \dots\dots\dots (5.3)$$

Donde k es el incremento en °F debido al efecto solar, y que se encuentra tabulada de acuerdo con la orientación y color de la pared en la Tabla 5-11.

Es importante, por lo tanto, establecer para nuestro caso, la orientación del cuarto de refrigeración cómo se observa en la figura 5.5:

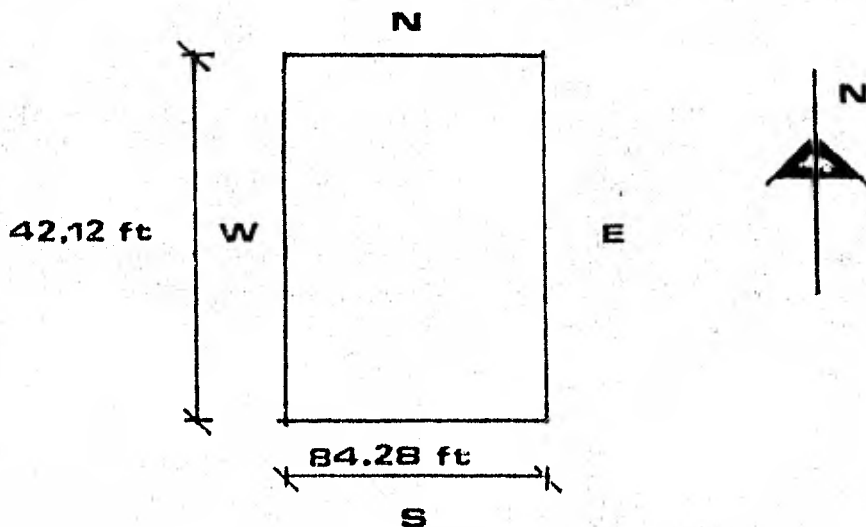


Figura 5.5.- Orientación del cuarto de Refrigeración.

Además, para efecto de cálculo y en base a lo que señala la Tabla 5-11, se establece que el tipo de superficie es de cemento oscuro.

Para el cálculo de la ganancia de calor a través de barreras, debe tomarse en cuenta la ganancia de calor a través de todas las paredes, además del piso y techo o cielo.

Las especificaciones y datos se ordenan mediante una serie de tablas, cuyos resultados van encaminados a emplear la ecuación 5.1.

Tabla de temperaturas.

	(Te) Temp. del exterior	(Ti) Temp. del interior	Te - Ti	K	Te - Ti + k = t
Pared N	100 °F	-4 °F	104°F	0	104 °F
Pared S	100 °F	-4 °F	104°F	4	108 °F
Pared E	100 °F	-4 °F	104°F	6	110 °F
Pared W	100 °F	-4 °F	104°F	6	110 °F
Cielo	100 °F	-4 °F	104°F	15	119 °F
Piso	70 °F	-4 °F	74°F	0	74 °F

 Tabla de Areas de las barreras.

Pared N	(84.28 ft) (14.763 ft) = 1244.225 ft ²
Pared S	(84.28 ft) (14.763 ft) = 1244.225 ft ²
Pared E	(42.12 ft) (14.763 ft) = 621.817 ft ²
Pared W	(42.12 ft) (14.763 ft) = 621.817 ft ²
Cielo	(42.12 ft) (84.28 ft) = 3549.873 ft ²
Piso	(42.12 ft) (84.28 ft) = 3549.873 ft ²

Tabla de Factores (U).

 U (BTU / hr ft² °F)

Pared N	0.0317
Pared S	0.0317
Pared E	0.0317
Pared W	0.0317
Cielo	0.032
Piso	0.0313

Aplicando la ecuación 5.1, el calor para cada barrera es:

	<u>Q (BTU / hr)</u>
Pared N	4101.96
Pared S	4259.72
Pared E	2168.27
Pared W	2168.27
Cielo	13517.91
<u>Piso</u>	<u>8222.215</u>

Total = 34438.345

La suma de todos los calores anteriores da cómo resultado la ganancia de calor debido a las barreras y por efectos solares, cuyo valor es:

$$Q_1 = 34438.345 \text{ BTU / hr.}$$

c).- Cálculo de la carga debida al producto por refrigerar.

Cuando un producto va a ser congelado y almacenado a una temperatura menor que su temperatura de congelación, la carga o calor del producto se calcula en 3 partes.

1.- El calor cedido por el producto al enfriarse desde la temperatura de entrada, hasta la temperatura de su congelación, y se calcula de la siguiente manera:

$$Q_a = m C_p \Delta T \dots\dots\dots (5.4)$$

Donde:

Q_a = cantidad de calor en BTU / hr

m = masa del producto en lb/hr

C_p = calor específico arriba del punto de congelación en
BTU / lb °F

ΔT = cambio en la temperatura del producto en °F entre la
T de entrada de la mezcla y la de congelación.

2.- El calor cedido por el producto durante su solidificación
o congelación, pudiéndose calcular por la siguiente ecuación:

$$Q \text{ congelación} = m \lambda \dots\dots\dots (5.5)$$

Donde Q congelación = BTU / hr

m = masa del producto en lb / hr

λ = calor latente de fusión del producto en BTU / lb

3.- Calor cedido por el producto para enfriarse desde su -
temperatura de congelación hasta la temperatura final de almacena
je. Se calcula a partir de:

$$Q_b = m C_p \Delta T \dots\dots\dots (5.6)$$

Donde m = masa del producto en lb/hr.

C_p = calor específico abajo del punto de congelación en ---
BTU / lb °F

ΔT = cambio de temperatura entre la de congelación y la de
almacenaje.

Antes de proceder a calcular cada uno de los calores, es importante conocer el valor de m empleado en las anteriores ecuaciones, de ahí que procedemos a calcular la masa del producto.

Cálculo de la masa de jugo de naranja.

$$m = \rho v \text{ donde } \rho = 65.1 \text{ lb/ft}^3 \text{(Tabla 5-III.)}$$

$$\text{Volumen (V)} = \frac{(150\,000 \text{ ton/año}) (80 \text{ lt/ton})}{9 \text{ meses/año de trabajo}}$$

$$V = 1333\,333.3 \text{ lt / mes}$$

$$m = \rho v = (65.1 \text{ lb / ft}^3) (1 \text{ ft} / 0.305 \text{ m}^3) (1 \text{ m}^3/1000 \text{ lt}) \\ (1333\,333.3 \text{ lt / mes})$$

$$m = 3059286.8 \text{ lb / mes}$$

Cómo se trabaja con 2 cámaras, por lo tanto:

$$m = \frac{3059286.8 \text{ lb/mes}}{2 \text{ cámaras}} = 1529643.4 \text{ lb/ mes para cada cámara}$$

$$m = (1529643.4 \text{ lb/mes}) (1 \text{ mes} / 20 \text{ días}) (1 \text{ día} / 21 \text{ hrs})$$

$$m = 3642.008 \text{ lb/hr}$$

Para completar los datos necesarios, se necesita establecer los diferentes valores de C_p y temperaturas.

Estos datos son para jugo de naranja concentrado a 65° Brix

Temperaturas:

Temperatura de entrada de la mezcla: $-5\text{ }^{\circ}\text{C} = 23\text{ }^{\circ}\text{F}$.

Temperatura de congelación: $-14.35\text{ }^{\circ}\text{C} = 6.17\text{ }^{\circ}\text{F}$.

Temperatura de diseño: $-20\text{ }^{\circ}\text{C} = -4\text{ }^{\circ}\text{F}$.

Calores específicos. (C_p).

C_p arriba del punto de congelación: $0.48\text{ BTU/lb }^{\circ}\text{F}$

Calor latente: 51 BTU/lb

C_p abajo del punto de congelación: $0.285\text{ BTU/lb }^{\circ}\text{F}$

Aplicando la ecuación 5.4, se tiene:

$$Q_a = (3642\text{ lb/hr}) (0.48\text{ BTU/lb }^{\circ}\text{F}) (23 - 6.17\text{ }^{\circ}\text{F})$$

$$Q_a = 29\,421.533\text{ BTU/hr.}$$

Aplicando la ecuación 5.5, se tiene:

$$Q\text{ congelación} = (3642\text{ lb/hr}) (51\text{ BTU/lb})$$

$$Q\text{ congelación} = 185\,742\text{ BTU/hr}$$

Aplicando la ecuación 5.6, se tiene:

$$Q_b = (3642\text{ lb/hr}) (0.285\text{ BTU/lb }^{\circ}\text{F}) (6.17 - (-4)\text{ }^{\circ}\text{F})$$

$$Q_b = 10\,556.155\text{ BTU/hr}$$

Por lo tanto, el calor cedido por el producto (Q_2) es:

$$Q_2 = Q_a + Q \text{ congelación} + Q_b \dots\dots\dots (5.7)$$

$$Q_2 = 22\,5719.69 \text{ BTU/hr}$$

c) .- Calor ganado, debido a materiales de envolturas y/o envases.

Cuando un producto es enfriado en recipientes, debe considerarse cómo parte de la carga del producto, el calor cedido por los recipientes y materiales de empaque por su enfriamiento desde la temperatura que estos tienen a la entrada hasta la temperatura que se tiene en el espacio refrigerado.

Este calor se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q_3 = m C_p \Delta T \dots\dots\dots (5.8)$$

Cómo el material que empleamos cómo empaque o envase de - nuestro producto son bidones de acero inoxidable se tiene los siguientes datos:

Peso de un bidón con tapas = 15 kg (1 lb/0.454 kg)

Peso = 33.03 lb/bidón

C_p acero = 0.12 BTU/lb °F, (Tabla 5-IV)

Temperatura de entrada del envase = 100 °F

Temperatura de diseño o almacenamiento = -4 °F

Aplicando la fórmula 5.8, queda:

$$Q_3 = 33.03 \text{ lb/bidón (0.12 BTU/lb } ^\circ\text{F) (100-(-4) } ^\circ\text{F)}$$

$$Q_3 = 412.21 \text{ BTU/bidón}$$

Si el número de bidones por cámara es:

$$\# \text{ de bidones por cámara} = \frac{6400 \text{ bidones / mes}}{2 \text{ cámaras}}$$

= 3200 bidones / mes-cámara, por lo que al recalcular Q_3 , se obtiene:

$$Q_3 = 412.21 \text{ BTU/bidón (3200 bidones/mes) (1mes/20 días)} \\ (\text{1 día/21 hrs})$$

$$Q_3 = 3140.64 \text{ BTU/hr.}$$

e).- Calor ganado debido a equipo misceláneo.

Se le denomina calor ganado debido a equipo misceláneo, al calor cedido por equipo como motores eléctricos que funcionan dentro del espacio, que en nuestro caso no se presenta pero se hace necesario aclarar; por alumbrado; y por las personas que están -- trabajando en el interior del enfriador, pero que sóloamente es recomendable tomarlo en cuenta cuando haya gran movimiento en carga y descarga en el refrigerador, lo que no entra en nuestras especi-ficaciones, por último se considera el calor cedido, por el enta-
rimado.

La suma de todos estos calores nos dará el calor ganado --

debido a equipo misceláneo, por lo que a continuación especificamos cada uno de los calores.

1.- Calor debido a iluminación (luz eléctrica).

$$Q_a = 3413 \text{ BTU/hr} \dots\dots\dots(\text{Tabla 5-IV})$$

2.- Calor debido a tarimas.

El calor se calcula a partir de la fórmula:

$$Q_b = mC_p \Delta t \dots\dots (5.9)$$

El material con que están construidas las tarimas es madera de pino y, los datos requeridos son:

$$C_p = 0.67 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \dots\dots (\text{Tabla 5-IV})$$

Peso de cada tarima = 30 kg.

Peso total de las tarimas que se emplean en un cuarto de refrigeración:

$$\text{N}^\circ \text{ de tarimas por cámara} = \frac{1600 \text{ tarimas}}{2 \text{ cámaras}} = \frac{800 \text{ tarimas}}{\text{cámara}}$$

$$m = 800 \text{ tarimas/mes} (30 \text{ kg/tarima}) = \frac{24000 \text{ kg}}{\text{mes}} = \frac{52800 \text{ lb}}{\text{mes}}$$

Temperatura a la que entran a la cámara las tarimas = 100 °F.

Temperatura con que permanecen en el cuarto = -4 °F

Aplicando la fórmula 5.9

$$Q_b = 52800 \text{ lb/mes} (0.67 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}) (100 - (-4) ^\circ\text{F})$$

$$Q_b = 3679104 \text{ BTU/mes (1 mes/20 días) (1 día/21 hrs)}$$

$$Q_b = 8759.77 \text{ BTU/Hr.}$$

El calor total (Q_4) resulta por lo tanto de la siguiente ecuación:

$$Q_4 = Q_a + Q_b \dots\dots\dots (5.10)$$

$$Q_4 = 3412 \text{ BTU/Hr} + 8759.77 \text{ BTU/Hr.}$$

$$Q_4 = 12172.77 \text{ BTU/Hr}$$

f) .- Calor ganado debido a la infiltración y ventilación de aire.

La ganancia de calor en el espacio refrigerado como resultado de los cambios de aire, es difícil calcularla con exactitud, excepto en algunos casos en que se conoce la cantidad de aire introducido al espacio para fines de ventilación.

Cuando se conoce la masa de aire exterior que entra al espacio en un período de 24 hrs., el calor ganado dentro del espacio como resultado de los cambios de aire depende de la diferencia de entalpías del aire a las condiciones interiores y exteriores, tal como se expresa en la ecuación.

$$Q_5 = m \Delta H \dots\dots (5.11)$$

Las cantidades de aire por lo general se dan en ft^3 en lugar de libras para facilidad de cálculo.

Los cambios de aire que se tienen en el espacio, son principalmente por infiltración a través de puertas.

La cantidad de aire exterior que entra al espacio en un promedio de 24 hrs. debido a puertas que son abiertas, depende del número, tamaño y localización de la puerta o puertas y sobre todo de la frecuencia y el tiempo que las puertas quedan abiertas.

Debido a que el efecto combinado de todos estos factores varía con cada instalaciones particulares y a que es difícil predecir con exactitud razonable, es práctica general estimar la cantidad de aire en base al volumen interior de la cámara de congelación.

Al tratarse de refrigerar ciertos productos, en muchas ocasiones se requiere una ventilación especial para preservar el producto a refrigerar.

En nuestro caso, cómo se señaló en el Capítulo II, la pérdida de peso se mantiene pequeña debido a que nuestro producto se encuentra contenido en envases o bidones, por lo que no se hace necesario considerar la ventilación especial.

Por lo anteriormente descrito, procederemos a calcular primero el volumen del cuarto.

$$\text{Volumen del cuarto} = 1^3 = 84.28 \text{ ft} (42.12 \text{ ft}) (14.763 \text{ ft})$$

$$V = 52\,406.784 \text{ ft}^3$$

Con éste volumen y empleando la Tabla 5-VI determinamos los cambios de aire que son iguales a 1.6/24 hrs.

El volumen total del aire es por tanto:

$$V_t = 52\,406.784 \text{ ft}^3 \text{ (1.6/día)}$$

$$V_t = 83\,850.854 \text{ ft}^3 / \text{ día}$$

El cálculo del calor ganado debido a la infiltración de - aire se efectúa utilizando la ecuación 5.11, y para emplearla an tes es necesario conocer la masa de aire infiltrado y el cálculo de las entalpías exterior e interior.

1.- Cálculo de la masa de aire infiltrado:

$$M = \frac{V_T}{v}$$

donde:

M: Masa de aire

v : Volumen específico a la temperatura de almacenamiento.

