

Universidad Nacional Autónoma de México



FACULTAD DE INGENIERIA

**CALCULO DEL EQUIPO DE REFRIGERACION DE
UN ALMACEN PARA LA CONSERVACION DE
1000 TONELADAS DE ATUN.**

T E S I S

**Para obtener el Título de
Ingeniero Mecánico Electricista
P r e s e n t a n**

**FELIX C. MUÑOZ GALVAN
ARMANDO MONTOYA TORRES
ALFREDO RAMIREZ PLATA**

México, D. F.

1983



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

Director de Tesis

Ing. Alberto Blasquez Escandon

A mis Padres que gracias
a todo su esfuerzo, tra-
bajo y cariño, logre lleg
gar a esta meta.

Con mucha estimación y respeto
a todos mis Familiares y amigos
que de alguna manera colabora--
ron para la terminación de este
trabajo.

A mi Escuela, Profesores,
que con sus multiples cono
cimientos y experiencias -
me permitieron lograr este
objetivo. Y muy especial
al: Ing. Rodrigo de Bengochea,
e Ing. Alberto Blasquez.

INDICE

Capitulo		Pag.
I	<u>Explicación e historia de la conservación del atún en barcos atuneros.</u>	
	I.1.- Introducción.....	1
	I.2.- Descripción del sistema de congelación por medio de pozos de salmuera.....	2
	1.2.1.- Explicación del funcionamiento -- del sistema.....	3
	1.2.2.- Ventajas de este sistema.....	4
	I.3.- Historia de la refrigeración en barcos atuneros.....	6
	I.4.- Otros sistemas usados en barcos atuneros..	8
	I.5.- Manejo del atún dentro del barco.....	10
II	<u>Diagrama de Mollier y diagrama de flujo</u>	
	II.1.- Introducción.....	13
	II.2.- Explicación del diagrama de Mollier.....	13
	II.3.- Explicación del diagrama de flujo.....	16
		Pag.
III	<u>Carga térmica</u>	
	III.1.- Introducción.....	25
	III.2.- Cálculo de la carga térmica del almacén.....	26

III.2.1.-	Carga térmica a través de paredes, techo y piso....	26
III.2.2.-	Carga debida a la infiltración de aire.....	33
III.2.3.-	Carga debida al personal..	37
III.2.4.-	Carga debida al montacargas.....	38
III.2.5.-	Carga debida al alumbrado.	39
III.2.6.-	Carga debida al producto..	40
III.3.-	Cálculo de los parametros físicos que rigen el funcionamiento del sistema....	44
III.4.-	Cargas adicionales a las características de funcionamiento del sistema de recirculación.....	48
III.5.-	Selección del compresor.....	53
III.5.1.-	Relación de compresión.....	55
III.5.2.-	Explicación del porque se escoge uno o dos pasos de compresión en los sistemas de refrigeración.....	51
III.6.-	Selección del condensador evaporativo..	63
III.7.-	Selección de los difusores.....	66

IV Sistema de los recipientes que integran el sistema

	Pag.
<u>tema phillips.</u>	
IV.1.- Introducción.....	68
IV.2.- Cálculo del separador de aceite.....	70
IV.3.- Cálculo del acumulador de succión.....	73
IV.4.- Cálculo de la trampa de regreso de líquido.....	76
IV.5.- Cálculo del recipiente a presión controlada.....	80

V Cálculo de las tuberías y explicación de las válvulas que integran el sistema.

V.1.- Introducción.....	86
V.2.- Condiciones generales de diseño.....	87
V.3.- Cálculo de las tuberías del sistema....	90
V.3.1.- Línea de descarga.....	91
V.3.2.- Línea de líquido del condensador evaporativo al recipiente de presión controlada	95
V.3.3.- Línea de líquido del recipiente de presión controlada a los difusores.....	100
V.3.4.- Línea de succión.....	104
V.3.5.- Líneas auxiliares.....	108
V.4.- Breve explicación del funcionamiento de las principales válvulas usadas en el sistema.....	109

A.- Válvula de expansión manual.....	111
B.- Válvula flotadora de control.....	112
C.- Válvula de control piloto.....	113
D.- Válvula selenoide.....	113
E.- Válvula de seguridad.....	114
F.- Válvula de control reguladora.....	115
G.- Válvula de tres pasos.....	116
H.- Válvula check.....	117
CONCLUSIONES.....	121
APENDICE	125
BIBLIOGRAFIA.....	141

PROLOGO

En el presente trabajo se menciona la importancia que -- tiene para el hombre, contar con sistemas de refrigeración lo más eficiente posible, para la conservación de productos alimenticios, en nuestro caso atún.

En el primer capítulo trata, desde la captura, manejo y conservación del atún en barcos atuneros, se hace mención de una breve historia de la refrigeración y de los diferentes sistemas -- usados, en los barcos atuneros. En el segundo capítulo se da una breve explicación del diagrama de flujo, para comprender mejor el sistema de refrigeración y del diagrama de Mollier que es de gran importancia y ayuda en el diseño de estos sistemas.

Los tres capítulos siguientes constituyen un estudio del ciclo de refrigeración para un almacén frigorífico para la conservación de atún, así como el cálculo de la carga térmica requerida en el almacén, los equipos necesarios, la red de tuberías, válvulas y accesorios que integran el sistema empleado, en nuestro caso, sistema Phillips.

I.1.- INTRODUCCION

El mar con sus enormes riquezas pesqueras siempre representó un reto para el hombre, pues aunque disponía de barcos, no contaba con métodos de conservación que mantuvieran inalterable --

la calidad del producto, y no fue, sino hasta que se desarrollaron sistemas prácticos de conservación que no alteraban la calidad del producto, que este se puede comercializar en cualquiera de las siguientes formas: fresco, congelado y enlatado.

Con el tiempo el hombre aprendió que, debido a las características especiales de los diferentes productos del mar las condiciones de refrigeración y el almacenado que pueden ser excelentes para unos, pero para otros son improcedentes.

Debido a lo apreciado de la carne del atún y que él es aprovechado completamente, lo que le confiere una importancia económica considerable, dando como resultado que se le pesque en gran escala, además de que se ve facilitado esto por viajar en grandes cardúmenes y realizando migraciones. Para su pesca se emplean gigantescas redes y palangres. Todo lo anterior ha conducido a que se desarrollen dos diferentes tipos de barcos atuneros, a) Los de pequeña autonomía que emplean hielo para la conservación y palangres, en lugar de redes; b) Los de mediana autonomía, cuentan -- con elaborados sistemas de conservación así como con grandes y modernas redes.

La aparición de los grandes y modernos barcos atuneros des-

mediana autonomía cuentan como equipo estandar, con modernas redes tipo cerco o "pour-sainers" y de un sistema de congelación por medio de pozos de salmuera, lo que les permite lograr grandes capturas y la congelación rápida y sencilla del atún capturado, así como realizar grandes travesías en la búsqueda de los grandes cardúmenes, sin que se llegue a alterar la calidad y la estabilidad del atún.

Tratándose de atún que se vaya a enlatar, ya sea con --- aceite o salmuera, el sistema de congelación por medio de agua de mar y salmuera, no perjudica en lo más mínimo, ni el sabor ni la - estabilidad del producto, no obstante, la posible penetración de - la sal que puede haber en los tejidos durante la congelación y el almacenamiento a bordo. No causa ningún problema la penetración-- de sal cuando prácticamente todo el atún es cocinado y enlatado como se hace en América.

El sistema de pozos de salmuera se diseñó para resolver-- el problema de extraer el calor del centro del atún rápidamente, no obstante las grandes capturas y el tamaño de los atunes.

Hasta la fecha no se ha encontrado un método que haya -- probado ser mejor que el sistema comercial para extraer el calor interno, que utilizando salmuera a baja temperatura.

1.2.- DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE CONGELACION POR MEDIO DE POZOS DE SALMUERA.

Para la descripción del sistema de pozos de salmuera, en primer lugar se presentarán los principales componentes y se expli

cará como se efectúa la congelación del atún después de pescarlo en el mar. En segundo lugar se enumerarán las principales ventajas de este sistema

I.2.1.- EXPLICACION DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

En los grandes barcos atuneros, equipados con redes de tipo cerco, la bodega es dividida en pozos o tanques de acero arreglados en ambos lados del pasillo que está arriba de la fecha de la propela, las paredes y pisos de estos tanques se aíslan con una capa de 12.7 a 15.24 cms. (5 a 6 pulgadas) aproximadamente de poliuretano y en las superficies interiores se colocan los serpentines contruidos con tubos galvanizados de 3.175 cm. ($1\frac{1}{4}$ de pulgada) de diámetro y una separación de 15.24 a 20.52 cm. (6 a 8 pulgadas) de centro a centro, un espacio pequeño alrededor de 0.64 cm. ($\frac{1}{4}$ de pulgada) se deja entre los serpentines y paredes para limpiar y cepillar fácilmente los desperdicios del pescado, en los serpentines se regula el refrigerante, con la válvula de expansión.

Al cabezal de succión se conecta una trampa para líquido en la que en su interior se coloca un serpentín de refrigerante líquido y una resistencia con termostato para evaporar el líquido arrastrado por los gases de succión, como protección de los compresores, las líneas de succión se conectan a los compresores del sistema, y se instala un compresor extra. que servirá para operar en caso de cualquier descompostura de uno de los otros compresores, un condensador tipo marino horizontal de tubo y casco, y un regulador de presión para el líquido con el cual se completa el sistema.

Cuando la embarcación se va aproximando al área de pesca, por lo menos un pozo se llena de agua de mar y se pre-enfría a -2.22°C (28°F) entre 24 y 72 horas, para este tiempo ya se está pre-enfriando más agua de mar en otros pozos.

Una vez que el atún ha sido colocado, en uno de los pozos que previamente se prepararon, se pone a funcionar la bomba de salmuera para obtener un movimiento constante, y así por medio de una convección forzada entre el atún y la salmuera, y así extraer rápidamente el calor del atún y transmitirlo a los serpentines de expansión directa, continuando de esta forma el proceso hasta obtener el equilibrio termodinámico a -2.22°C , (28°F), una vez logrado esto se tira la salmuera al mar. Después se llena nuevamente el pozo con la cual es pre-enfriada a -18°C (0.0°F) en otro pozo. continuando el proceso como se indico anteriormente y en dos o tres días se congela el producto, dependiendo de varios factores, como son: la capacidad de refrigeración con que se cuente, el volumen de la captura, etc., entonces se retira la salmuera del pozo.

Ya congelado el atún, los pozos operan con la refrigeración producida por los serpentines únicamente, es decir, por medio de una convección natural: aire-atún-serpentines, para así mantener el atún a una temperatura de -18°C (0.0°F) durante el resto del viaje.

1.2.2.- VARIANTAS DE ESTE SISTEMA.

1.- Se puede aprovechar mejor el espacio, lo que hace que haya un máximo de lugar destinado, para los pozos de enfriamiento y consecuentemente para la calidad del atún congelado.

2.- El sistema hace que haya un rápido enfriamiento y congelación, por lo que se obtiene un producto de primera calidad.

3.- El sistema de congelación se simplifica, por lo que se tiene un mínimo de controles y accesorios.

4.- Permite una rápida descongelación, permitiendo que el atún sea procesado si, así se desea, tan luego que el barco llegue al puerto.

5.- Se elimina el riesgo de que el agua de mar o salmuera se congele, perjudicando a los evaporadores.

6.- Permite una fácil limpieza del pozo y los serpentines por lo que se disminuye el riesgo de cualquier contaminación.