V_T : Volumen total

Datos:

$$V_T = 83\,850.854 \text{ ft}^3 / \text{ día}$$

$$v = 11.49 \text{ ft}^3 / \text{ lb de aire seco} \dots\dots\dots \text{ (Tabla 5.VII)}$$

$$M = \frac{83\,850.854 \text{ ft}^3 / \text{ día}}{11.49 \text{ ft}^3 / \text{ lb de aire seco}} \text{ (1 día/24 hrs)}$$

$$M = \frac{304.04 \text{ lb de aire seco}}{\text{Hrs}}$$

2.- Cálculo de las entalpías exterior e interior.

Las entalpías exterior e interior (h_e y h_i) se pueden expresar genéricamente por la siguiente ecuación:

$$h_e, h_i = C_p t + W_d h_{fg} \phi \dots\dots\dots (5.12)$$

Donde:

C_p = calor específico del aire = 0.24 BTU / lb °F

t = temperatura del medio

W_d = humedad específica

h_{fg} = calor latente de vaporización

ϕ = humedad relativa

Los datos que a continuación se presentan fueron obtenidos de las tablas 5-VII y 5-VIII para $t = -4$ °F y $t = 100$ °F respectivamente:

t (°F)	W_d (lb/lb de aire seco)	h_{fg} (BTU/lb)	ϕ (%)	C_p
h_e 100	0.04293	1104.2	62	0.24
h_i -4	0.0006357	1057.4	100	0.24

Sustituyendo valores en la ecuación 5.12:

$$h_e = 0.24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} (100.32) ^\circ\text{F} + 0.04293 \text{ lb/lb aire seco}$$

$$(1104.2 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}) (0.62)$$

$$h_e = 45.71 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$h_i = 0.24 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} (-4-32) ^\circ\text{F} + 0.000635 \text{ lb/lb aire seco}$$

$$(1057.4 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}) (1)$$

$$h_i = -7.96 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Empleando la ecuación 5.11 se obtiene el calor ganado debido a la infiltración de aire (Q_5):

$$Q_5 = 304.04 \text{ lb/hr} (45.71 - (-7.96)) \text{ BTU/lb}$$

$$Q_5 = 16317.826 \text{ BTU/hr}$$

g).- Ganancia de calor debida a la descongelación del evaporador.

La temperatura del evaporador, es a veces más baja que la del punto de congelación de la humedad del aire, formándose en los serpentines capas de hielo que provocan que baje la transmisión de calor y por tanto, la eficiencia, por lo que es necesario eliminar las capas de hielo.

h).- Ganancia de calor debida a la respiración de algunos productos.

Los vegetales y frutas se encuentran aún vivas después de haber sido cortadas, por lo que durante su almacenamiento continúan sufriendo cambios metabólicos.

Este cambio se debe a la respiración al estar en contacto con el oxígeno del aire las epidermis de los alimentos.

En nuestro caso no se presenta éste problema debido a que se ha concentrado como jugo, la naranja, y se encuentra contenido en bidones, que impiden que haya contacto con el aire, por lo que sólo se hace mención del caso y no afecta la carga total de refrigeración de la cámara.

Por último solo falta sumar las cargas parciales para obtener la carga total de refrigeración a partir de la fórmula:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \dots\dots\dots (5.13)$$

$$Q_1 = 34438.345 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_2 = 225719.69 \quad "$$

$$Q_3 = 3140.64 \quad "$$

$$Q_4 = 12172.77 \quad "$$

$$Q_5 = 16317.826 \quad "$$

$$Q_T = 291789.26 \quad "$$

Uso del factor de seguridad:

La carga de enfriamiento total para un periodo de 24 horas es la suma de las ganancias del calor, tal como fueron calculadas en las secciones anteriores, es práctica común agregar de 5 a 10% a este valor como factor de seguridad y depende de la confiabilidad de la información usada en los cálculos de la carga de enfriamiento, como regla general se usa 10% por lo tanto:

$$Q_T = 291789.26 \text{ BTU/hr} + 0.1 Q_T$$

$$Q_T = 320968.18 \text{ BTU/hr}$$

III.- CICLO DE REFRIGERACION.

Esta última parte del presente capítulo, tiene como objetivo el establecer las bases y especificaciones necesarias para diseñar y seleccionar las condiciones con que trabaja un sistema de refrigeración.

En este caso, se calcula una instalación que emplea amoniaco, dada una potencia o carga total frigorífica.

Un sistema es diseñado por lo tanto en base a dos - aspectos primordiales.

1.- Establecer la carga total de refrigeración y--- después, especificar una temperatura más baja de la necesaria para completar los requerimientos de la refrigeración, para - lo cual se permite un mínimo de 5°F de diferencia entre la temperatura de proceso más baja requerida, es decir, para este - caso será la de almacenamiento y la temperatura de evaporación del refrigerante.

A mayor Δt , menor puede ser el área de evaporador.

A menor temperatura de evaporación para cualquier - refrigerante dado, mayor será la potencia requerida por el -- compresor, y por último, los puntos sugeridos deben ser resueltos por estudios de costos comparativos y criterios.

2.- Establecer un balance de calor para el refrigerante, a través de todo el sistema, usando las tablas de propiedades termodinámicas para el refrigerante utilizado.

Cálculo de una instalación que emplea amoniaco, dada una potencia frigorífica.

Datos básicos: Se establece una T y P de evaporación y una T y P de condensación. Partiendo de:

Temperatura de almacenamiento de $\text{NH}_3 = -4^\circ\text{F}$

y, haciendo referencia al punto (1) anteriormente expuesto, se tiene que:

Temperatura de evaporación de $\text{NH}_3 = -9^\circ\text{F}$

con ésta temperatura se obtiene:

Presión de saturación = $24.35 \text{ lb/in}^2 \dots$ (Tabla 5-IX)

Se utilizará como sistema de condensación del refrigerante, una mezcla de aire y agua, donde el aire tiene mayor proporción por lo que tomaremos como temperatura de condensación, la temperatura crítica del aire.

$$T_c = 86.6 \text{ }^\circ\text{F}$$

y, por lo tanto fijamos:

Presión de saturación = $170.8 \text{ lb/in}^2 \dots$ (Tabla 5-X).

Posteriormente se calcula la relación de compresión y, se establecen las etapas de compresión.

$$\text{Relación de compresión (R)} = \frac{\text{P de condensación}}{\text{P de evaporación.}}$$

$$R = \frac{170.8 \text{ lb/in}^2}{24.35 \text{ lb/in}^2} = 7.01$$

En general la relación de compresión por encima de 5 se hace en varias etapas, pues al crecer la compresión, el caudal disminuye y la temperatura final de la compresión es demasiado elevada, lo que hace peligrar las condiciones de lubricación y sus propiedades del aceite en el compresor. Debido a -- que el valor de R para el sistema es mayor de 5, se deduce que debe emplearse un sistema con dos etapas de compresión.

Finalmente, se especifica la presión intermedia, que se presenta al descargar el primer compresor y succionar el se gundo compresor.

La presión intermedia para un rendimiento óptimo pue de calcularse a partir de la siguiente fórmula:

$$\text{Presión intermedia } (P_m) = \sqrt{P_0 P_1} + 0.35 \dots (5.14)$$

donde

P_0 : presión de evaporación.

P_1 : presión de condensación.

Sustituyendo valores en la ecuación (5.14) resulta

$$P_m = \sqrt{170.8 \text{ lb/in}^2 (24.25) \text{ lb/in}^2} + 0.35$$

$$P_m = 64.84 \text{ lb/in}^2$$

Justificando que la relación de compresión de cada-- etapa debe ser menor de 5, se tiene:

$$\text{Relación de compresión } (R_1) = \frac{P_m}{P_0} = \frac{64.84 \text{ lb/in}^2}{24.25 \text{ lb/in}^2}$$

Primera etapa

$$R_1 = 2.6628$$

$$\text{Relación de compresión } (R_2) = \frac{P_1}{P_m} = \frac{170.8 \text{ lb/in}^2}{64.84 \text{ lb/in}^2}$$

Segunda etapa

$$R_2 = 2.6341$$

En base a lo anterior podemos establecer un diagrama rústico del sistema llamado Ciclo de Refrigeración, mostrado en la figura (5.6).

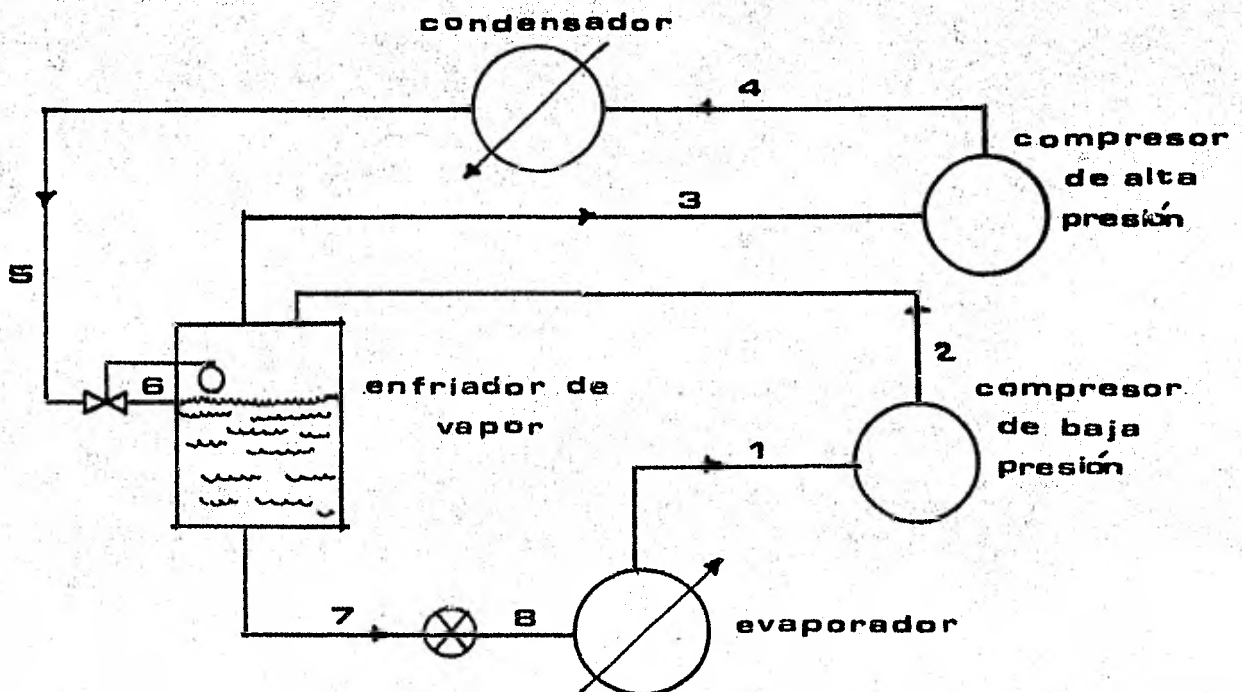


Figura 5.6.- Ciclo de Refrigeración.

Punto (2) ... (Tabla 5-IX)

$$P_2 = 64.84 \text{ lb/in}^2$$

$$S_2 = S_1 = 1.3537 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 105.62 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_2 = 664.5 \text{ BTU/lb (vapor sobrecalentado)}$$

Punto (3) ... (Tabla 5-IX).

$$P_3 = 64.84 \text{ lb/in}^2$$

$$T_3 = 34^\circ\text{F}$$

$$h_{v3} = 621.5 \text{ BTU/lb}$$

$$S_3 = 1.2721 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

Punto (4) ... (Tabla 5-XIII)

$$P_4 = 170.8 \text{ lb/in}^2$$

$$S_4 = S_3 = 1.2721 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$$

$$T_4 = 155^\circ\text{F}$$

$$h_4 = 679.1 \text{ BTU/lb (vapor sobrecalentado)}$$

Punto (5) ... (Tabla 5-XI).

$$P_5 = 170.8 \text{ lb/in}^2$$

$$h_{15} = 139.3 \text{ BTU/lb}$$

$$T_5 = 86.6^\circ\text{F}$$

Punto (6).....(Tabla 5-IX)

$$P_6 = 64.84 \text{ lb/in}^2$$

$$T_6 = 34 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_6 = h_5 = 139.3 \text{ BTU/lb}$$

Punto (7).....(Tabla 5-IX)

$$P_7 = 64.84 \text{ lb/in}^2$$

$$T_7 = 34 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_7 = 80.1 \text{ BTU/lb}$$

Punto (8)

$$P_8 = 34.35 \text{ lb/in}^2$$

$$T_8 = -9 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$h_8 = h_7 = 80.1 \text{ BTU/lb}$$

Cálculo de las calidades (X) en los puntos (8) y (6)

PUNTO (8)

$$x_8 = \frac{h_{f7} - h_{f8}}{\lambda_8} \quad \text{donde:}$$

$$h_{7f} = 80.1 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{8f} = 32.1 \text{ BTU/lb}$$

$$\lambda_8 = 505.6 \text{ BTU/lb}$$

$$x_8 = \frac{80.1 - 32.1}{505.6}$$

$$x_8 = 0.09$$

PUNTO (6)

$$x_6 = \frac{h_{f5} - h_{f6}}{\lambda_6}$$

$$h_{f5} = 139.3 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{f6} = 80.1 \text{ BTU/lb}$$

$$\lambda_6 = 541.4 \text{ BTU/lb}$$

$$x_6 = \frac{139.3 - 80.1}{541.4}$$

$$x_6 = 0.109$$

Por último, sólo resta calcular la potencia en el -
compresor de baja expresada por la fórmula:

$$\text{Potencia del compresor de baja} = m_2(h_2 - h_1) \dots (5.15)$$

y, la Potencia en el compresor de alta se expresa de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \text{Potencia en el compresor de alta} &= \\ &= m_3(h_4 - h_3) \dots (5.16) \end{aligned}$$

donde m_n es la masa de amoníaco que se calcula como:

a).- Calor en el evaporador

$$Q = m(h_1 - h_g) \dots (5.17)$$

y, por lo tanto

$$m = \frac{Q}{\Delta H} = \frac{320332.85 \text{ BTU/hr}}{(608.8-80.1)\text{BTU/lb}}$$

$$m = 605.897 \text{ lb/hr} = 10.09 \text{ lb/min.}$$

$$m_1 = m_2 = m_7 = m_8 = 10.09 \text{ lb/min}$$

b).- Balances térmico y de masas en el condensador

$$m_2 h_2 + m_6 h_6 = m_3 h_3 + m_7 h_7 \dots (5.18).$$

$$m_6 = m_3 \quad \text{y} \quad m_2 = m_7$$

Sustituyendo valores en (5.18).

$$10.09(664.5) + m_3(139.3) = m_3(621.5) + 10.09(80.1).$$

$$m_3 = 12.22 \text{ lb/min}$$

de 5.15

$$\begin{aligned} \text{Potencia del compresor de baja} &= \frac{10.09(664.5-608.8)}{42.42} \\ &= \frac{562.013 \text{ BTU/min}}{42.42 \text{ BTU/(HP)min}} \end{aligned}$$

$$\text{Potencia del compresor de baja} = 13.24 \text{ HP}$$

$$\text{Potencia del compresor de alta} = \frac{12.22(679.1-621.5)}{42.42}$$

$$= 16.59 \text{ HP}$$

Las potencias reales se dan en base a una eficiencia $\eta = 0.6$ obtenida a partir de curvas características de compresores comerciales.

$$\text{Potencia del compresor de baja} = \frac{13.24 \text{ HP}}{0.6} = 22.06 \text{ HP}$$

$$\text{Potencia del compresor de alta} = \frac{16.59 \text{ HP}}{0.6} = 27.65 \text{ HP}$$

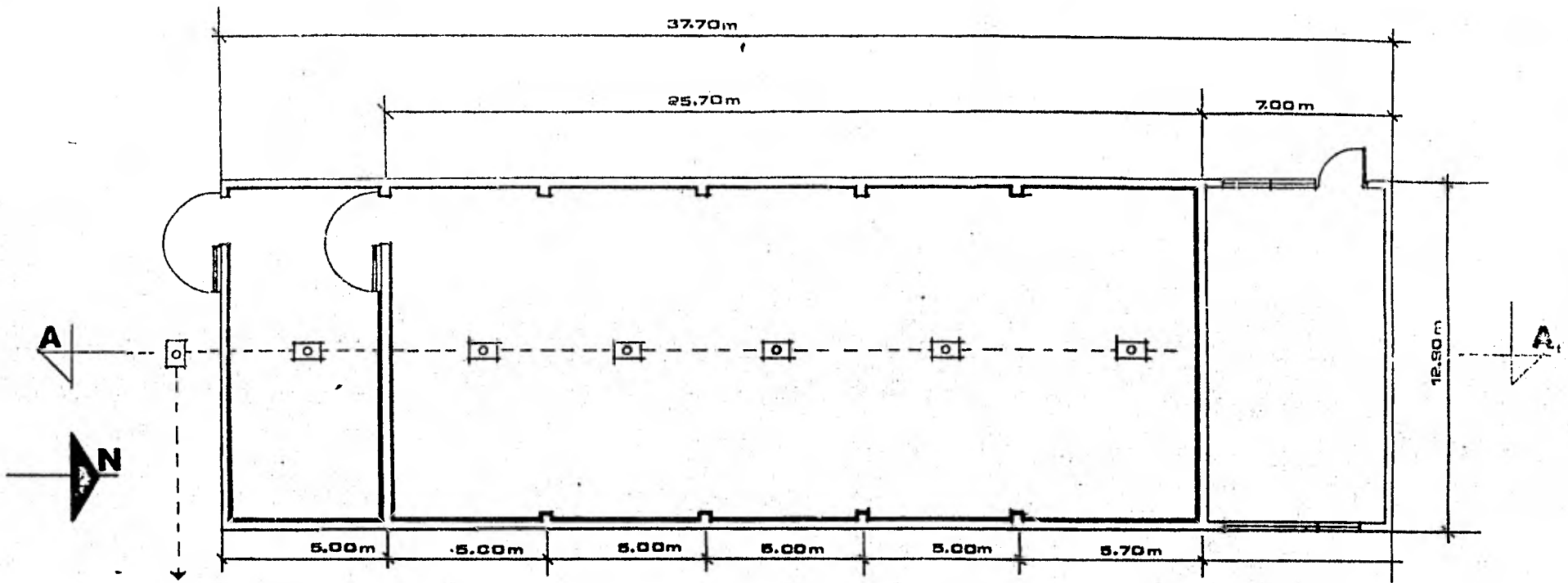
Para terminar con éste capítulo haremos mención de la necesidad de construir una antecámara y un cuarto de máquinas.

La antecámara tendrá las mismas características de la cámara de refrigeración en pisos, pero en muros y techo, el espesor del poliuretano será de 5 in.

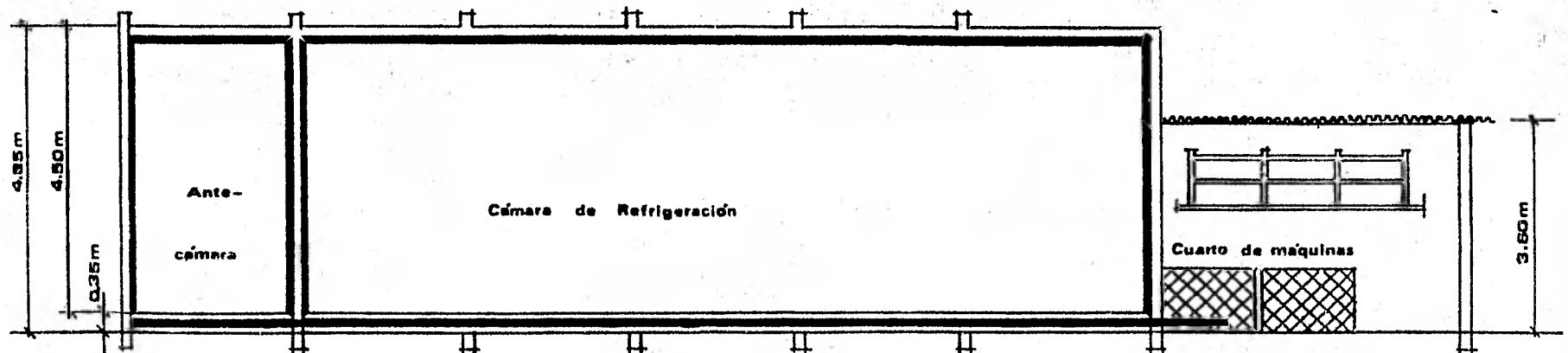
La antecámara tiene como finalidad el de moderar las condiciones de temperatura del aire, que entra en la cámara de refrigeración.

El cuarto de máquinas, por otra parte, estará ocupado por el equipo que en el siguiente capítulo será descrito.

En base a lo descrito en éste capítulo presentamos a continuación, un plano de distribución, con las diversas instalaciones que se han señalado; antecámara, cámara de refrigeración y cuarto de máquinas.



A colector general



Corte Longitudinal A-A.

Plano de distribución

Cámara de Refrigeración

CAPITULO VI
SELECCION DE EQUIPO

Este capítulo tiene como objetivo seleccionar equipo, en función de los equipos standar con los que la industria de refrigeración cuenta.

Para lo cual, se basa esta selección en los requerimientos de catálogos de diversos fabricantes.

El equipo a seleccionar es:

- a) .- Un evaporador, ó cómo en refrigeración se conoce, un enfriador frigorífico.
- b) .- 2 compresores.
- c) .- Un condensador evaporativo.
- d) .- Una válvula de expansión.
- e) .- Difusores y ventiladores.

a) .- Selección del evaporador.

Tiene cómo función absorber el calor del medio, a medida que el fluido frigorígeno líquido se convierte en vapor, con --- ello se logra el objetivo del sistema, la producción de frío -- por lo que a este intercambiador de calor se le conoce cómo en-- friador frigorífico.

Cualquiera que sea el tipo de enfriador elegido, para con seguir un eficiente rendimiento se deben cumplir ciertas condi-- ciones cómo:

1.- Presentar el mayor contacto posible con el fluido fri-- gorígeno, es decir barrer toda la superficie transmisora de ca--

lor con el frigorígeno evaporado.

2.- Resistencia térmica mínima del material empleado.

3.- Velocidad elevada del fluido frigorígeno. La circulación rápida facilita la transmisión, en corto tiempo, de gran cantidad de calor al enfriador.

4.- Construcción sencilla y económica.

5.- De fácil acceso.

Clasificación: Por el principio de evaporación en que se basa distinguiremos enfriadores secos e inundados, y por el fin a que son destinados, en enfriadores de aire y de líquido. Esta clasificación se muestra en el cuadro 6-I y 6-II.

Para nuestro caso seleccionamos un evaporador o enfriador de aire, definiéndose como enfriador de circulación forzada, al provocar la circulación de aire por medios mecánicos, consiguiéndose con ello un reparto de temperatura uniforme. Al trabajar nuestro sistema con una carga de refrigeración igual a:

$$Q_T = 320\ 332.85 \text{ BTU/hr.}$$

En vista de lo anterior y utilizando la TABLA 6-I (a) se escoge el modelo 506 B120 HX cuya carga nominal en BTU/hr es igual a 120,000 BTU/hr, por lo tanto se requiere el siguiente número de evaporadores.

$$\# = \frac{320\ 332.85 \text{ BTU/hr}}{120\ 000 \text{ BTU/hr}} = 2.66$$

Por lo que requerimos 3 evaporadores del modelo 506 -- B120 HX cuyas dimensiones y peso se especifican en la TABLA 6-I

(a).

b).- Selección del compresor.

Función.- El compresor tiene dos funciones en el ciclo de refrigeración por compresión.

Por una parte, crea y mantiene la baja presión del evaporador lo que permite la ebullición, a baja temperatura, del fluido frigorígeno.

La segunda función es crear y mantener la alta presión del condensador lo que permite la licuefacción del fluido frigorígeno para ser nuevamente utilizado.

Clasificación: La clasificación de los compresores se hace desde 3 puntos de vista:

- a) De acuerdo al desplazamiento.
- b) Al acoplamiento con el motor.
- c) Al funcionamiento.

Ver cuadro 6-III.

Para poder utilizar las TABLAS 6-I (b) y 6-I (c), se calcula las toneladas de refrigeración del sistema de NH_3 .

$$\text{Toneladas de Refrigeración (T.R.)} = \frac{Q_T}{120\,000, \text{ BTU/hr}}$$

$$T.R. = \frac{320\,332.85 \text{ BTU/hr}}{12\,000 \text{ BTU/hr}} = 26.69$$

Si la temp. de condensación = 35°C y la temp. de succión o de evaporación = 10°C (se aproximan para seleccionar los 2 compresores).

Las T.R mas cercanas a 26.69 es 30.6, los 2 modelos seleccionados son N 6 A cuyas dimensiones aparecen en la Tabla 6-I (c).

c) Selección del condensador.

Función: El condensador es, básicamente, un intercambiador de calor en donde el calor absorbido por el refrigerante durante el proceso de evaporación es cedido al medio de condensación.

El vapor, al salir del compresor, está sobrecalentado, a alta presión y a alta temperatura, por tanto conforme el vapor cede su calor de sobrecalentamiento al medio de condensación, su temperatura desciende al punto de saturación y, posteriormente el vapor se condensa, convirtiéndose en líquido.

Clasificación: Los condensadores se van a clasificar de acuerdo al medio que utilizan como fuente de enfriamiento, es decir agua ó aire, como se observa en el CUADRO 6-IV

Para nuestro sistema seleccionamos un condensador evaporativo que es el de más uso en la industria frigorífica, siendo tan compacto que no depende de una torre de enfriamiento de agua

puesto que en enfriamiento se realiza mediante la evaporación del agua, el consumo de agua es sólo una fracción de la -- que se utiliza en otros sistemas de enfriamiento, por consiguiente estos condensadores son muy utilizados en regiones áridas y calientes.

Para seleccionar un condensador evaporativo para el sistema de NH_3 se considera las T.R. = 26.69, y temperatura de condensación = 86.6°F y una T de ev. = 9°F.

Utilizando la TABLA 6-I (d), primero, se selecciona el + factor multiplicador de la carga de refrigeración, y a 10 °F se tiene 0.921, se multiplica por las T.R. y da T.R netas=0.921 -- (26.69) =24.58.

Con esta carga y a 86.2°F de temperatura de condensación se selecciona el model DFC-275A que trabaja con una temperatura de bulbo humedo en 64°F con una carga de refrigeración igual a 25.8 T.R.

En la tabla 6-I (e) y 6-I (f) se especifica las dimensiones del modelo.

d) Selección de la válvula de expansión.

Función: Reducir la presión de la zona de alta, expansionando el refrigerante hasta la presión de evaporación, y regu--lar el flujo de refrigerante que entra al enfriador.

Se clasifica de acuerdo al cuadro 6-V.

En nuestro sistema de NH_3 , emplearemos una válvula de expansión termostática ya que es el dispositivo mas usado para regular el flujo de refrigeración líquido en el evaporador.

Para emplear la TABLA 6-I (g) la temp. de evaporación --
 = -10°C , la diferencia de presión a través de la válvula es --
 = $170.8 - 24.35 = 146.45 \text{ lb/in}^2 \approx 150 \text{ lb/in}^2$ y las T.R. = 26.69.

El modelo que se selecciona por lo tanto es T H L 4200F-
 con 28.7 T.R.

e) Selección de difusores y ventiladores.

Los difusores están diseñados para succionar el aire y--
 proporcionar una distribución del mismo.

Para seleccionar un modelo es importante que una vez ob-
 tenida la carga de refrigeración de un espacio, es necesario --
 separar el calor sensible de la carga total de refrigeración, --
 ya que es la energía térmica que causa o produce un cambio de --
 temperatura del producto, por lo que a continuación se efectúa--
 esta división de calores latente y sensible en nuestro sistema--
 de refrigeración.

	Calor sensible	Calor latente
Por producto	39 977. 69	185 742
Por efecto solar	34 438.345	
Por envase	3 140	
Por tarimas	8 759.77	
Por iluminación	3 413.	
Por filtración	16 317.826	
T O T A L E S	106 046.53 BTU/hr	185 742 BTU/hr

Con el calor sensible $Q_s = 106046.53$ BTU/hr se selecciona el modelo en la TABLA 6-I (h)

$$Q_s = 105 469.13 \text{ BTU/hr (0.252 Kcal/BTU)}$$

$$Q_s = 26 578,221 \text{ Kcal/H}$$

Seleccionando el modelo FM w 1150 con 11500 Kcal/hr, se tiene por lo tanto la necesidad de:

$$\text{No de difusores} = \frac{26 578.221 \text{ Kcal/Hr}}{11 500 \text{ Kcal/Hr}} = 2.31$$

Se determina la necesidad de utilizar 3 difusores modelo-FM w 1150 de la TABLA 6-I (h).

CAPITULO VII

CONCLUSIONES

La amplitud y variedad de los procesos e industrias que reclaman los servicios de los ingenieros químicos se han incrementado.

En la actualidad el tema de la refrigeración dentro del moderno desarrollo de la industria se ha hecho indispensable, los sistemas de refrigeración, ya que de ellos depende la conservación de alimentos, medicinas, así como de procesos biológicos.

Por lo anteriormente expuesto nos propusimos estudiar el tema llevando a cabo la realización de un problema de aplicación como es el diseño de un cuarto refrigerado que tiene como objetivo almacenar jugo de naranja concentrado.

Se ha tratado de simplificar el diseño del cuarto presentando el procedimiento de cálculo y los criterios de diseño para quienes carezcan de los conocimientos adecuados.

En el desarrollo del presente trabajo, tratando de hacerlo más completo, se le adicionaron algunos catálogos para la selección de equipo, señalándose las compañías en donde son fabricados.

En base a lo anteriormente expuesto, esperamos que se logre una mayor familiaridad en el tema de diseño de cámaras de refrigeración.

La salud, bienestar, comodidad y productividad de las naciones están interrelacionadas con el desarrollo de la refrigeración, contribuyendo a elevar el nivel de vida de la gente.

Es por esto, y dado que conforme pasa el tiempo hay una -

mayor población que necesita de alimentos, medicinas y comodidades esenciales para la vida moderna, es necesario que se difunda en nuestro país la construcción de cuartos refrigerados.

Por otra parte, el llegar a realizar éste tipo de empresas sería benéfico para México, ya que se aportarían productos de buena calidad en su contenido para consumo humano; se crean fuentes de trabajo al construir y al mantener en funcionamiento los cuartos de refrigeración, en la construcción e instalación de los equipos que requiera dichos cuartos; y por último se contribuye con el estado al generarse la aportación de impuestos.

No se podrán encontrar en este trabajo cosas que aún no sean conocidas, pero si acaso se puede derivar alguna utilidad o enseñanza de su contenido, será ello nuestra más profunda satisfacción y realización.

CAPITULO VIII

APENDICE

TABLA 5-1

Conductividad térmica de materiales usados en paredes de almacenes fríos

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

De ASHRAE Data Book, Fundamentals Volume, Edición 1972 con permiso de the American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

Tolerancia por radiación solar

(Grados Fahrenheit que deben agregarse a la diferencia normal de temperatura en cálculos de fuga de calor para compensar efecto solar-no usuales para diseños en aire acondicionado.)