7.- Se suprime el uso de los difusores para enfriamiento por aire, por el problema del deshielo, del difusor.

8.- Comparativamente entre los coeficientes de transmisión entre el aire y el pescado, la salmuera y el pescado no hay punto de comparación, por lo que el atún en los pozos es congelado rápidamente.

9.- La simplicidad del sistema desde el punto de vista operativo no necesita ingenieros expertos en refrigeración para operarlo y darle el mantenimiento, sino únicamente obreros calificados.

Basándose en los puntos anteriores, el método de los pozos de salmuera se ha considerado como estándar, para la conservación del atún en barcos atuneros de gran capacidad y de una gran autonomía.

I.3.- HISTORIA DE LA REFRIGERACION EN BARCOS ATUNEROS.

Antes de los mediados de los años 30 se pescaba el atún con palangres únicamente, y para refrigerarlo se usaba el sistema llamado "hielo amoniaco". Un pozo estaba dividido en varios compartimientos con mamparas de madera y el atún era almacenado en éstos. Cada barco se aprovisionaba de hielo y en cada pozo se instalaban serpentines de tubería de hierro de $1\frac{1}{4}$ " para extraer el calor de transmisión y pérdidas varias, previniendo un poco de esta forma que el hielo se derritiera. Al fundirse el hielo forma algunas cuevas o bolsas de aire, en los que no había la refrigeración adecuada llegando atunes en mal estado.

Posteriormente Pequeños compartimientos o pozos se insta-

laron en los barcos enfriándolos con serpentines de expansión directa y sirviendo estos serpentines para enfriar el atún únicamente. - También se uso un enfriador de salmuera central de tubo y casco -- con bombas de recirculación del agua de mar entre los pozos y este enfriador, con el gran inconveniente que la salmuera se congelará -- dentro del enfriador rompiendo algunos tubos o también se tenían problemas de distribución de salmuera por un sólo enfriador que al haber infección en un pozo se afectaban otros.

El hielo ha sido usado en pequeños barcos atuneros de pequeña autonomía y cuando el atún únicamente pueda ser conservado a temperaturas de enfriamiento. El hielo se carga antes de salir el barco y su duración puede alargarse usando serpentines en las bodegas con una pequeña planta de refrigeración. También puede llevarse pequeñas plantas de hielo para producirlo a bordo, según se necesite. Este porcedimiento ha sido descartado en los barcos atuneros por los peligros que ofrece en la buena calidad del producto y por el gran espacio ocupado por el hielo o por las plantas para hacerlo.

El primer barco comercial para pescar atún en aguas tropicales y con el sistema de pozos de enfriamiento, congelación y almacenamiento en seco fué por el año de 1950. Fué un barco de 500 -- tons. llamado "Fisherman II" habiéndose criticado en aquella época, únicamente la gran capacidad de refrigeración necesaria en comparación de los demás sistemas empleados sin embargo la excelente calidad del atún y las grandes cantidades que eran entregadas a su regreso a la planta procesadora, fueron los motivos principales para que poco a poco fueran aceptados barcos con este sistema.

Una de las experiencias costosas que se tuvieron con las primeras experimentaciones en barcos provistos de pozos para la inversión en salmuera de atún, fue el que se subía mucho la temperatura a la sobre carga producida por la pesca en exceso a falta de circulación adecuada de salmuera, la que acarrea que el atún estuviera a altas temperaturas, más del tiempo conveniente en detrimento de la calidad o penetración de sal, sobre todo en atunes de poco peso.

Por tradición siempre se ha usado el amoníaco en los barcos atuneros como medio refrigerante. Con razón principal es que no se tiene ningún problema con el arrastre del aceite al sistema, como pasa con el freón. El aceite principalmente cuando se usa freón 22, y en especial a baja temperatura se almacena en los serpentines. También cuando se usa el freón, si hay una fuga, es muy difícil de conocerla prontamente haciendo muy cara la nueva carga de refrigerante mientras que las fugas en amoníaco son prontas y fácilmente localizadas y reparadas.

I.4. OTROS SISTEMAS USADOS EN BARCOS ATUNEROS

Un arreglo bastante aceptable es el uso de pequeños tanques enfriadores de salmuera, con expansión directa para cada pozo. En estos enfriadores no se tiene ningún peligro debido a que se congele el agua de mar o la salmuera como puede suceder en enfriadores de tubo y casco. Sin embargo, el espacio ocupado es considerable y la limpieza es bastante difícil.

Otro sistema que se puede considerar lógico es el emplear

uno o más enfriadores como equipo central de la instalación de refrigeración, la salmuera se hace circular en ellos, enfriándose y pasando luego a los pozos, estos enfriadores se pueden usar conjuntamente con serpentines en los pozos para llevarla carga de refrigeración necesaria para almacenar el atún en seco. En este sistema se tiene la desventaja de que la cantidad de salmuera circulada varía, ya que la resistencia que opone el pescado al irse llenando el pozo, es mayor, variando el flujo en el enfriador y consecuentemente la capacidad de enfriamiento. Por otra parte existe el peligro de congelación del agua de mar o salmuera en el interior del enfriador, rompiendo uno o más tubos. También para separar el enfriamiento y la congelación, los circuitos necesarios son complicados y ocupan, sobre todo los aislados, un espacio bastante mayor que el sistema de serpentines de expansión directa.

Otro procedimiento es emplear salmuera, que por medio de rociadores que la atomizan sobre los serpentines en los pozos y se va haciendo un banco de hielo que provee de un efecto refrigerante grande, cuando los pozos se llenan con agua de mar y atún. La refrigeración en este sistema es lenta y la congelación más, por lo que ha sido deshechado en su totalidad el sistema de rociadores.

Cuando se emplean en los barcos atuneros palangres es necesario incorporarles tanques convenientemente refrigerados para la carnada que se coloca en los anzuelos. En este tipo de barcos el cálculo de la capacidad de la maquinaria de refrigeración es más precisa y resulta más pequeña, aún en la misma captura. No pasa la capacidad en toneladas que pueda recibir el agua que es posible llevar en los tanques de refrigeración, es decir, se debe proveer una capaci-

naria de mucha más capacidad.

I.5.- MANEJO DEL ATUN DENTRO DEL BARCO.

Cuando la embarcación se va aproximando al área de pesca, por lo menos un pozo se llena de agua de mar y se pre-enfría a -2.22°C (28°F) entre 24 y 72 horas. Para este tiempo ya se estará pre-enfriando más agua de mar en otros pozos.

Después de que se pre-enfría el atún, se agrega cloruro de sodio al agua de mar, aproximadamente 45 kg. (100 lb) de sal por tonelada de pescado. La salmuera resultante se enfría hasta -18°C (0°F) y el atún se congela en 2 ó 3 días de operación, dependiendo del tamaño del atún, de las cantidades de la frecuencia con que se captura, y el espesor de éste, así como la capacidad de refrigeración con que se cuenta.

Una vez congelado el atún, la salmuera es bombeada al mar y los pozos se operan con el frío producido por los serpentines para mantener el atún a una temperatura de -18.0°C (0°F).

La primera agua de mar usada en el enfriamiento tiene la función de quitarle todas las impurezas que trae el atún de mar, evitando lo más posible que se ensucie la segunda agua de mar usada y que por lo tanto puede servir para varios tanques o pozos.

Por la eliminación de la salmuera de los pozos se disminuye el riesgo de la penetración de la sal a los tejidos del pescado, echándolo a perder, aunque el atún es menos sensitivo a la pene-

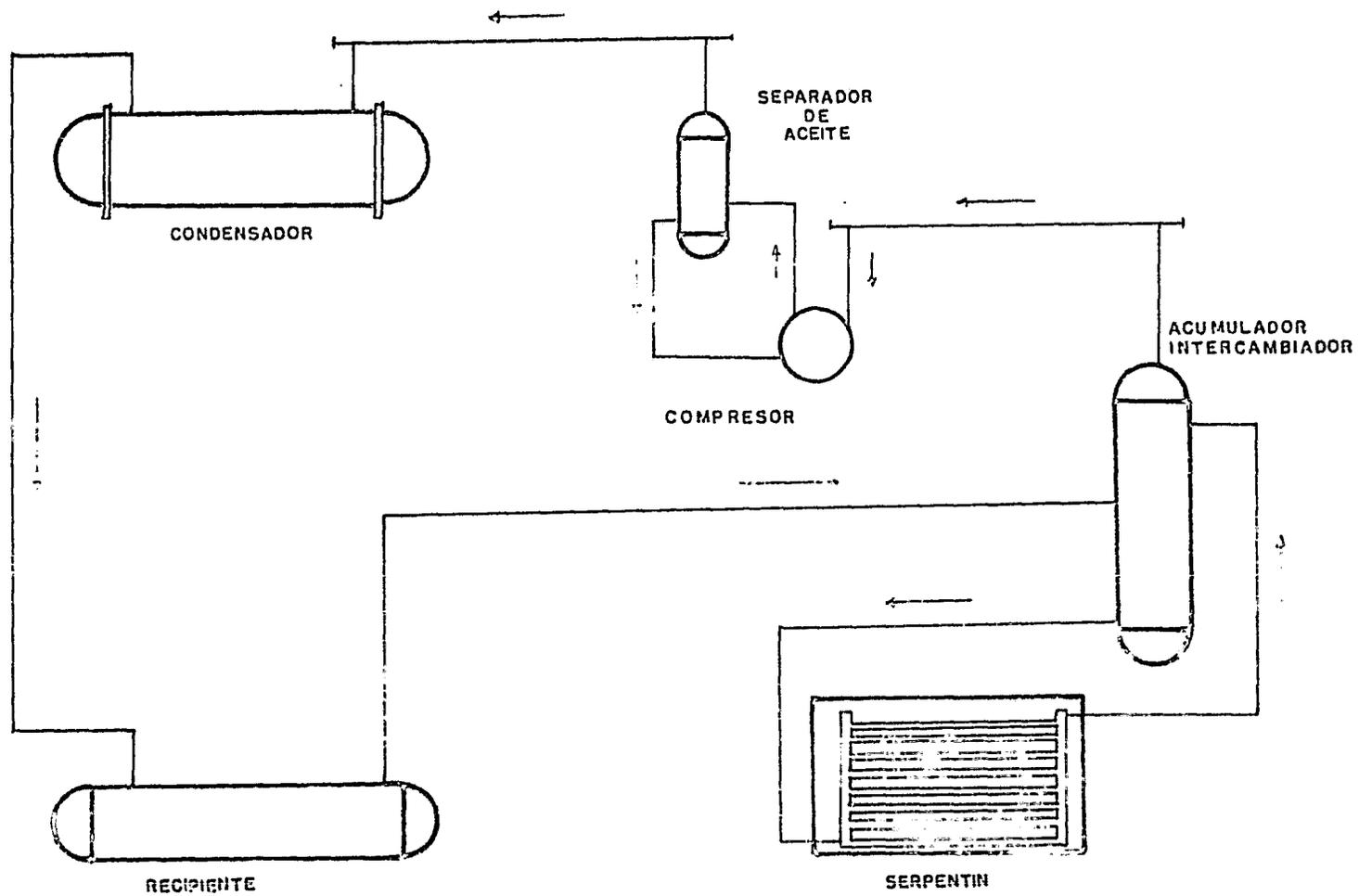
tración de la sal que otras especies, si no es propia o prontamente congelado puede absorber cantidades de sal que hacen disminuir su calidad o hacerlo rancio e inaceptable. Por lo expuesto anteriormente, una congelación rápida y almacenamiento seco del atún congelado es el mejor medio de obtener un producto de primera calidad.