TABLA 5-II

Tipo de Superficie	Pared este	Pared sur	Pared oeste	Techo plano
Superficies color oscuro tales como: Loras de techos. Techos impermeabilizados. Pinturas negras	8	5	8	20
Superficies color medio tales como: madera sin pintar. Ladrillo. Teja roja. Cemento oscuro. Pintura roja, gris o verde	6	4	6	15
Superficies color ligero tales como: Piedra blanca. Cemento color ligero. Pintura blanca.	4	2	4	9

De ARSE Data Book, Design Volume, Edición 1957-1958, con permiso de the American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

TABLA 5-III

Thermal Properties of Fresh Fruits, Vegetables, and Juices

Product	Water Content (% by Weight)	Solids-not-Juice Content (% by Weight)	Thermal Conductivity at 60°F. B.t.u./hr. Ft. °F.	Apparent Density lb./Ft. ³	Mean Specific Heat 32° to 90°F. B.t.u./lb. °F.	Thermal Diffusivity Ft. ² /hr.	References	Foot- notes
Apple	—	—	0.24	54.8	0.9	0.0049	Gane (1936)	
Apple juice	87.2	0	0.32	65.6	0.92	0.0053	Riedel (1951)	
Apple juice concentrate	49.8	0	0.25	76.6	0.72	0.0045	Riedel (1951)	
Apple sauce	82.8	2.4	—	—	0.89	—	Riedel (1951)	
Asparagus (peeled)	92.6	1.4	—	—	0.95	—	Riedel (1951)	
Beet, sugar	—	—	—	—	—	0.0049	Slavicek <i>et al.</i> (1962)	
Bilberries	85.1	4.4	—	—	0.90	—	Riedel (1951)	
Bilberry juice	89.5	0	0.32	65.0	0.93	0.0053	Riedel (1951)	
Carrots	87.5	2.3	—	—	0.93	—	Riedel (1951)	
Cherry juice	86.7	0	0.32	65.7	0.92	0.0053	Riedel (1951)	
Grapefruit	—	—	0.23	55.2	0.9	0.0047	Gane (1936)	
Grape juice	84.7	0	0.31	66.3	0.91	0.0051	Riedel (1951)	
Onion	85.5	1.5	—	—	0.91	—	Riedel (1951)	
Oranges	—	—	0.24	54.8	0.9	0.0049	Slavicek <i>et al.</i> (1962)	
Orange juice	89.0	0	0.32	65.1	0.93	0.0053	Riedel (1951)	
Peaches without stones	85.1	1.2	—	—	0.90	—	Riedel (1951)	
Pears, Bartlett	83.8	2.0	—	—	0.89	—	Riedel (1951)	
Plums without stones	80.3	0.5	—	—	0.87	—	Riedel (1951)	
Raspberries	82.7	5.8	—	—	0.89	—	Riedel (1951)	
Raspberry juice	88.5	0	0.32	65.3	0.93	0.0053	Riedel (1951)	
Spinach	90.2	4.3	—	—	0.93	—	Riedel (1951)	
Strawberries	89.3	2.4	—	—	0.94	—	Riedel (1951)	
Strawberry juice	91.7	0	0.33	64.5	0.95	0.0054	Riedel (1951)	
Sweet cherries without stones	77.0	2.0	0.33	65.2	0.86	—	Riedel (1951)	
Tall peas	75.8	8.2	0.24	—	0.85	—	Riedel (1951)	
Tomato pulp	92.9	0.3	0.33	64	0.96	—	Riedel (1951)	

(*) Remaining solids when juice is removed (fibers, rind, membranes, stems, and seeds).
 (†) Measurement made on a single fruit or vegetable. Gane (1936) assumes a specific heat of 0.9 to permit a calculation of thermal conductivity.
 (‡) Thermal conductivity calculated (assuming a temperature of 60°F.) using Riedel's (1943) equation, $k = 1.07 + 0.6451 - 0.001047T(0.46 + 0.0037 \text{ water})$ which is 10^{-4} B.t.u./hr. ft. °F.
 (§) Density calculated from index of refraction at 60°F. according to Riedel (1949).
 (¶) Thermal diffusivity calculated from the equation, $\alpha = k/\rho c_p$.

TABLA 5-IV

Properties of Solids

Name or Description	Specific Heat		Specific Gravity	Thermal Conductivity ^a		Emissivity ^b	
	Btu per (lb) (F deg)	Temp F		Temp F	k	Temp F	Ratio
Nickel steel	0.109						
Paper	0.324		0.70-1.15		0.075	66	0.024
Paraffin	0.6939	32-68	0.87-0.91	86	0.145		
Platinum (cast)			21.5	64	40.2		
Porcelain	0.22			329	0.945	72	0.024
Pyrites (copper)	0.131	66.2-122					
Pyrites (iron)	0.136	50-208.4					
Paint (lacquers, varnish)							
White lacquer						100-200	0.80-0.95
White enamel						73	0.806
Black lacquer						76	0.875
Black shellac						70	0.821
Aluminum paint						212	0.3-0.5
Plaster (rough lime)					0.25-0.05	50-190	0.91
Sawdust			0.21	68	0.042		
Rock salt	0.219	55.4-113					
Rubber (goods)	0.48		1.0-2.0	100	0.92	76	0.859
Saltpeter			1.07				
Sand	0.191		1.4-1.9	68	0.188		
Silica	0.316						
Steel (cold-drawn)	0.12		7.83	32	28.0	75	0.82
Stone	0.2						
Silver (cast)			10.4-10.6	64	244.0	75	0.82
Snow (fresh fallen)			0.125				
Tin (cast)	0.053		7.2-7.5	64	37.6	76	0.043-0.064
Tungsten	0.034		19.22				
Tar (bituminous)			1.20				
Wood (oak)	0.570		0.65-0.84		0.085-0.125	70	0.895
most woods vary between	0.45-0.65						
Ash			0.55-0.71				
Fir	0.65		0.40	86	0.094		
Elm			0.56				
Hickory			0.74-0.80				
Mahogany			0.56-0.85				
Maple			0.53-0.68	86	0.092		
Pine	0.67		0.43-0.67	86	0.065-0.085		
Spruce			0.45				
Walnut			0.59				
Wool			1.32	86	0.022		
Zinc (cast)			7.1	32	63.0		0.10
Zinc (galvanized)						76	0.22-0.28

^a Note: k = Btu per (hr) (sq ft) (F deg per ft).

^b The emissivity of a surface varies with its temperature, its degree of roughness, and, if a metal, its degree of oxidation. Therefore it must be remembered emissivity for surfaces whose degree of roughness and oxidation is not specified is only an approximate value, and a wide variation is possible.

TABLA 5-V

Cuantía de calor debida al equipo misceláneo

Dispositivo	Calor disipado durante el funcionamiento (Btu/h)	
	Calor sensible	Calor latente
Luz eléctrica y aparatos eléctricos, por kw instalado	3,413
Motores con la carga aplicada en el mismo cuarto, por HP *		
De 1/8 -- 1/2 HP	4 250
De 1/2 -- 3 HP	3,700
De 3 -- 20 HP	2,950
Cafetera eléctrica (3 galones)	2,200	1,500
Cafetera eléctrica (5 galones)	3,400	2,300
Estufa de gas	3,100	1,700
Calentador de agua	3,150	3,850
Horno doméstico de gas	8,100	4,000
Cafetera de gas (3 galones)	2,500	2,500
Cafetera de gas (5 galones)	3,900	3,900
Equipo calentado por vapor, por pie cuadrado **		
Superficies calentadas por vapor:		
Pulida	130
Sin pulir	330
Superficie aislada	80
Secadores de pelo para sala de belleza:		
Tipo soplador	2,300	400
Tipo casco	1,870	330
Restaurantes, por comida servida	30 (Btu)

* Con carga conectada fuera del cuarto, reste 2,544 Btu/h.

** Para equipo cubierto, reduzca los valores un 50 %.

De *Air Conditioning and Refrigeration*, 4ª edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

TABLA 5-VI

Cambios de aire promedio por 24 horas para cuartos de almacenaje abajo de 32°F debido a abertura de puertas e infiltración

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

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

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

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

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

De *ASRE Data Book*, Design Volume, Edición 1949 con permiso de The American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

TABLA 5-VII

Propiedades de la mezcla de aire y vapor de agua a bajas temperaturas

Temp. °F	Presión del vapor saturado × 10 ⁴		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg		Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/plg ³	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de aire seco	de una libra de aire seco + vapor para saturación	Aire seco Datum °F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para saturación
			Libras × 10 ⁻³	Granos	Libras × 10 ⁻³	Granos					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
-25	946.4	464.87	1.8016	0.12611	19.68	1.3776	10.95	10.95	-6.011	1048.0	-5.805
-24	1,003.	492.67	1.9049	0.13334	20.86	1.4602	10.97	10.97	-5.770	1048.4	-5.551
-23	1,064.	522.64	2.0162	0.14113	22.13	1.5491	11.00	11.00	-5.529	1048.9	-5.297
-22	1,126.	553.09	2.1287	0.14901	23.42	1.6394	11.02	11.02	-5.286	1049.3	-5.042
-21	1,192.	585.51	2.2484	0.15739	24.79	1.7353	11.05	11.05	-5.047	1049.8	-4.787
-20	1,262.0	619.89	2.3750	0.16625	26.25	1.8375	11.07	11.07	-4.807	1050.2	-4.531
-19	1,337.	656.73	2.5105	0.17574	27.81	1.9467	11.10	11.10	-4.566	1050.7	-4.274
-18	1,416.	695.54	2.6527	0.18569	29.45	2.0615	11.13	11.13	-4.325	1051.1	-4.015
-17	1,496.	734.84	2.7963	0.19574	31.12	2.1784	11.15	11.15	-4.085	1051.6	-3.758
-16	1,584.	778.06	2.9542	0.20679	32.95	2.3065	11.18	11.18	-3.844	1052.0	-3.497
-15	1,675.0	822.76	3.1168	0.21818	34.84	2.4388	11.20	11.21	-3.604	1052.5	-3.237
-14	1,772.	870.41	3.2899	0.23029	36.86	2.5802	11.23	11.24	-3.363	1052.9	-2.975
-13	1,874.	920.51	3.4714	0.24300	38.98	2.7286	11.25	11.26	-3.123	1053.4	-2.712
-12	1,980.	972.58	3.6596	0.25617	41.19	2.8833	11.28	11.29	-2.883	1053.8	-2.449
-11	2,093.	1,028.1	3.8599	0.27019	43.54	3.0478	11.30	11.31	-2.642	1054.3	-2.183
-10	2,210.0	1,085.6	4.0666	0.28466	45.98	3.2186	11.33	11.34	-2.402	1054.7	-1.917
-9	2,335.	1,147.0	4.2871	0.30009	48.58	3.4006	11.35	11.36	-2.162	1055.2	-1.649
-8	2,463.	1,209.8	4.5129	0.31584	51.25	3.5875	11.38	11.39	-1.921	1055.6	-1.380
-7	2,502.	1,229.0	4.5734	0.32014	52.06	3.6442	11.40	11.41	-1.681	1056.1	-1.131
-6	2,745.	1,348.3	5.0066	0.35046	57.12	3.9934	11.43	11.44	-1.441	1056.5	-0.8375
-5	2,898.0	1,423.5	5.2738	0.36917	60.30	4.2210	11.45	11.46	-1.201	1057.0	-0.5636
-4	3,055.	1,500.6	5.5473	0.38831	63.57	4.4499	11.48	11.49	-0.9604	1057.4	-0.2882
-3	3,222.	1,582.6	5.8370	0.40865	67.05	4.6935	11.50	11.51	-0.7203	1057.9	-0.01098
-2	3,397.	1,668.5	6.1414	0.42990	70.69	4.9483	11.53	11.54	-0.4802	1058.3	+0.2679
-1	3,580.	1,758.5	6.4583	0.45208	74.50	5.2150	11.55	11.57	-0.2401	1058.8	+0.5487
0	3,773.0	1,853.3	6.7914	0.47500	78.52	5.5000	11.58	11.59	0	1059.2	+0.8317

De Heating, Ventilating and Air Conditioning Guide, Cap. 1, 1939; compilación de W. M. Sawdon; presiones de vapor convertidas de International Critical Tables. Reproducido con autorización de la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

TABLA 5-VIII

Temp. °F	Presión del vapor saturado		Peso del vapor saturado				Volumen en pies ³ Barom. 29.92 plg de Hg			Entalpia por libra		
	Pulgadas de Hg	Lb/plg ²	Por pie ³		Por libra de aire seco		de una libra de de aire seco	de una libra de + vapor para sa- turación	Aire seco Datum °F	Vapor Datum 32°F	Aire seco con vapor para sa- turación	
			Libras	Granos	Libras	Granos						
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)	
94	1.6088	0.7902	0.0023992	16.79	0.03535	247.5	13.94	14.73	22.56	1101.5	61.50	
95	1.6591	0.8149	0.0024697	17.28	0.03652	255.6	13.97	14.79	22.80	1102.0	63.05	
96	1.7108	0.8403	0.0025425	17.80	0.03772	264.0	13.99	14.84	23.04	1102.4	64.62	
97	1.7638	0.8663	0.0026164	18.31	0.03896	272.7	14.02	14.90	23.28	1102.9	66.25	
98	1.8181	0.8930	0.0026925	18.85	0.04024	281.7	14.02	14.95	23.52	1103.3	67.92	
99	1.8741	0.9205	0.0027700	19.39	0.04156	290.9	14.07	15.01	23.76	1103.8	69.63	
100	1.9316	0.9487	0.0028506	19.95	0.04293	300.5	14.10	15.07	24.00	1104.2	71.40	
101	1.9904	0.9776	0.0029316	20.52	0.04433	310.3	14.12	15.12	24.24	1104.7	73.21	
102	2.0507	1.0072	0.0030156	21.11	0.04577	320.4	14.15	15.18	24.48	1105.1	75.06	
103	2.1128	1.0377	0.0031017	21.71	0.04726	330.8	14.17	15.25	24.72	1105.6	76.97	
104	2.1763	1.0689	0.0031887	22.32	0.04879	341.5	14.20	15.31	24.96	1106.0	78.92	
105	2.2414	1.1009	0.0032786	22.95	0.05037	352.6	14.22	15.37	25.20	1106.5	80.93	
106	2.3084	1.1338	0.0033715	23.60	0.05200	364.0	14.25	15.44	25.44	1106.9	83.00	
107	2.3770	1.1675	0.0034650	24.26	0.05368	375.8	14.27	15.50	25.68	1107.4	85.13	
108	2.4473	1.2020	0.0035612	24.93	0.05541	387.9	14.30	15.57	25.92	1107.8	87.30	
109	2.5196	1.2375	0.0036503	25.62	0.05719	400.3	14.32	15.64	26.16	1108.3	89.54	
110	2.5939	1.274	0.0037622	26.34	0.05904	413.3	14.35	15.71	26.40	1108.7	91.86	
111	2.6692	1.311	0.0038669	27.07	0.06092	426.4	14.37	15.78	26.64	1109.2	94.21	
112	2.7486	1.350	0.0039729	27.81	0.06292	440.4	14.39	15.85	26.88	1109.6	96.70	
113	2.8280	1.389	0.0040816	28.57	0.06493	454.5	14.42	15.93	27.12	1110.1	99.20	
114	2.9044	1.429	0.0041911	29.34	0.06700	469.0	14.45	16.00	27.36	1110.5	101.76	
115	2.9929	1.470	0.0043047	30.13	0.06913	483.9	14.47	16.08	27.60	1111.0	104.40	
116	3.0784	1.512	0.0044208	30.95	0.07134	499.4	14.50	16.16	27.84	1111.4	107.13	
117	3.1660	1.555	0.0045372	31.76	0.07361	515.3	14.52	16.24	28.08	1111.9	109.92	
118	3.2576	1.600	0.0046620	32.63	0.07600	532.0	14.55	16.32	28.32	1112.3	112.85	
119	3.3492	1.645	0.0047846	33.49	0.07840	548.8	14.57	16.41	28.56	1112.8	115.80	
120	3.4449	1.692	0.0049115	34.38	0.08093	566.5	14.60	16.50	28.80	1113.2	118.89	
121	3.5406	1.739	0.005040	35.28	0.08348	584.4	14.62	16.58	29.04	1113.7	122.01	
122	3.6404	1.788	0.005173	36.21	0.08616	603.1	14.65	16.68	29.28	1114.1	125.27	
123	3.7422	1.838	0.005311	37.18	0.08892	622.4	14.67	16.77	29.52	1114.6	128.63	
124	3.8460	1.889	0.005450	38.15	0.09175	642.3	14.70	16.87	29.76	1115.0	132.06	
125	3.9519	1.941	0.005590	39.13	0.09466	662.6	14.72	16.96	30.00	1115.5	135.59	
126	4.0618	1.995	0.005734	40.14	0.09770	683.9	14.75	17.06	30.24	1115.9	139.26	
127	4.1718	2.049	0.005882	41.17	0.1008	705.6	14.77	17.17	30.48	1116.4	143.01	
128	4.2858	2.105	0.006031	42.22	0.1040	728.0	14.80	17.27	30.72	1116.8	146.87	
129	4.4039	2.163	0.006188	43.32	0.1074	751.8	14.83	17.38	30.96	1117.3	150.96	
130	4.5220	2.221	0.006344	44.41	0.1107	774.9	14.85	17.49	31.20	1117.7	154.93	
131	4.6441	2.281	0.006504	45.53	0.1143	800.1	14.88	17.61	31.45	1118.2	159.26	
132	4.7703	2.343	0.006671	46.70	0.1180	826.0	14.90	17.73	31.69	1118.6	163.68	
133	4.8986	2.406	0.006839	47.87	0.1218	852.6	14.93	17.85	31.93	1119.1	168.24	
134	5.0289	2.470	0.007010	49.07	0.1257	879.9	14.95	17.97	32.17	1119.5	172.89	
135	5.1633	2.536	0.007185	50.30	0.1297	907.9	14.98	18.10	32.41	1120.0	177.67	
136	5.2997	2.603	0.007364	51.55	0.1339	937.3	15.00	18.23	32.65	1120.4	182.67	
137	5.4402	2.672	0.007547	52.83	0.1382	967.4	15.03	18.36	32.89	1120.9	187.80	
138	5.5827	2.742	0.007732	54.12	0.1427	998.9	15.05	18.50	33.13	1121.3	193.14	
139	5.7293	2.814	0.007923	55.46	0.1473	1031.1	15.08	18.65	33.37	1121.8	198.61	

TABLA 5-IX

Propiedades termodinámicas del amoníaco.
Temperaturas (Continuación)

Temp. °F	Presión absoluta lb/plg ²	Volumen del vapor pie ³ /lb	Densidad del vapor lb/plg ³	Entalpia		Calor latente BTU/lb	Entropia		Temp. °F
				Líquido BTU/lb	Vapor BTU/lb		Líquido BTU/lb °F	Vapor BTU/lb °F	
-10	23.74	11.50	0.08605	32.1	608.5	570.4	0.0738	1.3558	-10
-9	24.35	11.23	.08904	33.2	603.8	575.6	.0762	.9537	-9
-8	24.97	10.97	.09117	34.3	609.2	574.0	.0786	.3516	-8
-7	25.61	10.71	.09334	35.4	609.5	574.1	.0809	.3495	-7
-6	26.26	10.47	.09555	36.4	609.8	573.4	.0833	.3474	-6
-5	26.92	10.23	0.09780	37.5	610.1	572.6	0.0857	1.3454	-5
-4	27.59	9.991	.1001	38.6	610.5	571.9	.0880	.3433	-4
-3	28.28	9.703	.1024	39.7	610.8	571.1	.0904	.3413	-3
-2	28.98	9.541	.1048	40.7	611.1	570.4	.0928	.3393	-2
-1	29.69	9.326	.1072	41.8	611.4	569.6	.0951	.3372	-1
0	30.42	9.116	0.1097	42.0	611.8	568.9	0.0975	1.3352	0
1	31.16	8.912	.1122	44.0	612.1	568.1	.0998	.3332	1
2	31.92	8.714	.1148	45.1	612.4	567.3	.1022	.3312	2
3	32.69	8.521	.1174	46.2	612.7	566.5	.1045	.3292	3
4	33.47	8.333	.1200	47.2	613.0	565.8	.1069	.3273	4
5	34.27	8.150	0.1227	48.3	613.3	565.0	0.1092	1.3253	5
6	35.09	7.971	.1254	49.4	613.6	564.2	.1115	.3234	6
7	35.92	7.798	.1282	50.5	613.9	563.4	.1139	.3214	7
8	36.77	7.629	.1311	51.6	614.3	562.7	.1162	.3195	8
9	37.63	7.464	.1340	52.7	614.6	561.9	.1185	.3176	9
10	38.51	7.304	0.1369	53.8	614.9	561.1	0.1208	1.3157	10
11	39.40	7.148	.1399	54.0	615.2	560.3	.1231	.3137	11
12	40.31	6.996	.1429	55.0	615.5	559.5	.1254	.3118	12
13	41.24	6.847	.1460	57.1	615.8	558.7	.1277	.3099	13
14	42.18	6.703	.1492	58.2	616.1	557.9	.1300	.3081	14
15	43.14	6.562	0.1524	59.2	616.3	557.1	0.1323	1.3062	15
16	44.12	6.425	.1558	60.3	616.6	556.3	.1346	.3043	16
17	45.12	6.291	.1590	61.4	616.9	555.6	.1369	.3025	17
18	46.13	6.161	.1623	62.5	617.2	554.7	.1392	.3006	18
19	47.16	6.034	.1657	63.6	617.5	553.9	.1415	.2988	19
20	48.21	5.910	0.1692	64.7	617.8	553.1	0.1437	1.2969	20
21	49.28	5.789	.1728	65.8	618.0	552.2	.1460	.2951	21
22	50.36	5.671	.1763	66.9	618.3	551.4	.1483	.2933	22
23	51.47	5.556	.1800	68.0	618.6	550.6	.1505	.2915	23
24	52.59	5.443	.1837	69.1	618.9	549.8	.1528	.2897	24
25	53.73	5.334	0.1875	70.2	619.1	548.9	0.1551	1.2879	25
26	54.90	5.227	.1913	71.3	619.4	548.1	.1573	.2861	26
27	56.09	5.123	.1952	72.4	619.7	547.3	.1596	.2843	27
28	57.28	5.021	.1992	73.5	619.9	546.4	.1618	.2825	28
29	58.50	4.922	.2032	74.6	620.2	545.6	.1641	.2808	29
30	59.74	4.825	0.2073	75.7	620.5	544.8	0.1663	1.2790	30
31	61.00	4.730	.2114	76.8	620.7	543.9	.1686	.2773	31
32	62.29	4.637	.2156	77.9	621.0	543.1	.1708	.2755	32
33	63.59	4.547	.2199	79.0	621.2	542.2	.1730	.2738	33
34	64.91	4.459	.2243	80.1	621.5	541.4	.1753	.2721	34
35	66.26	4.373	0.2287	81.2	621.7	540.5	0.1775	1.2704	35
36	67.63	4.289	.2332	82.3	622.0	539.7	.1797	.2686	36
37	69.02	4.207	.2377	83.4	622.2	538.8	.1819	.2669	37
38	70.43	4.128	.2423	84.6	622.5	537.9	.1841	.2652	38
39	71.87	4.048	.2470	85.7	622.7	537.0	.1863	.2635	39
40	73.32	3.971	0.2518	86.8	623.0	536.2	0.1885	1.2618	40

TABLA 5-X

Propiedades termodinámicas del amoníaco.
Temperaturas (Concluye)

Temp. °F	Presión absoluta lb/plg ²	Volumen del vapor pie ³ /lb	Densidad del vapor lb/plg ³	Entalpia		Calor latente BTU/lb	Entropia		Temp. °F
				Líquido BTU/lb	Vapor BTU/lb		Líquido BTU/lb °F	Vapor BTU/lb °F	
85	186.4	1.801	0.5552	137.8	631.4	493.6	0.2854	1.1918	85
86	169.2	1.772	.5643	138.9	631.5	492.6	.2875	.1904	86
87	172.0	1.744	.5735	140.1	631.7	491.6	.2895	.1889	87
88	174.8	1.716	.5828	141.2	631.8	490.6	.2917	.1875	88
89	177.7	1.688	.5923	142.4	631.9	489.5	.2937	.1860	89
90	180.6	1.661	0.6019	143.5	632.0	488.5	0.2958	1.1846	90
91	183.6	1.635	.6116	144.7	632.1	487.4	.2979	.1832	91
92	186.6	1.609	.6214	145.8	632.2	486.4	.3000	.1818	92
93	189.6	1.584	.6314	147.0	632.3	485.3	.3021	.1804	93
94	192.7	1.559	.6415	148.2	632.5	484.3	.3041	.1789	94
95	195.8	1.534	0.6517	149.4	632.6	483.2	0.3062	1.1775	95
96	198.9	1.510	.6620	150.5	632.6	482.1	.3083	.1761	96
97	202.1	1.487	.6725	151.7	632.8	481.1	.3104	.1747	97
98	205.3	1.464	.6832	152.9	632.9	480.0	.3125	.1733	98
99	208.6	1.441	.6939	154.0	632.9	478.9	.3145	.1719	99
100	211.9	1.419	0.7048	155.2	633.0	477.8	0.3166	1.1705	100
101	215.2	1.397	.7159	156.4	633.1	476.7	.3187	.1691	101
102	218.6	1.375	.7270	157.6	633.2	475.6	.3207	.1677	102
103	222.0	1.354	.7384	158.7	633.3	474.6	.3228	.1663	103
104	225.4	1.334	.7498	159.9	633.4	473.5	.3248	.1649	104
105	228.9	1.313	0.7615	161.1	633.4	472.3	0.3269	1.1635	105
106	232.5	1.293	.7732	162.3	633.5	471.2	.3289	.1621	106
107	236.0	1.274	.7852	163.5	633.6	470.1	.3310	.1607	107
108	239.7	1.254	.7972	164.6	633.6	469.0	.3330	.1593	108
109	243.3	1.235	.8095	165.8	633.7	467.9	.3351	.1580	109
110	247.0	1.217	0.8219	167.0	633.7	466.7	0.3372	1.1566	110
111	250.8	1.198	.8344	168.2	633.8	465.6	.3392	.1552	111
112	254.5	1.180	.8471	169.4	633.8	464.4	.3413	.1538	112
113	258.4	1.163	.8600	170.6	633.9	463.3	.3433	.1524	113
114	262.2	1.145	.8730	171.8	633.9	462.1	.3453	.1510	114
115	266.2	1.128	0.8862	173.0	633.9	460.9	0.3474	1.1497	115
116	270.1	1.112	.8996	174.2	634.0	459.8	.3495	.1483	116
117	274.1	1.095	.9132	175.4	634.0	458.6	.3515	.1469	117
118	278.2	1.079	.9269	176.6	634.0	457.4	.3535	.1455	118
119	282.3	1.063	.9408	177.8	634.0	456.2	.3556	.1441	119
120	286.4	1.047	0.9549	179.0	634.0	455.0	0.3576	1.1427	120
121	290.6	1.032	.9692	180.2	634.0	453.8	.3597	.1414	121
122	294.8	1.017	.9837	181.4	634.0	452.5	.3618	.1400	122
123	299.1	1.002	.9983	182.6	634.0	451.4	.3638	.1386	123
124	303.4	0.987	1.0132	183.9	634.0	450.1	.3659	.1372	124
125	307.8	0.973	1.028	185.1	634.0	448.9	0.3679	1.1358	125

TABLA 5-XIII

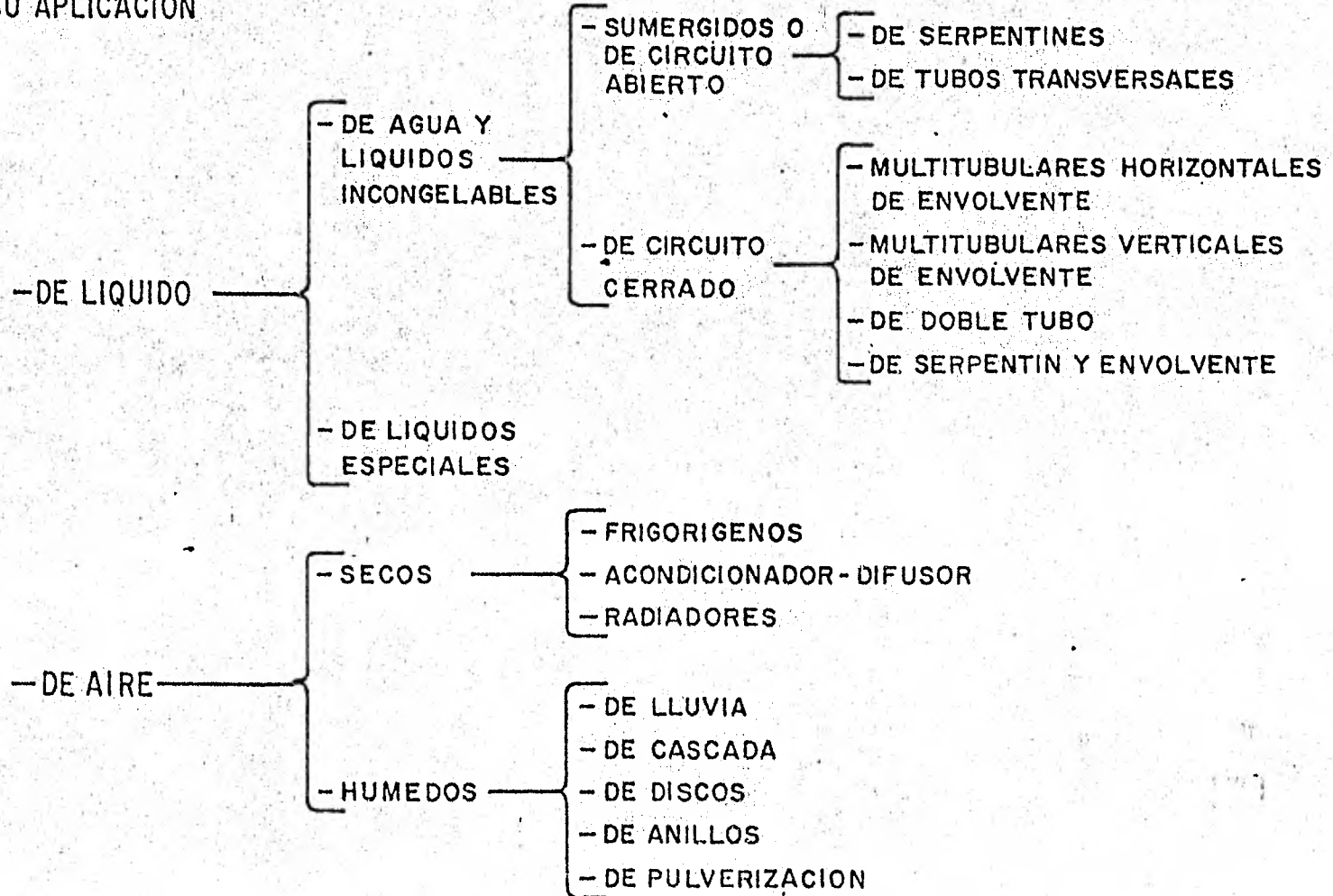
Propiedades termodinámicas del vapor de amoníaco sobrecalentado (*Continuación*).