Cuando la embarcación se acerca al muelle para descargar -- el producto a una corta distancia, donde el agua de mar se puede -- considerar limpia o con salmuera de baja concentración, se hace circular por los tanques únicamente con el objeto de despegar el atún de otro y poder descargarlo fácilmente al llegar al muelle, y colocarlo en contenedores que aproximadamente tiene un cupo para 1,200kg. y transportarlos al almacén refrigerado que debe estar en una temperatura de -18°C (0°F) y humedad relativa ambiente de 85%.

Si la descarga del barco es lenta entonces se hace necesario esperarse a que el barco haya atracado en el muelle y conforme se -- pueda descargar el atún se quita la refrigeración y se hace circular por el tanque de agua dulce para depegar un atún de otro y hacer más fácil su manejo.

La descarga del atún en un barco atunero lo podemos considerar en condiciones normales 60 contenedores de 1,200 kg. por día.

DIAGRAMA DEL EQUIPO DE REFRIGERACION PARA UN
BARCO ATUNERO



II.1.- INTRODUCCION

En el presente capítulo se explicarán brevemente el diagrama de Mollier, en los aspectos de su importancia y aplicación en el diseño de sistemas de refrigeración, y el diagrama de flujo de nuestro sistema.

II.2.- DIAGRAMA DE MOLLIER

Resolver un problema completo de un ciclo de refrigeración requiere un conocimiento adecuado de los procesos particulares que forman el ciclo y las relaciones que existen entre ellos, además de saber los efectos que un cambio en cualquiera de los procesos del ciclo tendría en los demás procesos del mismo. Es-

to se ha simplificado lo suficiente por el uso de gráficas y diagramas sobre los cuales se puede mostrar o representar el ciclo completo.

Todos los refrigerantes usados comúnmente en los sistemas de refrigeración presentan características similares aunque los valores numéricos de las propiedades varien de un refrigerante a otro.

Los diagramas que con mayor frecuencia se usan en el análisis del ciclo de refrigeración son los de presión entalpía (P-h) y temperatura-entropía (T-S).

El diagrama presión-entalpía (diagrama de Mollier) es el medio gráfico más común de representar las propiedades de un refrigerante esto se debe a que en la práctica de la refrigeración la entalpía es una de las propiedades más importantes, y la presión, por lo general, puede determinarse muy fácilmente.

En el diagrama 02 se muestra el diagrama presión-entalpía del amoníaco. La condición del refrigerante en cualquier estado termodinámico en particular, queda representado por un punto en el diagrama, este punto puede ser trazado si se conocen dos propiedades cualesquiera del estado del refrigerante una vez localizado el punto en la gráfica, se podrán determinar todas las demás propiedades del refrigerante.

Los refrigerantes que tienen una presión crítica alta, la presión es el estado de la refrigeración. La presión crítica es el punto de ebullición, por

lo que las líneas horizontales que cruzan el diagrama son líneas de presión constante y las líneas verticales son líneas de entalpía -- constante.

La gráfica esta dividida en tres regiones, separadas una de otra por las líneas de líquido saturado y vapor saturado.

El área que esta en la parte izquierda de la línea de líquido saturado es la región subenfriada, el refrigerante en esta zona está en la fase líquida y su temperatura es menor a la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

La zona que se encuentra a la derecha de la línea de vapor saturado se denomina región de sobrecalentamiento y el refrigerante está en forma de vapor sobrecalentado.

La sección comprendida entre las líneas de líquido saturado y vapor saturado es la región de mezclas y representa el cambio de fase del refrigerante entre las fases de líquido y de vapor.

La temperatura constante esta representada por líneas que -- son prácticamente verticales en la región de líquido subenfriado, -- por consiguiente la temperatura de un líquido comprimido determina la entalpía, pero no la presión. Esta es la razón por lo que en la práctica se prefiere el uso de tablas de vapor a presiones moderadas. En la región de mezclas donde el refrigerante cambia de fase las líneas de temperatura constante coinciden con las líneas de -- presión y son horizontales para que después en la región de sobrecalentamiento las líneas de temperatura constante continúan horizontalmente hacia la derecha y después

verticalmente. Cuando las líneas de temperatura constante son verticales se verifica que $h = \text{constante por } dt$, que es la expresión típica de la entalpía en función de la temperatura en un gas perfecto.

Las líneas rectas que se extienden diagonalmente y cruzan casi verticales la región de vapor sobrecalentado son líneas de entalpía constante. Una compresión reversible adiabática, la cual es isoentrópica muestra el esperado aumento de entalpía al aumentar la presión durante la compresión.

Las curvas, que cruzan la región de vapor sobrecalentado y son casi horizontales representan las líneas de volumen constante.

Las líneas de título se extienden desde la parte superior hasta la parte inferior del diagrama y son casi paralelas a las líneas de líquido saturado y vapor saturado.

II.5.- EXPLICACION DEL DIAGRAMA DE FLUJO.

Los equipos de refrigeración que se utilizan en un sistema de recirculación de amoníaco líquido, en base a la diferencia de presiones. Cuentan con los mismos elementos de un sistema convencional como son el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador, además de otros elementos como son: el recipiente a presión controlada, el acumulador de succión, la trampa de regreso de líquido y una válvula de tres pasos, ver diagrama 03.

Iniciaremos nuestra explicación con el compresor:

El compresor toma el gas de la línea de succión (L-12) a una presión de 172.16 KPa (24.97 lb/pulg²) y una temperatura de -22°C (-8°F) y lo descarga a una presión de 1392.74 KPa (202 lb/pulg²) y una temperatura de 131°C (267°F), por la línea (L-1), que lo conduce hacia el separador de aceite.

En este aparato se efectúa la separación del refrigerante y el aceite, en donde este último por ser más denso pasa a ocupar la parte inferior del recipiente, en donde se encuentra una válvula flotadora, que es la que nos regula la salida del aceite hacia la línea de retorno (L-2) al cárter del compresor.

Hay que mencionar que no todo el aceite es separado del refrigerante, pero si la mayor parte.

El gas sale por la parte superior del separador, para continuar por la línea de descarga (L-3) en donde existe una derivación, la línea (L-3A) que nos conduce a la válvula de 3 pasos que posteriormente explicaremos.

La línea 3 conduce el gas al condensador evaporativo, en donde el refrigerante cambia de fase, de la fase gaseosa a la fase líquida.

El refrigerante ya líquido sale del condensador evaporativo para conducirse por la línea (L-4) que se denomina línea de condensado.

Esta línea tiene un ensanchamiento en la parte inferior que-

se denomina pierna.

De esta pierna salen 3 líneas, las líneas 4A y 4B que son líneas igualadoras de presión y la 4C que es un by-pass que se utiliza en el caso en que se nos descomponga la válvula flotadora o la válvula piloto.

La pierna la utilizamos como un depósito en donde siempre -- debemos tener líquido.

La válvula piloto regula el flujo de refrigerante a presión controlada en respuesta a los cambios del nivel de líquido que se registran en la válvula flotadora, esto nos da como resultado un flujo regular hacia el recipiente de la siguiente manera.

Conforme el nivel del líquido en la pierna va subiendo, la válvula flotadora se va cerrando, esto nos provoca que se incremente la presión que ejerce el líquido sobre el pistón de la válvula piloto, y éste sobre el soporte, venciendo la fuerza del resorte y comprimiendolo, permitiendo así el paso del refrigerante líquido.

La pierna, la válvula flotadora y la válvula piloto nos sirven como un sello líquido entre la presión de 1392.74 KPa (202 lb/pulg²) que tenemos en el condensador y la presión de 829.57 KPa -- (120 lb/pulg²) que tenemos en el recipiente a presión controlada, con el objeto que no se nos igualen estas dos presiones.

El líquido cuando sale de la válvula piloto, se conduce por la línea 4C hacia el recipiente a presión controlada.

Este recipiente tiene varias conexiones y que sirven -- para:

1.- El cople (A) que nos conecta con la línea (L-5) - que es la entrada del líquido al recipiente.

2.- El cople (B) sirve para conectar una válvula de - seguridad que es calibrada a 1723.69 KPa (250 lb/pulg²).

3.- El cople (C) sirve para conectar una válvula para la purga de aire.

4.- El cople (E) nos conecta con la línea (L-7) -- esta línea nos comunica al recipiente con el acumulador de succión.

En esta línea instalamos una válvula reguladora de presión, esta válvula es la que nos controla la presión en el recipiente, cuando la presión excede los 827.37 KPa (120 lb/pulg²), el resorte de la válvula se comprime, subiendo el pistón y dejándonos pasar el gas al acumulador, y cuando la presión es de 827.37 KPa (120 lb/pulg²) o menor, esta válvula permanece cerrada.

5.- El cople (F) se utiliza para recibir el condensado que viene de la trampa Phillips por la línea (L-8 A).

6.- El cople (G) se utiliza para la salida del líquido al evaporador.

El refrigerante líquido sale del recipiente por el co-
ple (G) se conduce por la línea (L-6) hasta el evaporador. -
En esta línea se instalan 2 válvulas, la primera es una válvula-
selenoide que se instala cerca de la salida del recipiente a pre-
sión controlada y su función es de permitir el paso del refrige-
rante al sistema, cuando el selenoide de la válvula esta energí-
zada, y de obstruirlo cuando ésta no lo esta.

La segunda es una válvula de expansión manual que se -
instala lo más cerca posible del evaporador y su función es de -
expandir el refrigerante cuando pasa por ella, y entre al evapo-
rador.

Es conveniente mencionar que no todo el refrigerante -
se alcanza a evaporar, ya que estamos circulando dos veces más -
de refrigerante (amoníaco). El refrigerante sale del evapora-
dor, para conducirse por la línea (L-9) hasta el acumulador --
de succión.

En esta línea se instala una válvula reguladora de pre-
sión con el objeto de que la presión en el evaporador no baje de
172.17 KPa (24.97 Ib/ pulg²).

En el acumulador se efectua la separación del refrige-
rante líquido del gaseoso.

En este aparato es necesario instalar un switch flota-
dor de alarma para que cuando cuba el nivel del líquido más de -

lo calculado, se pare el compresor y así no haya peligro de que --
pase líquido a este.

Aquí en el acumulador es donde se inicia el retorno del refrigerante líquido al recipiente a presión controlada, para esto es necesario instalar los aparatos de la siguiente manera: Al acumulador en la parte superior, la trampa Phillips abajo del acumulador y por último al recipiente a presión controlada se instalarán abajo de la trampa Phillips.

El retorno se efectúa de la siguiente forma:

Cuando la válvula selenoide que controla la válvula de 3 pasos esta desenergizada, la presión de la trampa se iguala con la presión del acumulador, mediante la línea (L-10) cuando esto sucede el líquido del acumulador empieza a drenar por la línea (L-8) hacia la trampa Phillips.

En la trampa se instala un switch flotador, que opera -- cuando el refrigerante líquido llega al nivel determinado, energizando a la válvula selenoide colocada en la válvula de 3 pasos, y mandando alta presión a la trampa, esta alta presión es suministrada por la línea (L-5A) que viene de la descarga del compresor

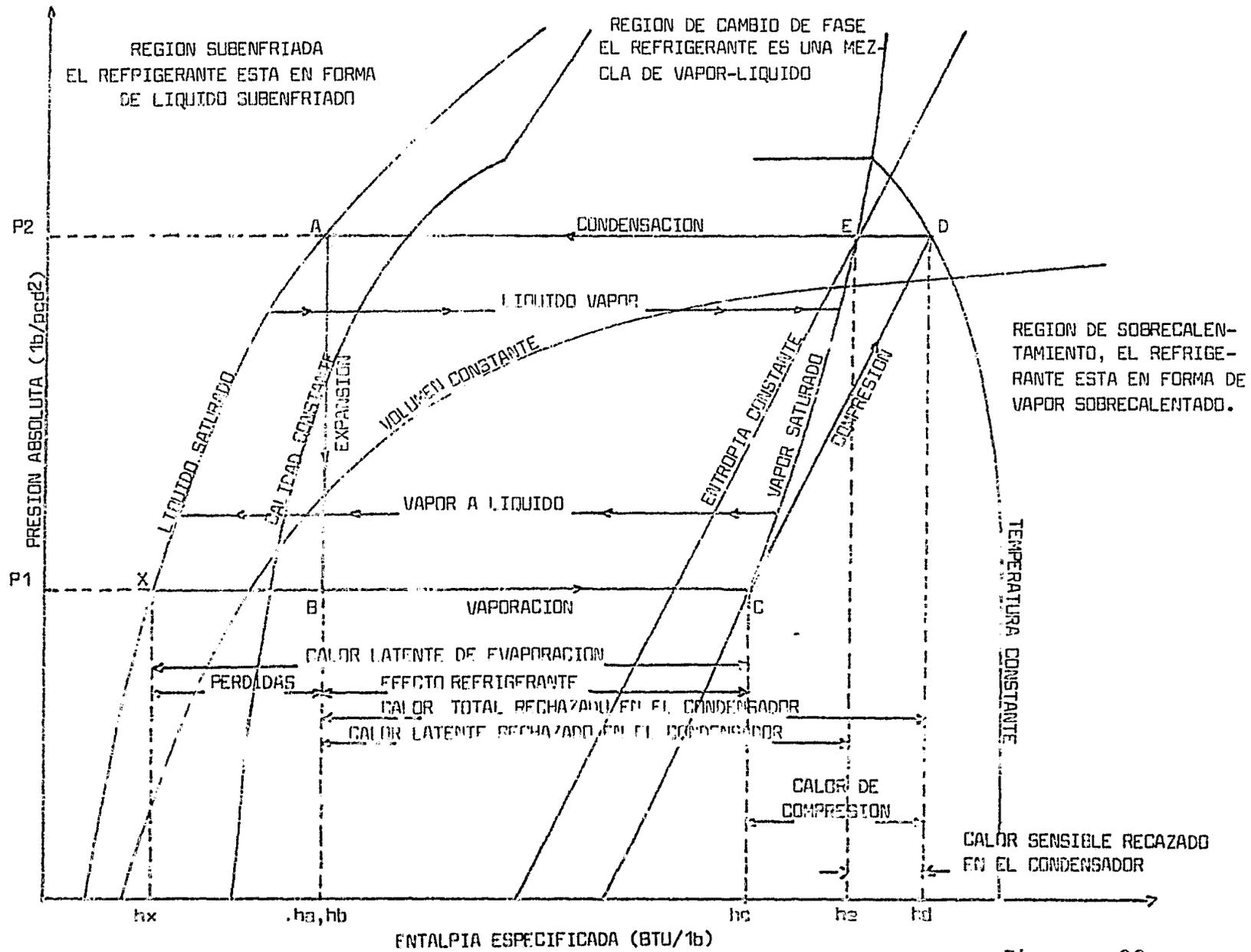
Cuando la presión de la trampa se iguala con la presión del recipiente, el líquido de la trampa empieza a drenar por la -- línea (L-8A) hacia el recipiente a presión controlada.

El tiempo de vaciado está controlado con un reloj con relevador.

Cuando el reloj llega a la graduación que se le ha asignado, desenergiza a la válvula selenoide que está colocada en la válvula de 5 pasos, dando paso de nuevo a la presión del acumulador.

La válvula check que se instala en la línea (L-8) nos sirve para no permitir el paso del refrigerante cuando tenemos alta presión en la trampa Phillips, hacia el acumulador.

La válvula check que se instaló en la línea (L-8A) sirve para no dejar pasar el refrigerante al recipiente a presión controlada cuando tenemos baja presión en la trampa Phillips.



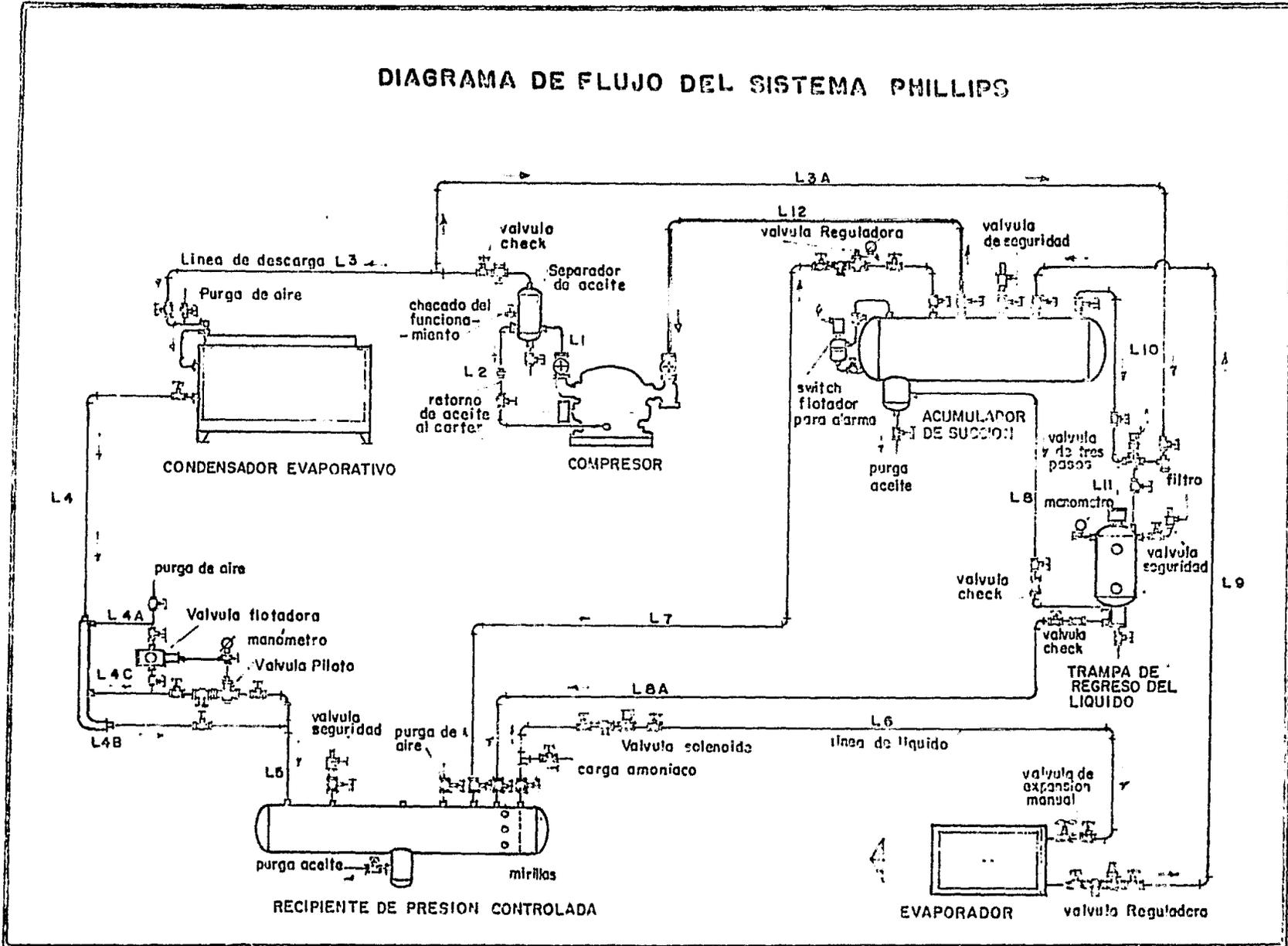
REGION SUBENFRIADA
EL REFRIGERANTE ESTA EN FORMA
DE LIQUIDO SUBENFRIADO

REGION DE CAMBIO DE FASE
EL REFRIGERANTE ES UNA MEZ-
CLA DE VAPOR-LIQUIDO

REGION DE SOBRECALEN-
TAMIENTO, EL REFRIGE-
RANTE ESTA EN FORMA DE
VAPOR SOBRECALENTADO.

Diagrama 02

DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA PHILLIPS



III.1. I N T R O D U C C I O N

En este capítulo se presenta el cálculo de la carga térmica y la selección de los componentes que integran el sistema, -- los cuales se obtienen mediante catálogos de fabricantes.

Este cálculo se inicia con la obtención de la carga térmica por la transmisión en paredes, techo y piso, infiltración de-- aire, personal laborando, montacargas, alumbrado y producto. Continuando con la obtención de los parámetros físicos que rigen el-- funcionamiento del sistema, los cuales se obtuvieron mediante fórmulas o de la consulta de tablas de amoníaco saturado o sobrecalentado. Se presenta además, un cálculo de cargas adicionales que se presentan en el sistema debido a las características del mismo.

Posteriormente se presenta la selección del compresor en donde se explica la relación de compresión y el porque se escoge-- una o dos etapas de compresión, seleccionando el motor que lo - - accionara así como el arrancador del mismo. Finalmente la selección del condensador evaporativo y los difusores que se emplearan en la cámara frigorífica.

III. 2.- CARGA TERMICA

III.2.1.- CARGA TERMICA ATRAVES DE PAREDES

TECHO Y PISO.

Esta carga la calcularemos utilizando la formula siguiente:
te:

$$Q = U A \Delta T \quad \text{III.1}$$

DONDE:

Q = Calor en $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$ (watts)

U = Coeficiente total de calor en $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$
(watts)
 $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

A = Area en m^2

T = ($T_e - T_i$)

T_e = Temperatura exterior en $^\circ\text{C}$

T_i = Temperatura interior en $^\circ\text{C}$

Iniciaremos con el cálculo del coeficiente U (Coeficiente total de calor).

DONDE:

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

$$R = \frac{1}{h_i} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \dots + \frac{X_n}{K_n} + \frac{1}{h_e}$$

DONDE:

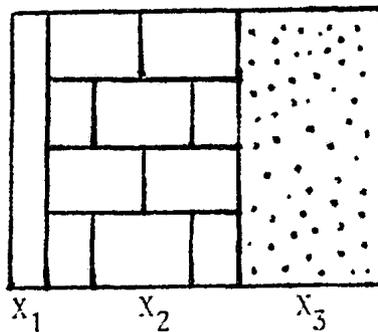
H_i = Coeficiente de película en el interior

H_e = Coeficiente de película en el exterior

X_n = Espesor del material.

K_n = Coeficiente de conductividad térmica

Para las paredes:



$X_1 = 0.02$ m Aplanado exterior (Concreto mortero, mezcla)

$X_2 = 0.15$ m Tabique normal

$X_3 = 0.15$ m Aislante de poliestireno expandido.