Temp. °F	Presión absoluta en lb/plg ² (temp. de saturación en curvas)									Temp. °F
	125 51.7°			130 54.3°			135 56.9°			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
<i>Sat.</i>	1.530	613.8	1.2100	1.291	629.8	1.2152	1.209	622.8	1.2100	<i>Sat.</i>
80	2.401	637.2	1.2322	2.355	636.0	1.2260	2.257	634.9	1.2199	80
90	2.528	644.0	.2443	2.421	643.0	.2388	2.321	642.0	.2329	90
100	2.693	650.7	1.2568	2.484	649.7	1.2509	2.382	648.8	1.2452	100
110	2.657	657.1	.2682	2.546	656.3	.2625	2.442	655.4	.2569	110
120	2.719	663.5	.2792	2.605	662.7	.2736	2.501	661.0	.2681	120
130	2.780	669.7	.2899	2.665	668.9	.2843	2.559	668.2	.2790	130
140	2.840	675.8	.3002	2.724	675.1	.2947	2.615	674.4	.2894	140
150	2.900	681.8	1.3102	2.781	681.2	1.3048	2.671	680.5	1.2966	150
160	2.958	687.5	.3199	2.838	687.2	.3146	2.726	686.6	.3094	160
170	3.016	693.7	.3294	2.894	693.2	.3241	2.780	692.6	.3191	170
180	3.074	699.6	.3387	2.949	699.1	.3335	2.834	698.6	.3284	180
190	3.131	705.6	.3478	3.004	705.0	.3428	2.887	704.6	.3376	190
200	3.187	711.3	1.3567	3.059	710.9	1.3516	2.940	710.4	1.3406	200
210	3.243	717.2	.3654	3.113	716.7	.3604	2.992	716.2	.3554	210
220	3.299	723.0	.3740	3.167	722.5	.3690	3.044	722.1	.3641	220
230	3.354	728.8	.3825	3.220	728.3	.3775	3.096	727.9	.3726	230
240	3.409	734.5	.3908	3.273	734.1	.3858	3.147	733.7	.3810	240
250	3.464	740.3	1.3990	3.326	739.9	1.3941	3.198	739.6	1.3893	250
260	3.519	746.1	.4071	3.379	745.7	.4022	3.249	745.4	.3974	260
270	3.573	751.9	.4151	3.431	751.5	.4102	3.300	751.2	.4054	270
280	3.627	757.7	.4230	3.483	757.3	.4181	3.350	757.0	.4133	280
290	3.681	763.5	.4308	3.535	763.1	.4259	3.400	762.8	.4212	290
300	3.735	769.3	1.4385	3.587	769.0	1.4336	3.450	768.6	1.4289	300
320	3.842	780.9	.4536	3.690	780.6	.4487	3.550	780.3	.4441	320
	150 58.3°			160 61.0°			170 63.7°			
<i>Sat.</i>	1.594	632.8	1.2009	1.678	651.1	1.1958	1.764	631.8	1.1900	<i>Sat.</i>
90	2.061	638.8	1.2101	1.914	636.6	1.2055	1.784	634.4	1.1952	90
100	2.118	645.9	1.2289	1.969	643.9	1.2186	1.837	641.9	1.2087	100
110	2.174	652.8	.2410	2.023	651.0	.2311	1.889	649.1	.2215	110
120	2.228	659.4	.2526	2.075	657.8	.2429	1.939	656.1	.2336	120
130	2.281	665.9	.2638	2.125	664.4	.2542	1.988	662.8	.2452	130
140	2.334	672.3	.2745	2.175	670.9	.2652	2.035	669.4	.2563	140
150	2.385	678.6	1.2849	2.224	677.2	1.2757	2.081	675.9	1.2669	150
160	2.435	684.8	.2949	2.272	683.5	.2859	2.127	682.3	.2773	160
170	2.485	690.9	.3047	2.319	689.7	.2958	2.172	688.5	.2873	170
180	2.534	696.9	.3142	2.365	695.8	.3054	2.218	694.7	.2971	180
190	2.583	702.9	.3236	2.411	701.9	.3148	2.260	700.8	.3066	190
200	2.631	708.9	1.3327	2.457	707.9	1.3240	2.303	706.9	1.3159	200
210	2.679	714.8	.3416	2.502	713.9	.3331	2.346	713.0	.3249	210
220	2.726	720.7	.3504	2.547	719.9	.3419	2.389	719.0	.3338	220
230	2.773	726.6	.3590	2.591	725.8	.3506	2.431	724.9	.3426	230
240	2.820	732.5	.3675	2.635	731.7	.3591	2.473	730.9	.3512	240
250	2.866	738.4	1.3758	2.679	737.6	1.3675	2.514	736.8	1.3596	250
260	2.912	744.3	.3840	2.723	743.5	.3757	2.555	742.8	.3679	260
270	2.958	750.1	.3921	2.766	749.4	.3838	2.596	748.7	.3761	270
280	3.004	756.0	.4001	2.809	755.3	.3919	2.637	754.6	.3841	280
290	3.049	761.8	.4079	2.852	761.2	.3998	2.678	760.5	.3921	290
300	3.095	767.7	1.4157	2.895	767.1	1.4076	2.718	766.4	1.3999	300
320	3.185	779.4	.4310	2.960	778.9	.4220	2.798	778.3	.4153	320
340	3.274	791.2	.4459	3.064	790.7	.4370	2.878	790.1	.4303	340

ENFRIADORES FRIGORIFICOS

CLASIFICACION
(CONTINUA)

V- SEGUN SU APLICACION



ENFRIADORES FRIGORIFICOS

CLASIFICACION

I:-SEGUN LA ALIMENTACION DEL ENFRIADOR

- INUNDADOS
- DE EXPANSION SECA O DIRECTA
- DE RECIRCULACION DE LIQUIDO O POR BOMBA

II:-SEGUN LA CONSTRUCCION DE LOS TUBOS

- DE TUBOS LISOS
- DE TUBOS CON ALETAS
- DE PLACAS

III:-SEGUN LA CIRCULACION DEL MEDIO A ENFRIAR

- DE CIRCULACION NATURAL
- DE CIRCULACION FORZADA

IV:-SEGUN LA FORMA DE TRANSMISION DE FRIO

- DE EXPANSION O TRANSMISION DIRECTA
- DE TRANSMISION INDIRECTA

TABLA 6-1 (a)

EVAPORATOR COILS

EVAPORATOR COILS

Model	Nominal Cooling Load*	Dimensions (In.)			Approx. Ship Wt. (Lbs.)
		W	H	D	
506B024HC	24,000	24	25	10	46
506B030HC	30,000	24	25	10	49
506B036HC	36,000	29	25	10	55
506B042HC	42,000	29	25	10	58
506B048HC	48,000	28	27	12	67
50601HC	60,000	36	27	12	72
5090HX	90,000	53	28	10	115
506B120HX	120,000	56	34	10	147
507C024AC	24,000	13	12	19	16
507C030AC	30,000	16	13	19	20
507C036AC	36,000	16	17	19	24
507C042AC	42,000	19	18	19	27
507C048AC	48,000	19	20	19	30
507C060AC	60,000	23	24	19	37
507D018SC	18,000	11	14	24	20
507D024SC	24,000	11	16	24	24
507D030AC	30,000	13	14	24	28
507D036AC	36,000	16	15	24	32
507D042AC	42,000	20	16	24	35
507D048AC	48,000	21	19	24	42
507D060AC	60,000	21	19	25	45
507C090VX	90,000	42	19	22	100
507C120VX	120,000	52	19	22	142
518A018CC	18,000	12	17	23	35
518A024CC	24,000	14	17	23	38
518A030CC	30,000	14	17	23	45
518A036CC	36,000	18	17	23	50
518A042CC	42,000	21	17	23	54
5048CC	48,000	23	20	23	67
5060CC	60,000	25	20	23	72

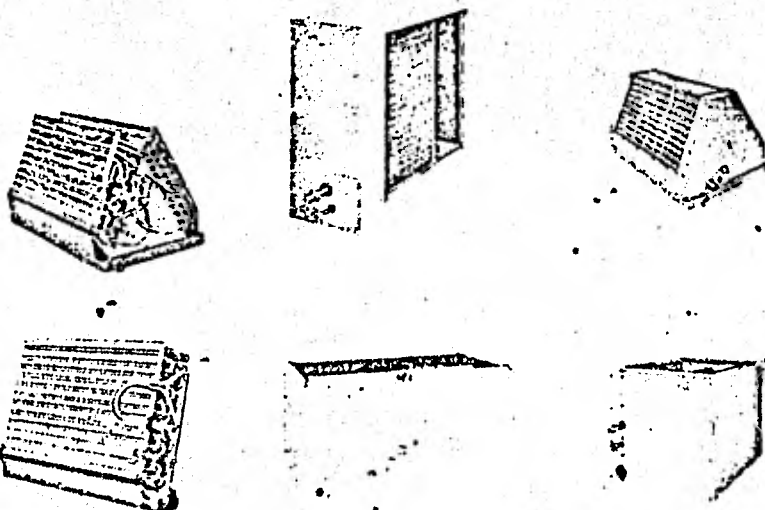
*When used with matching components as designated by manufacturer.

Models 506B/HX and 506B/HC are horizontal cased duct coils designed for use in any air distribution system having a horizontal duct on the air handling equipment.

Models 507D/AC uncased A-coils, 507D/SC uncased slab coils, and 518A/CC cased coils can be installed in either upflow or counterflow applications. Accessory casings are available for uncased coils.

Model 507C/VX cased A-coils are designed for upflow application.

Model 507C/AC uncased A-coils, which feature aluminum construction, are designed for upflow applications. Accessory casings are available.



COMPRESORES FRIGORIFICOS

CLASIFICACION

I.- DE ACUERDO AL DESPLAZAMIENTO

COMPRESORES FRIGORIFICOS

DESPLAZAMIENTOS
POSITIVOS O
VOLUMETRICOS

ALTERNATIVOS

ORDINARIOS

SIMPLE
EFECTO
DOBLE
EFECTO

CARTER
ABIERTO
CARTER
CERRADO

HORIZONTALES
VERTICALES
RADIALES

FLUJO CONTINUO

FLUJO ALTERNO

ESPECIALES

LABERINTO
PISTON SECO
OSCILANTE
AXIAL

ROTATIVOS

EMBOLO

PALETAS

OTROS

TORNILLO

MEMBRANA

DESPLAZAMIENTO
CINETICO O
DINAMICO

CENTRIFUGOS

II.- DE ACUERDO AL ACOPLAMIENTO CON EL MOTOR

HERMETICO
SEMIHERMETICO
ABIERTO

III.- DE ACUERDO AL FUNCIONAMIENTO

COMPRESION SIMPLE
COMPRESION MULTIPLE

TABLA 6-1(b)

CAPACIDADES *

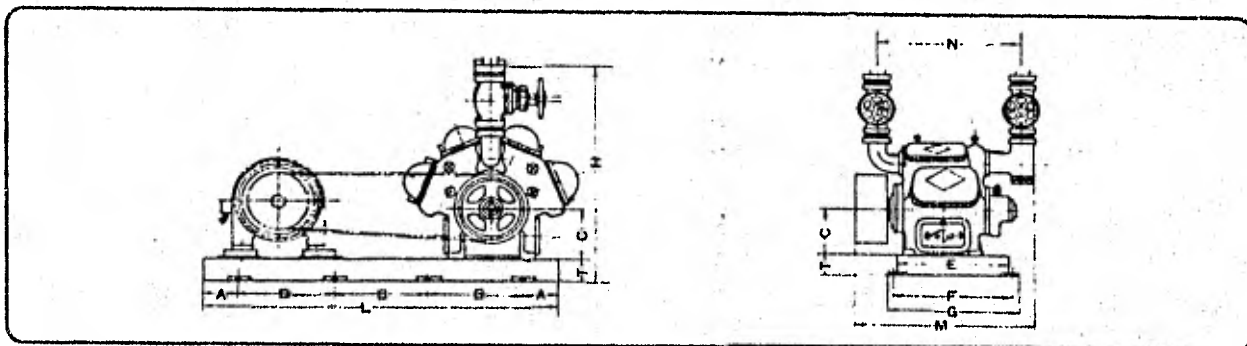
REFRIGERANTE	MODELO	DIAM. DEL PISTON X CARRERA mm	N.º DE CILINDROS	DEPLAZAMIENTO m ³ /H	TONELADAS DE REFRIGERACION								POTENCIA AL FRENO (BHP)							
					TEMPERATURA DE CONDENSACION 35°C															
					TEMPERATURA DE SUCCION (°C)															
					-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
R-12	N 2 A	95x76	2	44.6	3.2	4.5	6.0	7.9	10.2	12.7	15.8	19.4	8.7	9.9	11.0	12.2	13	13.7	14.1	14.1
	N 4 A	95x76	4	129.2	6.3	8.9	12.1	15.8	20.3	25.6	31.7	38.9	17.3	19.8	22.1	24.4	26.1	27.5	28.3	28.3
	N 6 A	95x76	6	193.9	9.4	13.4	18.1	23.8	30.6	38.4	47.6	58.3	26	29.8	33.1	36.5	39.1	41.1	42.5	42.5
	N 8 A	95x76	8	258.5	12.6	17.9	24.2	31.6	40.7	51.2	63.5	77.7	34.7	39.7	44.2	48.6	52.3	54.9	56.4	56.6
	N 4 B	130x100	4	318.3	15.6	22.0	29.8	39.9	50.3	63.1	78.2	95.9	42.8	48.9	54.5	60.0	64.3	67.7	69.6	69.7
	N 6 B	130x100	6	477.8	23.4	33.1	44.6	58.6	75.3	94.7	117.2	143.7	64.1	73.4	81.7	89.9	96.5	101.4	104.4	104.5
R-22	F 2 A	95x76	2	44.6	3.2	4.3	5.8	7.5	9.8	12.0	14.9	18	9.5	11.0	12.2	13.3	14.3	15.3	16.0	16.3
	F 4 A	95x76	4	129.2	6.5	8.7	11.6	15.1	19.4	24.0	29.7	36.1	19	21.8	24.3	26.5	28.7	30.6	31.9	33
	F 6 A	95x76	6	193.9	9.7	13.0	17.4	22.3	29.0	36.1	44.6	54	27.2	31.2	34.7	38.1	41.0	43.7	45.7	47.3
	F 8 A	95x76	8	258.5	12.9	17.4	23.2	30.3	38.6	48.1	59.4	72.1	35.5	40.7	45.3	49.7	53.6	57.1	59.6	61.8
	F 4 B	130x100	4	318.3	15.8	21.6	28.6	37.4	47.7	59.4	73.4	89.0	47.2	53.5	59.5	65.3	70.5	75.0	78.3	81.1
	F 6 B	130x100	6	477.8	23.9	32.3	42.9	56.1	71.6	89.2	110.1	133.3	68.1	77.2	85.9	94.2	101.8	108.4	113.2	117.3
F 8 B	130x100	8	637.1	31.8	43.0	57.2	74.8	95.5	118.8	146.8	178.1	88.4	100.4	111.6	122.5	132.1	140.7	146.9	152.1	

* NOTA: CAPACIDADES A 1000 rpm

TABLA 6-1(c)

DIMENSIONES en mm

MODELO	A	B	C	E	F	G	H	L	M	N	T	Banda Y	Formas de sujeción	Peso Kgs.	Diám. de la polea	Válvula de cierre de la descarga	Válvula de cierre de la succión
2 A	90	535	220	405	465	525	985	1250	730	370	140	B x 4	6	378	350	40A(1 1/2")	40A(1 1/2")
4 A	70	500	259	500	560	620	1150	1640	915	730	140	C x 4	8	642	406	50A(2")	50A(2")
6 A	70	500	260	500	560	620	1180	1640	1005	810	140	C x 6	8	732	406	65A(2 1/2")	65A(2 1/2")
8 A	100	600	290	630	690	750	1195	2000	1010	850	140	C x 7	8	818	406	65A(2 1/2")	80A(3 1/2")
4 B	105	640	330	700	760	820	1420	2130	1180	400	200	C x 8	8	900	460	80A(3")	90A(3 1/2")
6 B	105	680	350	800	860	920	1480	2250	1210	1030	200	C x 10	8	1300	460	80A(3")	90A(3 1/2")
8 B	105	680	350	800	860	920	1510	2250	1330	1010	200	C x 12	8	1700	460	90A(3 1/2")	100A(4")