Los coeficientes de conductividad térmica K y de película para los materiales mencionados anteriormente los tomamos de la tabla N° III-1

$$K_1 = 0.6205 \frac{\text{Kcal m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.7216 \frac{\text{watts m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$K_2 = 0.6205 \frac{\text{Kcal m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.7216 \frac{\text{watts m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$k_3 = 0.02482 \frac{\text{Kcal m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.029 \frac{\text{watts m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$H_i = 8.05695 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (9.370 \frac{\text{watts}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$H_e = 19.532 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (22.715 \frac{\text{watts}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$R_1 = \frac{1}{H_i} + \frac{X_1}{K_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3} + \frac{1}{H_e}$$

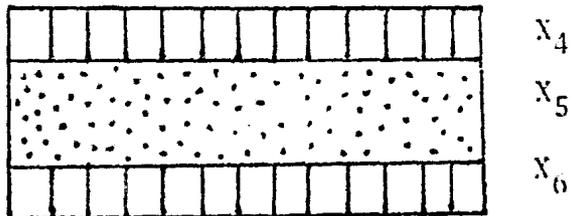
$$R_1 = \frac{1}{8.056} + \frac{0.02}{0.620} + \frac{0.15}{0.620} + \frac{0.15}{0.0248} + \frac{1}{19.532}$$

$$R_1 = 0.125 + 0.033 + 0.242 + 6.04 + 0.051$$

$$R_1 = 6.50$$

$$U_1 = \frac{1}{R_1} = \frac{1}{6.50} = 0.154 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.179 \frac{\text{watts}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

Para el piso:



$$X_4 = 0.10 \text{ m Concreto}$$

$$X_5 = 0.15 \text{ m Aislante de Poliestireno expandido.}$$

$$X_6 = 0.10 \text{ m Concreto.}$$

$$K_4 = 6.8362 \frac{\text{Kcal m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (7.95 \frac{\text{watts m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$K_5 = 0.02482 \frac{\text{Kcal m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.029 \frac{\text{watts-m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$K_6 = 6.8362 \frac{\text{Kcal -m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (7.95 \frac{\text{watts-m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

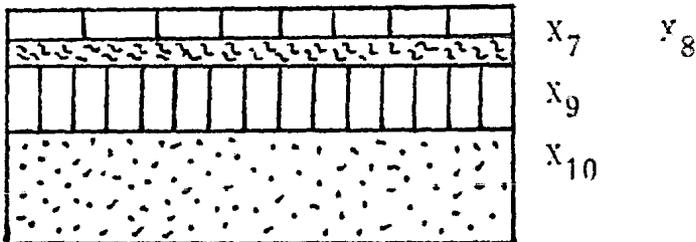
$$R_2 = \frac{1}{h_i} + \frac{X_4}{K_4} + \frac{X_5}{K_5} + \frac{X_6}{K_6}$$

$$R_2 = \frac{1}{8.056} + \frac{0.1}{6.836} + \frac{0.15}{0.0248} + \frac{0.1}{6.836}$$

$$R_2 = 6.20$$

$$U_2 = \frac{1}{R_2} = \frac{1}{6.20} = 0.162 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.183 \frac{\text{watts}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

Para el techo:



$$X_7 = 0.02 \text{ m Ladrillo de fachada}$$

$$X_8 = 0.02 \text{ m Relleno (Lana mineral)}$$

$$X_9 = 0.10 \text{ m Concreto.}$$

$$X_{10} = 0.15 \text{ m Aislante de poliestireno expandido.}$$

$$K_7 = 1.1169 \frac{\text{Kcal-m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (1.298 \frac{\text{watts - m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$K_8 = 0.033507 \frac{\text{Kcal-m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.0389 \frac{\text{watts-m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$K_9 = 6.8362 \frac{\text{Kcal-m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (7.95 \frac{\text{watts -m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$K_{10} = 0.02482 \frac{\text{Kcal-m}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.029 \frac{\text{watts m}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

$$R_5 = \frac{1}{h_i} + \frac{X_7}{K_7} + \frac{X_8}{K_8} + \frac{X_9}{K_9} + \frac{X_{10}}{K_{10}} + \frac{1}{h_c}$$

$$R_5 = \frac{1}{8.056} + \frac{0.02}{1.116} + \frac{0.02}{0.033} + \frac{0.10}{6.836} + \frac{0.15}{0.0248} + \frac{1}{19.532}$$

$$R_5 = 0.124 + 0.018 + 0.606 + 0.0146 + 6.04 + 0.0512$$

$$R_5 = 6.854$$

$$U_5 = \frac{1}{R_5} = \frac{1}{6.854} = 0.146 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (0.169 \frac{\text{watts}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}})$$

Las áreas de las paredes , techo y piso son:

Area muro norte igual a area del muro sur A_1 :

$$A_1 = 12.41 \times 6.15 = 76.52 \text{ m}^2$$

Area muro este, igual a area muro oeste A_2

$$A_2 = 12.41 \times 6.15 = 76.52 \text{ m}^2$$

Area del techo igual a area del piso A_3

$$A_3 = 31.54 \times 12.41 = 391.41 \text{ m}^2$$

Tomaremos una temperatura de diseño fuera de la nave de 36 °C, dentro de la nave de 31 °C y en las cámaras de producto -- congelado de -18 °C.

En base al plano, podemos determinar un aumento de temperatura por efecto solar en el muro oeste.

De la tabla No. III-2 considerando un calor negro tenemos un incremento de temperatura de 4.44 °C.

Para el piso debe calcularse una temperatura 11.11 °C -- (20 °F) más baja que la temperatura del bulbo seco del lugar.

Para las antecamaras hacemos la misma consideración.

De la tabla No. III-3 obtenemos la temperatura del bulbo seco de Mazatlan 31 ° C.

Muro	Temperatura °C
Norte	$31 - 11.11 = 19.89 \text{ °C}$
Sur	$31 - 11.11 = 19.89 \text{ °C}$
Este	$31 - 0.0 = 31 \text{ °C}$
Oeste	$36 + 4.4 = 40.4 \text{ °C}$
Piso	$31 - 11.11 = 19.89 \text{ °C}$

Techo $31 - 0.0 = 31 \text{ } ^\circ\text{C}$

Utilizando los datos anteriores podemos encontrar el incremento de temperatura, entre la temperatura interior y la exterior de la cámara.

Muro	Temperatura $^\circ\text{C}$	Incremento ΔT
Norte	$19.89 - (-18 \text{ } ^\circ\text{C}) =$	$37.89 \text{ } ^\circ\text{C}$ Tomamos $38 \text{ } ^\circ\text{C}$
Sur	$19.89 - (-18 \text{ } ^\circ\text{C}) =$	$37.89 \text{ } ^\circ\text{C}$ Tomamos $38 \text{ } ^\circ\text{C}$
Este	$31 - (-18 \text{ } ^\circ\text{C}) =$	$49 \text{ } ^\circ\text{C}$
Oeste	$40 - (-18 \text{ } ^\circ\text{C}) =$	$58 \text{ } ^\circ\text{C}$
Piso	$19.89 - (-18 \text{ } ^\circ\text{C}) =$	$37.89 \text{ } ^\circ\text{C}$ Tomamos $38 \text{ } ^\circ\text{C}$
Techo	$31 - (-18 \text{ } ^\circ\text{C}) =$	$49 \text{ } ^\circ\text{C}$

La carga térmica por paredes, techo y piso es:

A) Muro norte igual al muro sur

$$Q_A = 2 U_1 A_1 \Delta T$$

$$Q_A = 0.154 \times 76.32 \times 38 \times 2 = 893.25 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}}$$

$$= 1,038.85 \text{ watts}$$

B) Muro este

$$Q_B = U_1 A_2 \Delta T$$

$$0.154$$

$$Q_B = 0.154 \times 193.94 \times 49 = 1,463.17 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}} = 1,702.01 \text{ W.}$$

C) Muro Oeste

$$Q_C = U_1 A_2 \Delta T$$

$$Q_C = 0.154 \times 193.94 \times 58 = 1752.27 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}} = 2014.63 \text{ watts}$$

D) piso

$$Q_E = U_2 A_3 \Delta T$$

$$Q_E = 0.162 \times 391.4 \times 38 = 2409.46 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}} = 2802.20 \text{ watts.}$$

E) Techo.

$$Q_F = U_3 A_3 \Delta T$$

$$= 0.146 \times 391.4 \times 49 = 2800.07 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}} = 3256.48 \text{ watts}$$

$$Q_t = Q_A + Q_B + Q_C + Q_D + Q_E \quad \text{III-4}$$

$$Q_t = 893.25 + 1463.47 + 1752.27 + 2409.46 + 2800.07$$

$$Q_t = 92,98.52 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}} = 10,814.18 \text{ watts}$$

$$\frac{1 \text{ Kcal}}{\text{Hr}} = 1.163 \text{ watts}$$

$$Q_t = 3.07 \text{ TR}$$

III.2.2- Carga debida a la infiltración de aire a la cámara, es una función del volúmen del almacen, lo que permite una determinada cantidad de cambios de aire.

Debido a las cualidades psicrométricas del aire, este cálculo se dividirá en : ganancia por el calor sensible del aire y la ganancia debida al calor latente del aire.

El volúmen de una cámara (V_1) es:

$V_1 =$ Largo (b) por ancho (a) por alto (h)

$$V_1 = b \times h \times a = 31.54 \text{ m} \times 12.41 \text{ m} \times 6.15 \text{ m} = 2,407.18 \text{ m}^3$$

$$V_1 = 2,407.18 \text{ m}^3$$

En la tabla III-4 se dan valores equivalentes de infiltración en cambios de volúmen de aire cada 24 horas, siendo una función de volúmen de la cámara. Para nuestro caso necesitamos interpolar entre $2,123.77 \text{ m}^3$ ($75,000 \text{ * pies}^3$) y los $2,831.70 \text{ m}^3$ ($100,000 \text{ * pies}^3$), con un total de 1.3 y 1.1 cambios de aire (c.a.) respectivamente.

Debido a que los períodos de almacenamiento son cortos, en esta tabla se recomienda multiplicar por dos el resultado, lo que implica un constante movimiento en el interior de la cámara. Realizando la interpolación tenemos:

$$\begin{aligned} \text{c.a.} &= 1.3 - \frac{2,407.18 - 2,123.77}{2,831.70 - 2,123.77} \times (1.3 - 1.1) \\ &= 1.22 \times 2 = 2.44 \\ \text{c.a.} &= 2.44 \text{ (cambios de aire) .} \end{aligned}$$

Para poder efectuar el cálculo debemos recordar que el calor del aire esta definido por:

$$Q_{ta} = q_s + q_c \quad \text{III-5}$$

Q_{ta} = Calor total del aire

La tabla donde se obtuvieron, esta dada en estas unidades

q_s = Calor sensible del aire.

q_c = Calor latente o calor del vapor presente en el aire

En este estudio se obtendrán las propiedades psicrométricas del aire a las condiciones de diseño en el exterior.

$$T_{bs} = 31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{bh} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Entalpia de bulbo seco} = h_{bs} = 11.73 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$(49.10 \text{ KJ})$$

Kg

$$\text{Entalpia de bulbo seco total} = h_{bst} = 29.46 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$(123.52 \text{ KJ})$$

Kg

$$\text{Entalpia de bulbo humede} = h_{bh} = 23.60 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} (98.76 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}})$$

Kg

KG

Con estos datos calculamos la humedad relativa (H.R.) del aire.

$$\text{H.R.} = \frac{h_{bh} - h_{bs}}{h_{bst} - h_{bs}} = \frac{23.60 - 11.73}{29.46 - 11.73} = 0.67$$

$$\text{H.R.} = 67 \%$$

$$\text{Peso del vapor} = P_v = 0.02904 \text{ Kgv/Kga}$$

$$\text{Peso del vapor real 1} = P_{vR1} = P_v \times \text{H.R.}$$

$$P_{vr1} = 0.02904 \times 0.60 = 0.019457 \text{ Kgv/Kga}$$

$$\begin{aligned} \text{Entalpia del vapor} = hv &= 611.06 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \\ & (2,558.13 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}) \end{aligned}$$

Volúmen específico del aire seco = V_{es}

$$V_{es} = 0.8609 \text{ m}^3$$

Volúmen específico de la mezcla saturada = V_{ems}

$$V_{ems} = 0.9015 \text{ m}^3$$

Volúmen específico de la mezcla = V_{em}

$$V_{em} = V_{es} + (V_{ems} - V_{es}) \text{ H.R.}$$

$$V_{em} = 0.8609 + (0.9015 - 0.8609) \times 0.67 = 0.8881 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

$$V_{em} = 0.8881 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$C_p = 0.24 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} \quad (1.00 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}})$$

Continuaremos con las condiciones del aire en el interior de la cámara.

$$T_{bs} = -18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{H.R.} = 85 \%$$

$$\text{Peso del vapor} = P_v = 0.0007852 \text{ Kgv/Kga}$$

$$\text{Peso del vapor real 2} = P_{vr2} = P_v \times \text{H.R.}$$

$$P_{vr2} = 0.0007852 \times 0.85 = 0.000667$$

$$P_{vr2} = 0.000667 \text{ Kgv/Kga}$$

Obteniendo los datos necesarios podemos efectuar los cálculos, primeramente calculamos el calor sensible. (qs)

$$q_s = \frac{V \times C_p \times C.a. \times \Delta t}{V_{em}} \quad \text{III-7}$$

$$q_s = \frac{2,407.18 \times 0.24 \times 2.44 \times (31 - (-18))}{0.8881} = 77,775.70$$

$$q_s = 77,775.70 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ Hr}} \quad (3,733.23 \text{ w})$$

24 Hr

$$q_s = 1.07 \text{ T.R.}$$

En segundo término calculamos el calor latente. (q_s)

$$q_e = V \times \frac{(Pvr1 - Pvr2) \times C.a. \times h_v}{V_{em}}$$

$$q_e = \frac{2,407.18 \times (0.019457 - 0.000667) \times 2.44 \times 611.06}{0.8881} = 75,935.90$$

$$q_e = 75,935.90 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ Hr}} \quad (3,645.00 \text{ w})$$

El calor total es:

$$q_t = q_s + q_e$$

$$q_e = 153,711.60 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ Hr}} \quad (7,378.16 \text{ w})$$

$$q_e = 2.11 \text{ T.R.}$$

III.2.3. Carga debida al personal.

Como en esta cámara se tendrá un manejo de producto ---
diario, para efectos de cálculo, se considera que tendremos seis--

personas trabajando en un turno de ocho horas continuas dentro de ella.

Nota: Este personal no estará las ocho horas, sino que se estara cambiando constantemente, aproximadamente cada hora, debido a que es imposible que una persona permanezca más tiempo a esta temperatura.

En la tabla III-5 obtenemos un factor equivalente al calor generado por persona, trabajando a - 18 °C.

$$\text{Carga por persona} = K_p = 327.62 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}} \quad (318.02 \text{ w })$$

$$\text{Número de personas} = n.p. = 6$$

$$\text{Tiempo de trabajo} = t = 8. \text{ hrs} / 24 \text{ hrs.}$$

Efectuando el cálculo tenemos, que:

$$Q = n.p. \times t \times K_p \quad \text{III-10}$$

$$Q = 6 \times 8 \times 327.63 = 15,726.24 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ Hrs.}} \quad (762.07 \text{ w })$$

$$Q = 0.22 \text{ T.R.}$$

III.2.4.- Carga debida al montacargas.

Por necesidad de conservar el producto estibado, en estibas de más de 1,20 m, y pesar las tinas contenedoras, aproximadamente 1,200 kg., se hace indispensable el uso de dos montacargas - en la cámara por lo cual se emplearán cuatro montacargas eléctricos dos en cada cámara, propulsados por un motor de 50 H.P.

El valor del efecto térmico k del motor lo obtenemos de la tabla III-6 con lo que tenemos que:

$$Q = k \times \text{Pot} \times t \times \text{NM} \quad \text{III-11}$$

$$\text{Efecto térmico} = k = 743.45 \text{ Kcal} \quad (864.63 \text{ w})$$

Hr-

$$\text{Tiempo de trabajo} = t = 8 \text{ Hrs./24 Hrs.}$$

$$\text{Número de Montacargas} = \text{NM} = 2$$

$$Q = 743.45 \times 30 \times 8 \times 2 = 356,856 \text{ Kcal}$$

24 Hr.

$$Q = 356,856.00 \text{ Kcal} \quad (17,292.15 \text{ w})$$

24Hrs.

$$Q = 4.90 \text{ T.R.}$$

Considerando un factor de servicio (F.S.) por el uso constante del montacargas de 60%

$$Q = 4.90 \times 0.60 = 2.94 \text{ T.R.}$$

III.2.5.- Carga debida al alumbrado.

En base a las labores que se desarrollan en la cámara, se hace indispensable el empleo de un sistema de alumbrado, que permita fácilmente efectuar las maniobras necesarias.

Siguiendo las indicaciones de los requerimientos de alumbrado, se tiene que:

$$Q = (A) (K) (d) (t)$$

De la tabla III - 7 tenemos:

$$\text{Requerimientos} = K = 21.5278 \frac{\text{watts}}{\text{M}^2}$$

$$\text{Disipación} = d = 0.87 \frac{\text{Kcal}}{\text{w-Hr}} (1.0002 \frac{\text{watts}}{\text{w-Hr}})$$

Además tenemos que:

$$\text{Area del techo} = A = 391.11 \text{ m}^2$$

$$\text{Tiempo de trabajo} = t = 8 \text{ hr}/24 \text{ Hr.}$$

Por lo tanto sustituyendo valores en la ec.

$$Q = 391.11 \times 21.5278 \times 0.87 \times 8 = 58,601.28$$

$$Q = 58,601.28 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ Hr.}} (2,839.72 \text{ w})$$

$$Q = 0.80 \text{ T. R.}$$

III.2.6.- Carga debida al producto.

Debido a que el producto se entrega congelado por los -- barcos atuneros, no se hace necesario congelarlo, sino únicamente bastará retirarle el calor ganado durante las maniobras de desembarco e introducirlo a la bodega. La que se considera no mayor de un 5 % del total de la introducción de un día. Por lo que la carga del producto será únicamente ésta, ya que en el almacén se conservará a la misma temperatura que en el barco, razón por la cual no habrá un incremento en la carga térmica.

Tomando en cuenta que se introducen al almacén 60 tinas-
diarias de atún, cada una con un peso aproximado de 1,200 kg. Se-
tiene que:

$$\text{Masa del Atún} = M_a = 60 \times 1,200 = 72,000.00 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Masa del Atún considerada} &= M_{ac} = 72,000.00 \times 0.50 = \quad - \\ &= 3,600.00 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

De la tabla III-8 obtenemos los siguientes datos:

$$\begin{aligned} \text{Calor específico a presión constante} &= C_{p1} = 0.410 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \\ &= (1.72 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Calor latente del producto} &= h_e = 60.56 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \quad (253.53 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}) \end{aligned}$$

La carga del producto está formada por la suma del calor
latente y el calor sensible.

$$Q_p = q_s + q_c \quad \text{III-13}$$

$$Q_s = M_{ac} \times C_{p1} \times dt = 3,600.00 \times 0.410 \times (-2 - (-18)) = 23,616.00$$

$$q_s = 23,616.00 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ Hr.}} \quad (1,145.01 \text{ w })$$

$$q_s = 0.35 \text{ T.R.}$$

$$q_c = M_{ac} \times h_e = 3,600 \times 60.56 = 218,016.00 \frac{\text{Kcal}}{24 \text{ Hr.}}$$

$$q_e = 3.00 \text{ T. R.}$$

Por lo tanto el calor total debido al producto es:

$$Q_p = 23,616 + 218,016 = 241,632 \text{ Kcal} = (11,709 \text{ w }) \\ 24 \text{ Hr.}$$

$$Q_p = 0.33 + 3.00 = 3.33 \text{ T. R.}$$

La carga total de la cámara será la suma de todas las --
cargas calculadas anteriormente, calculadas cada 24 Hrs.

$$QT = 223164.48 + 153711.60 + 15,726.24 + 214,113.6 + \\ 58,601.28 + 241,632.$$

$$QT = 906949.20 \text{ Kcal} = 37789.55 \text{ Kcal} = (43949.25 \text{ w }) \\ 24 \text{ Hr.} \quad \text{Hr.}$$

$$QT = 12.50 \text{ T. R.}$$

Se hace necesario que nuestro equipo. trabaje únicamente
18 hrs., para así hacerlo rentable, por lo que los equipos deberán
absorber en 18 Hrs. la carga que generarán 24 Hrs.

Aplicando una regla de 3 inversa tenemos:

$$QT_1 \text{ _____ } 24 \text{ Hrs.}$$

$$QT_2 \text{ _____ } 18 \text{ Hrs.}$$

$$QT_2 = \frac{906949.20 \times 24}{18} = 1,209,265.60 \text{ Kcal} \\ 24 \text{ Hr.}$$

$$QT = 50,386.76 \text{ Kcal} = (53,503.98 \text{ w }) \\ \text{Hr.}$$

$$QT_2 = 16.66 \text{ T. R.}$$

A la carga anteriormente calculada le incrementamos un 15% por perdidas no contables.

$$QT_3 = 1,209.265.60 + 15\% = 1,390,655.44 \text{ Kcal } \\ 24 \text{ Hr.}$$

$$QT_3 = 57,944.00 \text{ Kcal } = (67,388.87 \text{ w }) \\ \text{Hr.}$$

$$QT_3 = 19.16 \text{ T. R.}$$

El resultado anterior, es la carga generada por una sola cámara, pero como tenemos 2 cámaras, multiplicaremos la carga térmica por 2

$$QT_4 = 1,390,655.44 \times 2 = 2,781,310.88 \text{ kcal } \\ 24 \text{ Hr.}$$

$$QT_4 = 115,888.00 \text{ Kcal } = (134,777.74 \text{ w }) \\ \text{Hr.}$$

$$QT_4 = 58.52. \text{ T. R.}$$

En el punto anterior, quedó determinada la carga térmica total en las 2 cámaras.

Como complemento, vamos a determinar la cantidad de refrigerante necesario para absorber esta carga, partiendo del efecto, refrigerante, para esto obtendremos valores de las tablas de amoniaco saturado

rado donde tenemos:

Volúmen, específico a la temperatura de evaporación = V_e

$$V_e = 0.6848 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

Efecto refrigerante (del diagrama de Molliere)

$$ER = 304.29 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \left(1,273.97 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

Masa circulante

$$Mc = \frac{QR}{ER} = \frac{115,888.00}{304.29} = 380.85 \frac{\text{Kg}}{\text{Hr.}}$$

$$Mc = 0.106 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

s

III.3.- Cálculo de los parámetros físicos que rigen el funcionamiento del sistema.

En la sección anterior se han calculado algunos de los parámetros, los cuales ayudaron a encontrar la carga térmica del almacén frigorífico. La siguiente presentación de los parámetros se hace con el fin, de que en el cálculo que se requiera, se tomen los datos necesarios y de esta manera la selección de los diferentes componentes del sistema.