CONDENSADORES

CLASIFICACION

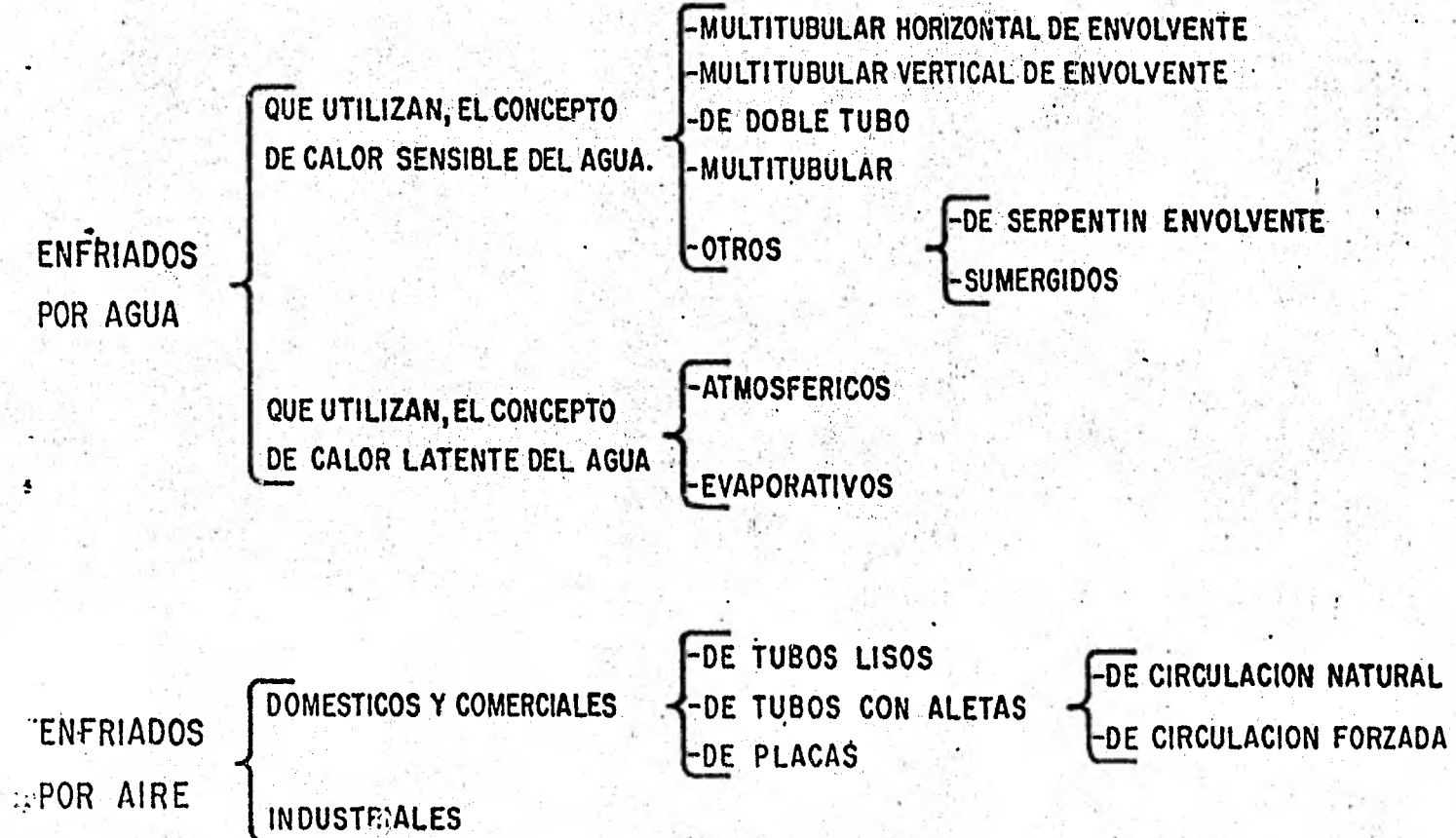


TABLA 6-1(d)

**AMMONIA
LOAD MULTIPLIER**

EVAPORATING TEMP. °F. SUCTION PRESSURE LBS.	-30 1.6*	-20 3.8	-10 8.0	0 15.7	10 23.8	20 33.5	30 45.0	40 58.8
LOAD MULTIPLIER	1.20	1.15	1.11	1.07	1.03	1.00	.980	.950
With Desuperheat - Air Cond.	—	—	—	—	—	—	.883	.855
With Desuperheat - Commercial	—	—	—	.920	.885	.860	—	—
With Desuperheat - Low Temp.	.996	.955	.921	—	—	—	—	—

*Inches Vacuum
**SELECTION TABLE
Net Refrigeration Load in TONS**

Wet Bulb °F.	DFC 215A	DFC 225A	DFC 235A	DFC 245A	DFC 255A	DFC 265A	DFC 275A	DFC 285A	DFC 295A	DFC 305A	DFC 315A	DFC 335A	DF 355A	DF 375A	DF 395A	DF 415A
84.3° F. CONDENSING TEMPERATURE																
60	6.00	8.80	12.0	15.2	17.9	23.9	30.0	35.8	47.2	59.0	70.4	94.8	129	161	191	237
62	5.58	8.19	11.2	14.1	16.7	22.3	27.9	33.3	43.9	54.3	65.5	88.0	120	149	178	220
64	5.16	7.57	10.4	13.1	15.3	20.6	25.8	32.6	40.6	50.8	60.7	81.6	110	138	164	204
66	4.75	6.96	9.49	12.0	14.1	19.0	23.7	28.3	37.3	46.7	55.7	74.9	102	127	151	187
68	4.31	6.32	8.61	10.9	12.8	17.2	21.5	25.7	33.9	42.3	50.5	67.9	92.1	115	137	170
70	3.87	5.67	7.73	9.77	11.5	15.4	19.3	23.0	30.4	38.0	45.4	61.0	82.7	104	123	152
72	3.39	4.98	6.78	8.57	10.1	13.6	17.0	20.3	26.7	33.4	39.9	53.5	72.5	90.5	108	134
74	2.92	4.28	5.83	7.37	8.66	11.6	14.6	17.4	23.0	28.6	34.2	46.0	62.4	77.9	92.4	115
76	2.45	3.59	4.89	6.19	7.25	9.73	12.3	14.6	19.2	24.0	28.8	38.5	52.3	65.3	77.5	96.3
78	1.96	2.88	3.92	4.95	5.82	7.79	9.77	11.7	15.4	19.3	23.0	31.0	42.0	52.3	62.1	77.2
91.4° F. CONDENSING TEMPERATURE																
62	6.65	9.93	13.5	17.0	19.9	26.6	33.4	38.1	52.8	64.7	78.8	110	151	187	223	275
64	6.27	9.37	12.7	16.0	18.7	25.0	31.5	35.9	49.9	61.1	74.3	104	142	176	209	260
66	5.89	8.79	11.9	15.0	17.6	23.5	29.5	33.7	46.8	57.3	69.8	97.2	134	165	197	245
68	5.47	8.17	11.0	13.9	16.4	21.8	27.4	31.3	43.5	53.3	64.8	90.2	124	154	183	227
70	5.05	7.54	10.2	12.9	15.1	20.2	25.3	28.9	40.1	49.2	59.9	83.3	115	142	169	211
72	4.61	6.89	9.27	11.7	13.8	18.4	23.1	26.4	36.6	45.1	54.6	76.0	105	130	154	191
74	4.16	6.21	8.36	10.6	12.5	16.7	20.8	23.8	33.0	40.5	49.3	68.7	94.0	117	139	173
76	3.70	5.53	7.43	9.38	11.0	14.8	18.5	21.2	29.4	36.0	43.8	61.0	83.5	104	124	157
78	3.21	4.78	6.44	8.13	8.88	12.8	16.1	18.3	25.5	31.2	38.0	52.8	72.3	89.9	107	134
80	2.70	4.02	5.42	6.84	8.07	10.5	13.6	15.4	21.5	26.2	31.9	44.5	60.9	75.7	90.0	114
98.5° F. CONDENSING TEMPERATURE																
64	7.43	11.0	15.0	19.1	22.3	29.7	37.3	44.7	59.0	73.5	88.0	118	161	201	238	296
66	7.06	10.5	14.2	18.1	21.2	28.2	35.5	42.4	56.0	69.8	83.6	112	152	190	227	281
68	6.66	9.84	13.3	17.1	20.0	26.7	33.5	40.0	52.8	65.8	78.9	106	143	180	213	264
70	6.25	9.23	12.6	16.0	18.6	25.0	31.4	37.6	49.6	61.9	74.1	98.7	135	169	201	249
72	5.83	8.62	11.8	15.0	17.4	23.3	29.3	35.1	46.3	57.7	69.1	92.1	126	158	186	233
74	5.42	7.99	10.9	13.9	16.2	21.7	27.2	32.5	43.0	53.5	64.2	85.5	117	146	173	216
76	4.97	7.35	10.1	12.8	14.9	19.9	25.0	30.0	39.5	49.2	59.0	78.6	108	135	160	198
78	4.54	6.69	9.13	11.6	13.6	18.2	22.8	27.3	36.0	44.8	53.7	71.7	97.8	123	146	181
80	4.07	6.02	8.20	10.4	12.3	16.3	20.5	22.5	32.4	40.3	48.2	64.4	87.9	110	130	162
82	3.60	5.31	7.25	9.21	10.8	14.5	18.1	21.7	28.6	35.7	42.7	56.9	77.7	96.8	115	143
104.9° F. CONDENSING TEMPERATURE																
66	8.23	12.3	16.7	21.2	24.7	32.8	41.4	49.5	65.4	81.6	96.8	132	180	224	266	329
68	7.84	11.6	15.8	20.1	23.5	31.2	39.3	47.1	62.2	77.6	92.1	126	171	213	252	313
70	7.44	11.0	15.0	19.1	22.3	29.6	37.3	44.7	59.1	73.6	87.5	119	162	202	240	297
72	7.03	10.4	14.1	18.0	21.1	27.9	35.2	42.3	55.8	69.6	82.7	113	153	191	226	281
74	6.63	9.79	13.4	17.0	19.7	26.4	33.3	39.9	52.5	65.6	77.8	106	145	180	214	264
76	6.19	9.14	12.5	15.9	18.5	24.7	31.1	37.2	49.1	61.2	72.6	98.9	135	168	200	247
78	5.74	8.49	11.6	14.7	17.2	22.8	28.8	34.5	45.6	56.7	67.4	91.7	125	156	185	229
80	5.28	7.81	10.6	13.6	15.9	21.0	26.4	31.7	41.9	52.3	62.1	84.5	115	143	171	211
82	4.82	7.13	9.68	12.4	14.5	19.2	24.1	29.0	38.2	47.8	56.7	77.0	105	131	156	193
84	4.36	6.45	8.76	11.2	13.0	17.3	21.8	26.2	34.6	43.2	51.3	69.7	94.5	118	140	174
109.3° F. CONDENSING TEMPERATURE																
66	9.48	13.9	19.0	24.1	28.3	37.8	47.4	56.8	74.8	93.3	113	151	205	255	301	376
68	9.09	13.4	18.1	23.1	27.1	36.2	45.4	54.5	71.8	89.5	108	145	196	244	289	360
70	8.69	12.7	17.3	22.2	25.9	34.6	43.5	52.1	68.6	85.5	103	138	187	234	275	345
72	8.29	12.1	16.5	21.0	24.7	32.9	41.2	49.5	65.3	81.4	97.6	131	179	223	262	328
74	7.85	11.5	15.7	19.9	23.4	31.3	39.3	47.1	62.0	77.4	92.8	125	170	211	249	314
76	7.43	10.9	14.8	18.9	22.2	29.6	37.2	44.5	58.7	73.0	87.7	118	161	200	236	294
78	6.98	10.2	13.9	17.8	20.8	27.8	34.9	41.8	55.0	68.7	82.3	112	151	187	222	277
80	6.52	9.53	13.0	16.7	19.5	26.0	32.7	39.1	51.5	64.3	76.9	104	141	175	207	259
82	6.08	8.87	12.1	15.4	18.1	24.2	30.4	36.5	48.0	59.8	71.7	96.5	131	163	193	241
84	5.61	8.20	11.2	14.3	16.7	22.4	28.1	33.6	44.3	55.3	66.3	89.1	121	151	179	223

Table 11



**DFC and DFCA
DIMENSIONS and SPECIFICATIONS**

Fig. 11. DFC & DFCA 205 thru 255

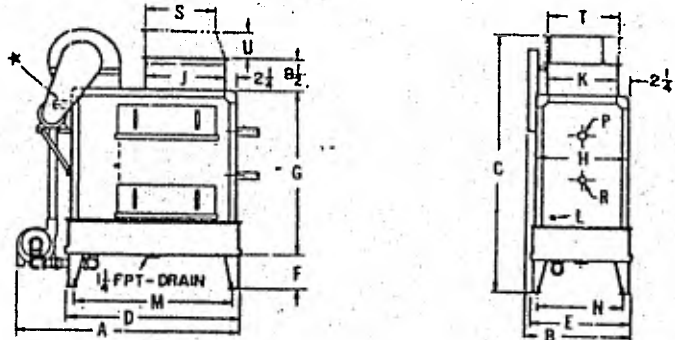


Fig. 12. DFC & DFCA 265 thru 295

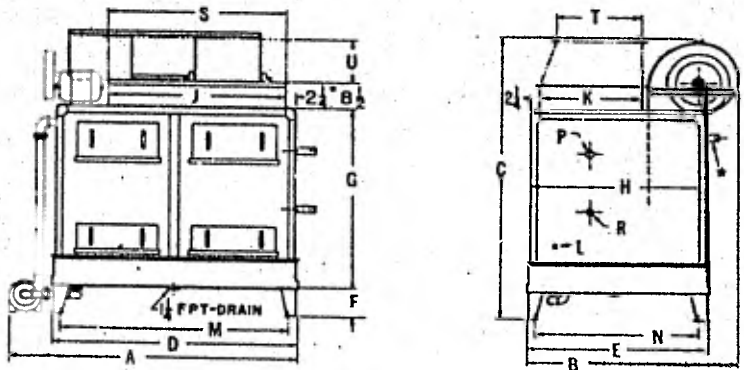
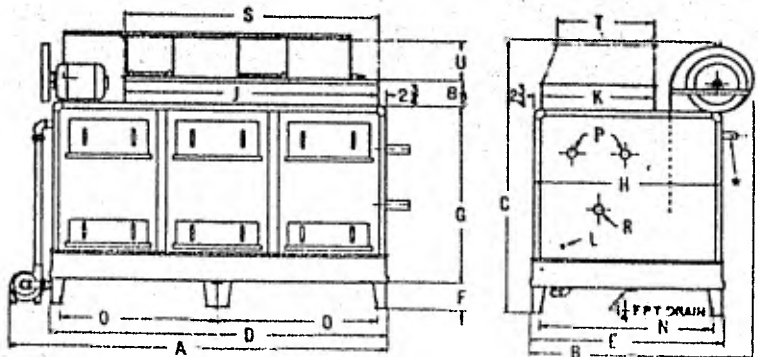


Fig. 13. DFC & DFCA 305 thru 355



TWO HOT GAS INLET CONNECTIONS ON MODELS 335 & 355 ONLY. SINGLE CONNECTIONS ON ALL OTHER MODELS.