- 1.- Presión de succión absoluta (Ps)
 $Ps = 1.75 \text{ Kg./cm}^2 \left(172.102 \text{ Kpa} \right)$
- 2.- Temperatura de succión (Ts)
 $T_s = 22 \text{ C}$

rado donde tenemos:

Volúmen, específico a la temperatura de evaporación = V_e

$$V_e = 0.6848 \text{ m}^3 / \text{Kg.}$$

Efecto refrigerante (del diagrama de Molliere)

$$ER = 304.29 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \left(1,273.97 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right)$$

Masa circulante

$$Mc = \frac{QR}{ER} = \frac{115,888.00}{304.29} = 380.85 \frac{\text{Kg}}{\text{Hr.}}$$

$$Mc = 0.106 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

III.3.- Cálculo de los parámetros físicos que rigen el funcionamiento del sistema.

En la sección anterior se han calculado algunos de los parámetros, los cuales ayudaron a encontrar la carga térmica del almacén frigorífico. La siguiente presentación de los parámetros se hace con el fin, de que en el cálculo que se requiera, se tomen los datos necesarios y de esta manera la selección de los diferentes componentes del sistema.

- 1.- Presión de succión absoluta (Ps)
 $Ps = 1.75 \text{ Kg./cm}^2 \left(172.162 \text{ Kpa} \right)$
- 2.- Temperatura de succión (Ts)
 $T_s = 22 \text{ }^\circ\text{C}$

- 3.- Volúmen específico en la succión (Ves)
Ves = 0.6848 m³ / Kg.
- 4.- Entalpia en la succión (hs)
hs = 338.48 Kcal/kg (1,417.00 KJ/Kg)
- 5.- Entropia en la succión (Ss)
Ss = 1.351 Kcal/Kg°C (5.659 KJ/kg °C)
- 6.- Entalpia de líquido a Ps y Ts (hes)
hes = 19.06 Kcal/Kg (79.7818 KJ/kg)
- 7.- Entalpia de vaporización a Ps Y Ts (hvs)
hvs = 319.42 Kcal/kg (1,337.20 KJ/kg)
- 8.- Presión de descarga absoluta (Pd)
pd = 14.21 kg/cm² (1,393.43 kp)
- 9.- Entropia de descarga (Sd)
Sd = Ss = 1.351 Kcal/Kg °C (5.659 KJ/Kg°C)
- 10.- Entalpia de descarga (hd)
hd = 413.86 Kcal/kg (1,732.57 KJ/kg)
- 11.- Temperatura de descarga (Td)
Td = 131 °C
- 12.- Entalpia de saturación a Pd (hvd)
hvd = 351.60 Kcal/kg (1,471.89 KJ/kg)
- 13.- Calor latente de condensación a Pd (hevd)
hevd = 267.30 Kcal/kg (1,119.04 KJ/Kg)
- 14.- Entalpia de líquido saturado a Pd (hed)
hed = 84.29 Kcal/kg (352.85 KJ/kg)
- 15.- Presión absoluta en el recipiente de presión controlada (Pr)
Pr = 8.44 Kg/cm² (827.371 Kpa)

16.- Temperatura del líquido saturado a la entrada del recipiente de presión controlada "RPC" (Tr)

$$Tr = 19^{\circ}\text{C}$$

17.- Entalpia de líquido saturado a la entrada del RPC- (her)

$$Her = 64.45 \text{ Kcal/kg (269.82 KJ/Kg)}$$

18.- Entalpia de vapor saturado en el RPC (hvr) hvr = 349.15 Kcal/Kg (1,461.66 KJ/Kg)

En estos sistemas se recomienda circular tres veces el refrigerante necesario, considerando que un volumen va al compresor y los otros dos volúmenes se encuentran repartidos en: El recipiente de presión controlada, trampa Phillips y el acumulador. Los tres volúmenes se mezclan en el recipiente de presión controlada, llegando así el volumen del compresor a través de la válvula-piloto a la temperatura de 19°C y la presión de 8.44 Kg/cm^2 (327.371 KPa), y los otros dos volúmenes llegarán a éste, por la línea-procedente del acumulador y la trampa Phillips a la temperatura de evaporación $T_s = 22^{\circ}\text{C}$.

19.- La temperatura de la mezcla resultante en el RPC la calculamos de la siguiente manera:

(t_{mr})

$$T_{mr} = \frac{1 \text{ Vol} \times Tr + 2 \text{ Vol} \times Ts}{3 \text{ Vol}} \quad \text{III.16}$$

$$T_{mr} = \frac{1 \times 19 + 2 \times (-22)}{3} = -8.53^{\circ}\text{C}$$

3

$$T_{ar} = 8.53^{\circ}\text{C}$$

20.- Calidad del líquido debida a la expansión de Pd a

Pr

$$X_r = \frac{h_{ed} - h_{er}}{h_{vr} - h_{er}} \quad \text{III.17}$$

$$X_r = \frac{(84.29 \text{ Kcal/Kg}) - (64.45 \text{ Kcal/Kg})}{(349.15 \text{ Kcal/Kg}) - (64.45 \text{ Kcal/Kg})} = 0.0696$$

$$X_r = 6.96 \%$$

Al pasar el líquido procedente de la válvula piloto por la válvula reguladora del recipiente de presión controlada, éste sufre una súbita disminución de presión, lo que permite que una pequeña cantidad de amoniaco se evapore y ésta pequeña masa de vapor pasa al acumulador.

21.- Entalpia de la mezcla líquida (hemr)

$$h_{emr} = 34.29 \text{ Kcal/Kg} \quad (143.12 \text{ KJ/Kg})$$

22.- Efecto refrigerante (ER)

$$ER = h_s - h_{emr} = 338.48 - 34.29 = 304.30 \text{ Kcal/kg.}$$

$$ER = 304.30 \text{ Kcal/kg} \quad (1,273.97 \text{ KJ/Kg})$$

23.- Calidad del refrigerante líquido a la entrada del evaporador (Xv)

$$X_v = 1 - \frac{ER}{h_{vs}} \quad \text{III-18}$$

$$h_{vs} = 319.42 \text{ Kcal/kg}$$

$$X_v = 1 - \frac{304.30}{319.42} = 1 - 0.952 = 0.0473$$

$$X_v = 4.73 \%$$

III.4.- Cargas adicionales a las características de funcionamiento del sistema de recirculación.

Estas cargas son tres y aumentan la capacidad del compresor únicamente.

Para bajar y mantener una presión de 8.44 Kg/cm^2 (837.--371 Kpa), en el recipiente de presión controlada, es necesario que se evapore en éste, una pequeña porción de la masa de amoníaco, pasando este vapor al acumulador, siendo ésta:

1.- Masa adicional de refrigerante debido a su calidad, al entrar al recipiente de presión controlada (M_1)

$$M_1 = X_r \times M_c = 0.0696 \times 0.106$$

$$M_1 = 0.00737 \text{ Kg/s}$$

2.- Capacidad mínima de la válvula reguladora para evaporar M_1 (Q_1)

$$Q_1 = M (h_{vr} - h_{ed})$$

III-19

$$M_1 = 0.00737 \text{ Kg/s}$$

$$h_{vr} = 349.15 \text{ Kcal/Kg} (1,461.66 \text{ kJ/Kg})$$

$$h_{ed} = 84.29 \text{ Kcal/Kg} (352.85 \text{ KJ/Kg})$$

$$Q_1 = 0.00737 \times (349.15 - 84.29) = 2.00 \text{ Kcal/s}$$

$$Q_1 = 7,561.00 \text{ Kcal/Hr. (8792.28 W)}$$

$$Q_1 = 2.50 \text{ T. R. .}$$

Por otra parte, hay que aumentar la capacidad del compresor debido a la evaporación que se efectúa, al enfriarse el refrigerante líquido de - 8 a - 22 °C, y que hacemos circular por el evaporador, en una cantidad dos veces mayor que la cantidad evaporada, y que nos es útil para aumentar la eficiencia del evaporador.

3.- Calor específico a T_{mr} (-8.33 °C)

$$CP_1 = 1.090 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C (4.563 KJ/Kg } ^\circ\text{C)}$$

4.- Calor específico del líquido a T_s (-22 °C)

$$CP_2 = 1.075 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C (4,4997 KJ/Kg } ^\circ\text{C)}$$

5.- Calor específico medio (\bar{CP})

$$\bar{CP} = CP_1 + CP_2 = 1.090 + 1.075 = 1.082$$

$$\text{Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$\bar{CP} = 1.082 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C (4,5296 KJ/Kg } ^\circ\text{C)}$$

6.- Calor necesario para enfriar el refrigerante líquido circulado, tomando en cuenta dos volúmenes.

$$Q_2 = Cp \times dt \times Mc$$

III-20

$$Q_2 = 1.082 \times (-8.33 - (-22)) \times 2 (0.106)$$

$$Q_2 = 3,13 \text{ Kcal/s} = 188,00 \text{ Kcal/min.} = 11,280 \text{ Kcal/Hr.}$$

$$Q_2 = 11,280,00 \text{ Kcal/Hr (13,118.14 w)}$$

$$Q_2 = 3.73 \text{ T. R.}$$

7.- Circulación de refrigerante por efectos de Q_2

$$M_2 = \frac{Q_2}{ER} \quad \text{III-21}$$

$$ER = 304.29 \text{ Kcal/Kg (1,273.97 KJ/Kg)}$$

$$M_2 = \frac{3.33}{304.29} = 0.012 \text{ Kg/S}$$

$$M_2 = 0.012 \text{ Kg/s}$$

El recalentamiento del gas en la succión que se encuentra en los sistemas convencionales, también existen en el sistema de recirculación, pero en este sistema, el recalentamiento se extrae al pasar el gas por el acumulador, por lo que llega al compresor como gas saturado.

8.- Temperatura de recalentamiento estimado del gas en la succión (Trec)

$$dt = 6^\circ\text{C}$$

$$T_{rec} = T_s + dt = -22 + 6 = -16^\circ\text{C}$$

9.- Entalpia del vapor sobrecalentado (hrec)

de las tablas de amoniaco sobrecalentado e interpolando obtenemos:

$$h_{rec} = 341.65 \text{ Kcal/Kg (1,430.30 KJ/Kg)}.$$

10.- Carga adicional por este concepto (Q_3)

$$Q_3 = M_c \times dh = M_c \times (h_{rec} - h_s)$$

$$M_c = 0.106 \text{ Kg/s}$$

$$h_s = 338.48 \text{ Kcal/Kg (1,417.00 KJ/Kg)}$$

$$Q_3 = 0.106 \times (341.65 - 338.48) = 0.34$$

$$\text{Kcal/S} = 20.40 \text{ Kcal/min.}$$

$$Q_3 = 1,224.00 \text{ Kcal/Hr (2.423.51 watts)}$$

$$Q_3 = 0.40 \text{ T. R.}$$

11.- Circulación extra de refrigerante por efectos de -

Q_3 (M_3)

$$M_3 = \frac{Q_3}{ER}$$

III-22

$$ER = 504.29 \text{ Kcal/kg (1,373.97 KJ/Kg)}$$

$$M_3 = \frac{0.34}{504.29} = 0.00111$$

$$M_3 = 0.00111 \text{ Kg/s.}$$

12.- Carga real de refrigeración (Q_e)

$$Q_e = Q_R + Q_1 + Q_2 + Q_3$$

III-23

$$Q_e = = 115,888.00 + 7,561 + 12,140 + 1,500 = 136,889.00 - \\ \text{Kcal/Hr (159,202.00 w)}$$

$$Q_e = 45.26 \text{ TR}$$

13.- Gasto real de refrigerante (Me) III-24

$$M_e = M_c + M_1 + M_2 + M_3$$

$$M_e = 0.106 + 0.00737 + 0.012 + 0.00111 = 0.126$$

$$M_e = 0.126 \text{ Kg/S.}$$

14.- Volúmen de refrigerante efectivo desplazado (Ve)

$$V_{re} = M_e \times V_e \quad \text{III-25}$$

$$V_{re} = 0.6848 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V_{re} = 0.126 \times 0.6848 = 0.086 \text{ m}^3/\text{S}$$

$$V_{re} = 0.086 \text{ m}^3/\text{S}$$

En estos sistemas se recomienda circular tres veces más de masa circulante de refrigerante líquido, considerando que una parte, se encuentra en el compresor, condensador y evaporador, y las otras dos se encuentran en el recipiente de presión controlada, acumulador y trampa. Por lo que tenemos:

$$M_{c2} = 3 M_c$$

$$M_{c2} = 3 (0.106) = 0.318 \text{ Kg}$$

III-26

15.- Capacidad efectiva de la planta de refrigeración - (Qefc).

$$Q_{efc} = 115,888.00 \text{ Kcal/Hr (134,777.74 w)}$$

$$Q_{efc} = 38.32 \text{ T. R .}$$

III.5.- Selección del compresor.