TABLE 6-1(f)

DFC AND DFCA DIMENSIONAL DATA

MODEL NO. DFC DFCA	205	215	225	235	245	255	265	275	285	295	305	315	335	355
A Overall Length	53½	53½	68½	66	71	71½	83½	83½	97	114	140	146½	162	177
B Overall Width	26¾	26¾	26¾	30½	30½	35½	49½	59¼	59¼	69¾	65¾	69¾	78	94½
C Overall Height	65¾	65¾	68¾	73½	83¾	83¾	80	83¾	83¾	89½	83¾	94¾	106¾	116¾
D Length Over Pan	40¾	40¾	55½	53	58¾	58¾	69	69	82	99	124½	130¾	146	159
E Width Over Pan	23¾	23¾	23¾	27	27	32	40	49½	49½	56	56	56	67½	78½
F Height of Leg	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	8¾	10¾
G Height of Housing	41¾	41¾	41¾	46¾	52¾	52¾	52¾	52¾	54½	52¾	59¾	59¾	67¾	87¾
H Width of Housing	22¾	22¾	22¾	26¾	26¾	31½	39½	49	49	55¼	55¼	55¼	66¾	72¾
J Length of Stack	16½	16½	25	27	34	34	50¾	50¾	62¾	75	92	106	120	132
K Width of Stack	18½	18½	18½	22¾	22¾	27¾	23½	29	29	33¾	35	34	38¾	44¾
L Water Float Valve MPT	½	½	½	½	½	½	½	½	½	¾	¾	¾	¾	¾
M Bolt Centers	38	38	52¾	50¾	56	56	66¾	66¾	79¾	96¾	—	—	—	—
N Bolt Centers	20½	20½	20½	24¾	24¾	29¾	37¾	46¾	46¾	53¾	53¾	53¾	65¾	70¾
O Bolt Centers	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	61	64	71¾	78¾
S Length of Stack Extension	14½	14½	22¾	24¾	30¾	30¾	50¾	50¾	62¾	75	92	106	120	132
T Width of Stack Extension	18½	18½	18½	22¾	22¾	27¾	20¾	25¾	25¾	28½	31¾	29¾	32¾	36¾
U Height of Stack Extension	7½	7½	10¾	10¾	14	14	10½	14	14	18	14	18	22½	30½
P Hot Gas OD Tube R-12—R-22	1¾	1¾	1¾	1¾	2¼	2¼	2¼	2¼	2¼	2¾	3¼	3¼	2¾	3¾
R Liquid Drain OD Tube R-12—R-22	¾	1¾	1¾	1¾	1¾	1¾	1¾	2¼	2¼	2¾	2¾	2¾	2¾	3¾
Refrig. Charge - Approx. Lbs. R-12	7	9	13	16	19	23	29	37	44	57	70	90	120	150
Refrig. Charge - Approx. Lbs. R-22	6	8	12	15	17	21	26	34	40	52	60	82	110	137
Sob Cooler Connections	¾	¾	¾	¾	1¼	1¼	1¼	1¼	1¼	1¾	1¾	1¾	2¼	2¼
P Hot Gas MPT - R-12-R22, NH3	—	1¼	1¼	1½	2	2	2	2½	2½	2½	3	3	2½	—
R Liquid Drain MPT	—	1	1	1¼	1¼	1½	1½	1½	2	1	2½	2½	2½	—
Refrig. Charge - Approx. Lbs. NH3	—	8	11	14	18	20	26	33	39	50	63	73	97	—
SHIPPING DFC	550	580	680	780	980	1050	1600	1850	2100	2900	3600	4300	5300	7200
WEIGHT DFCA	800	900	1000	1200	1550	1650	2300	2800	3100	4000	5500	6300	8800	—
OPERATING DFC	675	705	875	1010	1235	1350	2050	2440	2635	3680	4850	5600	7000	9300
WEIGHT DFCA	925	1025	1195	1450	1800	1945	2750	3409	3630	4780	6975	7600	10500	—

Table 15e

Note: Copper adapters can be furnished on order for steel condensers for use with Freon. Connection sizes are according to following table. Copper adapters are brazed to coil after coil is galvanized.

	215	225	235	245	255	265	275	285	295	305	315	335
	1¾	1¾	1¾	2¼	2¼	2¼	2¾	2¾	2¾	3¼	3¼	2-2¾
	1¾	1¾	1¾	1¾	1¾	1¾	1¾	2¼	2¼	2¾	2¾	2¾

CUADRO 6-V

2. CLASIFICACION

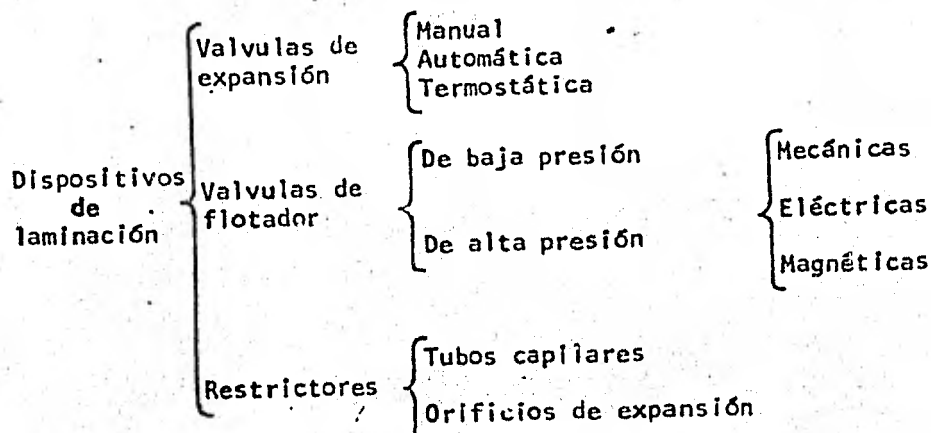


TABLA 6-1(g)

Tabla para selección de válvula de expansión termostática

Tipo nuevo No.	TEMPERATURA EN EL EVAPORADOR *F																							
	40°				20°				0°				-10°				-20°				-30°			
	DIFERENCIA DE PRESION A TRAVES DE LA VALVULA LB/PLG ²																							
	40	60	80	100	60	80	100	120	75	100	125	150	75	100	125	150	75	100	125	150	75	100	125	150
TONELADAS DE REFRIGERACION																								
TK100F	.74	.89	1.04	1.19	.22	.25	.28	.31	.17	.20	.22	.25	.15	.17	.19	.21	.12	.14	.16	.18	.10	.12	.14	.16
TK300F	.49	.60	.70	.78	.44	.50	.56	.62	.34	.40	.44	.50	.30	.34	.38	.42	.24	.28	.32	.36	.20	.24	.28	.32
TK100F	1.1	1.3	1.5	1.7	1.0	1.1	1.2	1.3	.75	.86	.97	1.1	.63	.72	.81	.89	.52	.60	.67	.75	.42	.49	.55	.60
TK200F	1.9	2.2	2.5	2.9	1.7	1.9	2.1	2.2	1.3	1.5	1.7	1.9	1.1	1.2	1.4	1.5	.90	1.0	1.1	1.2	.71	.83	.93	1.1
TK300F	2.8	3.3	3.8	4.3	2.5	2.8	3.0	3.3	1.9	2.2	2.5	2.8	1.6	1.8	2.0	2.2	1.3	1.5	1.7	1.9	1.2	1.4	1.6	1.9
TL100F	.49	.60	.70	.78	.44	.50	.56	.62	.34	.40	.44	.50	.30	.34	.38	.42	.24	.28	.32	.36	.20	.24	.28	.32
TCL100F	1.1	1.3	1.5	1.7	1.0	1.1	1.2	1.3	.75	.86	.97	1.1	.63	.72	.81	.89	.52	.60	.67	.75	.42	.49	.55	.60
TL200F	1.9	2.2	2.5	3.0	1.7	1.9	2.1	2.4	1.3	1.5	1.7	1.9	1.1	1.3	1.4	1.6	.91	1.1	1.2	1.3	.75	.86	.97	1.1
TCL200F	2.9	3.5	4.0	4.5	2.6	3.0	3.3	3.6	2.0	2.3	2.6	2.9	1.7	2.0	2.2	2.4	1.4	1.6	1.8	2.0	1.1	1.3	1.5	1.6
TL400F	3.5	4.2	5.0	5.6	3.2	3.6	4.0	4.5	2.5	2.9	3.2	3.5	2.3	2.4	2.7	2.9	1.7	2.0	2.2	2.4	1.4	1.6	1.8	2.0
TCL400F	4.9	6.0	7.0	7.8	4.4	5.0	5.7	6.2	3.5	4.0	4.5	4.9	2.9	3.3	3.7	4.1	2.4	2.7	3.1	3.4	1.9	2.2	2.5	2.7
TAL550F	5.3	6.8	7.5	8.4	4.7	5.5	6.1	6.7	3.8	4.4	4.9	5.4	3.1	3.6	4.1	4.4	2.5	3.0	3.3	3.6	2.1	2.4	2.7	3.0
TCL550F	6.9	8.8	9.8	11.0	6.2	7.2	8.0	8.8	4.9	5.7	6.4	6.9	4.3	4.8	5.3	5.8	3.4	3.9	4.4	4.8	2.8	3.2	3.6	3.9
TJL100F	9.0	11.0	12.2	14.2	9.1	9.3	10.4	12.4	6.4	7.4	8.5	9.1	5.3	6.1	6.9	7.5	4.4	5.0	5.6	6.2	3.6	4.1	4.6	5.0
YEL1000F	11.4	14.0	16.1	18.1	10.3	11.0	12.2	14.6	8.1	9.3	10.5	11.4	6.8	7.8	8.8	9.6	5.6	6.1	7.2	7.9	4.5	5.2	5.9	6.4
YEL1500F	13.5	16.5	19.0	21.3	12.1	12.9	15.6	17.2	9.5	11.0	12.3	13.5	8.0	9.2	10.4	11.2	6.6	7.6	8.5	9.3	5.3	6.2	6.9	7.5
YEL2000F	17.9	22.0	25.4	28.4	16.1	16.6	20.0	22.7	12.8	14.8	16.4	18.1	10.4	12.3	13.8	15.0	8.7	10.0	11.3	12.3	7.1	8.2	9.2	10.1
TIL1000F	21.0	27.0	31.2	34.8	19.0	22.8	25.4	27.9	15.7	18.2	20.3	22.2	13.3	15.0	16.9	18.4	10.7	12.3	13.9	15.1	8.8	10.1	11.3	12.1
TIL1300F	25.9	33.0	38.0	42.6	24.3	27.9	31.2	34.3	19.0	23.0	26.7	29.9	16.0	17.5	20.0	22.4	12.2	15.1	17.0	18.5	10.7	12.3	13.9	15.1
TFL4200F	34.3	42.0	48.6	54.2	30.0	35.5	39.6	43.4	24.6	28.2	31.6	34.6	20.1	22.4	26.2	28.7	16.6	19.1	21.4	23.5	13.6	15.7	17.6	19.2
THL3000F	40.8	50.0	57.6	64.6	36.0	42.3	47.3	52.0	28.9	33.3	37.4	40.8	24.3	28.0	31.5	34.2	19.9	22.9	25.7	28.1	16.7	18.7	21.0	22.9

*Tamaño de válvula nueva.

Basado en 100°F de temperatura condensante, líquido subenfriado en 1° y un cambio de sobrecalentamiento de 6°F. (Aumento de temperatura necesaria en el buñón remoto para mover el perno de la válvula de la posición cerrada a la posición de abierta.) Por cada 10° de subenfriamiento, las capacidades aproximadamente se aumentan 6%.

TABLA 6-1 (h)

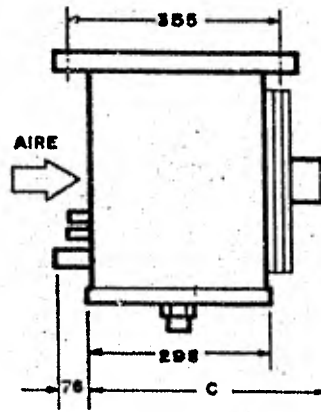
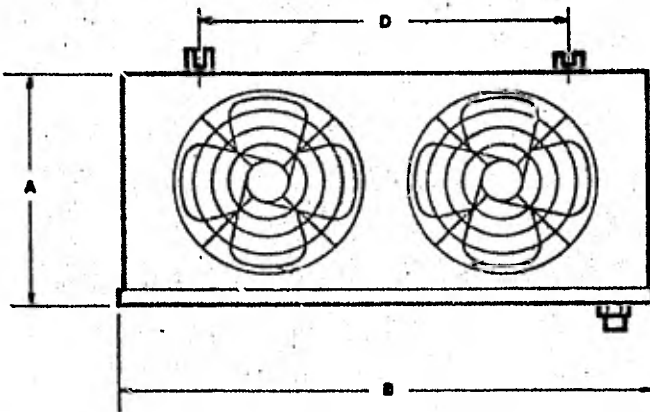
MODELO	KCAL/Hr.		VENTILADOR			MOTOR			DIMENSIONES (mm)				CONEXIONES (milímetros)					VOLUMEN AGUA LPM.	PESO APROX (Kg.)
	1°C D.T.	6°C D.T.	MCM	No.	DIAM (mm)	No.	H.P.	R.P.M.	A	B	C	D	ENT. DIST.	SUC-CION (D.E.)	IGUAL EXT.	DREN *	CONEC AGUA		
FMW-300	500	3000	52	3	355	2	1/20	1550	638	1054	482	848	19	28	6	38	14	38	48
FMW-380	634	3800	48	2	406	2	1/6	1075	638	1054	482	848	19	28	6	50	22	46	62
FMW-550	917	5500	117	2	508	2	1/6	1075	796	1384	482	1076	25	28	6	63	28	61	84
FMW-810	1350	8100	119	2	508	2	1/6	1075	923	1384	482	1076	25	35	6	63	28	80	108
FMW1150	1917	11500	178	3	508	3	1/6	1075	835	1930	482	1635	28	35	6	50	28	98	142



FRIGOTHERM McQUAY

S. A. de C. V.

difusores FMW



CAPITULO IX

BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Hernández Goribar. Fundamentos de Aire Acondicionado y refrigeración. LIMUSA.
- 2.- Smith and Van Ness. Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics. Mc Graw Hill - Kogakusha.
- 3.- Ludwig Ernest E. Applied Process Design for Chemical and Petro - Chemical Plants. Gulf Publishing.
- 4.- Memoria de Cálculos para Cuarto Refrigerado. Cofrinsa.
- 5.- Manual de Técnica Frigorífica.
- 6.- Tressler. The freezing preservation of foods. Vol 3. Cuarta Edición.
- 7.- ASHRAE. Equipment. 1979.
- 8.- ASHRAE. Guide and Data Book. 1963.
- 9.- Revista Naturaleza.- Física segunda Epoca. 1970. Public - Departamento de Ciencias. UNAM.
- 10.- R.J. Dossat. Principles of Refrigeration. John Wiley. 1970.
- 11.- Joslyn. Food Processing Operations. Avi. Pub. Co. Westport., Conn. CONAFRUT.
- 12.- Catálogos. Compresores MYCOM. Mayekawa.
- 13.- Catálogos. Dri - Fan. Evaporative - Condenser. RECOLD de - México.
- 14.- Catálogos. Difusores: Frigothem. Mc QUAY de México.

- 15.- Streitweiser. Introduction to Organic Chemistry. Mc Millan Publishing. 1976.
- 16.- R. Warren Maursh: Principios de refrigeración; Editorial Diana. 1980.
- 17.- Stoecker W.F. Refrigeración y acondicionamiento de aire Mc. Graw Hill 1981.