Antes de pasar a la selección del compresor, se considera necesario, dar una explicación de dos características de los sistemas de compresión, de las cuales una es intrínseca a la compresión y la otra de los componentes del sistema. Estas son:

III.5.1.- Relación de compresión.

III.5.2.- Explicación del porqué se escoge uno ó dos pasos de compresión en los sistemas de refrigeración.

III.5.1.- Relación de compresión.

El término relación de compresión (RC) se emplea para definir la relación existente entre la presión absoluta de succión y la presión absoluta de descarga de la siguiente manera.

$$RC = \frac{\text{Presión absoluta de descarga}}{\text{Presión absoluta de succión}} = \frac{P_d}{P_s} \quad \text{III-27,}$$

Del estudio de la ecuación se deduce que la relación de compresión aumenta incrementando la presión de descarga y manteniend

do la presión de succión constante o disminuyendo la presión de -- succión y manteniendo constante la presión de descarga.

Es fácil de demostrar que al aumentar la presión de descarga o disminuir la presión de succión, la eficiencia volumétrica (Ev) es disminuida, luego entonces, cuando la presión en la succión y la presión de descarga se varían de tal manera, se incrementara la relación de compresión y la eficiencia del compresor disminuye, para un compresor cualquiera con un desplazamiento dado, la eficiencia volumétrica es inversamente proporcional con la relación-- de compresión.

En los sistemas de refrigeración las presiones de succión y descarga son valores que están ya fijados de antemano, como en-- la presión de descarga está fijada por la temperatura del bulbo -- húmedo de diseño del local y la presión de succión por la temperatura del refrigerante en el evaporador, por lo que la relación de compresión también está fijada, además el desplazamiento está fijado por el fabricante lo cual implica que se debe poner cuidado en la selección del compresor.

III.5.2.- Explicación del porqué se escoge uno ó dos -- pasos de compresión en los sistemas de refrigeración.

De el desarrollo de este trabajo y en base a las consideraciones teórico, prácticas y económicas que rigen a la compresión de los gases, los cuales nos obligan a emplear uno u otro metodo-- de compresión del gas refrigerante, Iniciando la exposición por--

la parte teórica, partiendo de la relación de compresión anteriormente expuesta y basándonos en los efectos de ésta sobre la eficiencia volumétrica.

Debido a que la eficiencia volumétrica (E_v) de un compresor, no solo es afectada por la relación de compresión, sino también por el espacio perjudicial.

Para calcular la eficiencia volumétrica se emplea la siguiente ecuación, la cual se ha obtenido a partir de las ecuaciones politrópicas.

$$E_v = 1 + C - C \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\gamma} - 1 \right] \quad \text{III-28}$$

Donde:

E_v = Eficiencia volumétrica.

C = Porcentaje de espacio perjudicial

γ = Índice politrópico.

Cuando los gases se comprimen a elevadas presiones en una sola etapa, los gases se calientan excesivamente, pudiendo llegar a ser tan elevadas las temperaturas finales, que originen perturbaciones al sistema de lubricación, lo que obliga a efectuar la compresión por medio de dos etapas, intercalando entre una y otra etapa, un cambiador de calor, para que en éste se reduzca la temperatura del gas refrigerante.

El empleo de un sistema de refrigeración intermedio nos-

representa un considerable ahorro de energía eléctrica, si se compara el consumo de energía de este método, con el de la compresión de una sola etapa.

Analizando la parte teórica, según los estudios realizados, por los diferentes fabricantes de compresores, se han obtenido los siguientes resultados. Se deben emplear dos etapas de compresión cuando la relación de compresión (R_c), es mayor que diez ($R_c > 10$) y cuando el volumen efectivo manejado (V_e) es mayor de $8.50 \text{ m}^3/\text{min}$.

Pasando al sistema de refrigeración, motivo de este estudio tenemos.

$$R_c = \frac{14.21 \text{ Kg/cm}^2 \text{ abs}}{1.75 \text{ Kg/cm}^2 \text{ abs}} = 8.0937$$

$$R_c = 8.0937 < 10$$

De este modo observamos que lo recomendado es emplear un solo paso de compresión.

Ahora analizaremos el volumen efectivo manejado,

$$V_e = N \times V = (9.66 \text{ Kg/min.}) \times (0.69 \text{ m}^3/\text{Kg}) = 6.62 \text{ m}^3/\text{min.}$$

$$V_e = 6.62 \text{ m}^3/\text{min} < 8.50 \text{ m}^3/\text{min.}$$

De este resultado deducimos que es recomendable el empleo

de una sola etapa de compresión.

Como colorario de lo anterior bastará revisar la eficiencia volumétrica, por volúmen nocivo, mediante las ecuaciones para comprobar si ésta es la de un sistema práctico.

$$E_v = (1 + c) - c \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{1/y} - 1 \right] \quad \text{III-29}$$

$$E_{vn} = 1 - C \left[\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{1/y} - 1 \right] \quad \text{III-30}$$

Donde:

C = 1.75 % ; obtenido de datos del fabricante para compresores multicilíndricos.

y = Cp/cr = K = 1.304; obtenido del libro:

"Problemas de Termodinámica" de Virgil Faires.

$$E_v = 1 + 0.0175 - 0.0175 \left[\left(\frac{14.21}{1.75} \right)^{1/1.304} - 1 \right]$$

$$E_v = 0.948 = 94.8 \%$$

$$E_{vn} = 1 - 0.0175 \left[\left(\frac{14.21}{1.75} \right)^{1/1.304} - 1 \right]$$

$$E_{vn} = 0.9303 = 93.03\%$$

Como se puede comprobar de el resultado de la eficiencia volumétrica es bastante alta para despreciarla, es válido hacer la observación que la eficiencia volumétrica, aunque teórica, es mayor que la sugerida por el fabricante de los compresores en sus catálogos, para sustituirla en la fórmula para calcular el número de cilindros, por lo que respecta a la eficiencia de volumen nocivo, como se observa, es menor que la indicada por el fabricante

para el cálculo del número de cilindros.

Basándonos en los resultados anteriores, tanto en las --
eficiencias, la relación de compresión y el volumen efectivo mane-
jado, se concluye que el sistema deberá de ser, de un solo paso. -
Lo que representa un ahorro en equipo e instalación, que comprende
el equipo de compresión de la segunda etapa y el equipo auxiliar -
de refrigeración, que incluye; cambiador de calor, bombas y los --
accesorios necesarios para su funcionamiento.

Esto se logra debido a las características del compresor-
que se empleara en nuestro sistema.

A continuación seleccionaremos el compresor de nuestro -
sistema, en base a lo especificado en los catálogos del fabrican--
te, en nuestro caso MYCOM, que los fabrica en los tipos "A" o "B",
en las presentaciones de 2, 4, 6 y 8 cilindros, nos presenta la --
siguiente ecuación.

$$V = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times L \times RPM \times Ev \times Evn \times NC \quad \text{III-31}$$

Donde:

V = Volúmen efectivo

D = Diámetro del cilindro.

L = Carrera del pistón.

RPM- Velocidad angular

E_v = Eficiencia volumétrica

E_{vn} = Eficiencia por volúmen nocivo

NC = Número de cilindros.

Como se calculó anteriormente (Volumen de refrigerante-efectivo desplazado) y adaptado a las unidades de la fórmula y reuniendo los parámetros necesarios tenemos.

$$V = 0.099 \text{ m}^3/\text{S} = 5.942 \text{ m}^3/\text{min.}$$

Para efectos de cálculo. la diferencia entre los compresores tipo "A" o "B" son las dimensiones de diámetros y carrera -- del pistón, Según datos del fabricante, encontramos las dimensiones de los pistones y la eficiencia volumétrica, en base a nuestras condiciones de diseño.

Compresor	Diámetro (d)	Carrera (L)
Tipo "A"	0.095 m	0.076 m
Tipo "B"	0.13 m	0.10 m

Eficiencia volumétrica (E_v)

Temperatura de succión (°C)	Temperatura de condensación (°C)		
	35	36	40
-25	76.90		75.60
-22	77.38	77.10	76.04
-20	78.10		76.60

Para este cálculo emplearemos como $E_v = 93.03\%$, que es la que se obtuvo en el desarrollo de la fórmula respectiva, en el inciso de explicación de el porqué se emplea un solo paso de compresión.

La velocidad angular, en este caso emplearemos 1100 RPM por ser óptima en estos compresores.

De lo anterior se concluye que el parámetro desconocido es el número de cilindros (N_c) por lo que despejando de la ecuación tenemos:

$$N_c = \frac{4 V}{\pi \times d^2 \times L \times \text{RPM} \times E_v \times E_{vn}} \quad \text{III-32}$$

Sustituyendo valores y efectuando el cálculo para un compresor tipo "B" tenemos:

$$\begin{aligned} N_c &= \frac{4 \times 5.942}{\pi \times (0.13)^2 \times 0.1 \times 1100 \times 0.7711 \times 0.9303} \\ &= 5.673 \end{aligned}$$

$$N_c = 5.67 \text{ cilindros}$$

Basándonos en el resultado obtenido, el compresor seleccionado será un MYCM tipo "B" de 6 cilindros, Será necesario aplicar una regla de tres inversa para conocer su velocidad real de funcionamiento.

$$6 \text{ -----} 1100$$

$$5.67 \text{ -----} \times$$

$$X = \frac{5.67 \times 1100}{6} = 1039.8$$

$$X = 1039.8 \text{ RPM}$$

Seleccionando un compresor de tabla III-9 tenemos:

Marca : MYCOM

Modelo : 6 B

Capacidad : 44.02 T. R.

RPM = 1100

Tsucc = -22°C

Tcond = 35°C

Habiendo seleccionado el compresor, seleccionaremos el motor eléctrico que lo accionará, para lo cual debemos de determinar la potencia de este, la cual la calculamos por medio de la --- ecuación:

$$\text{Pot} = \frac{Me}{Em \times Ev \times Evn} (hd - hs) \quad \text{III-33}$$

Donde:

Me = Gasto real de refrigerante = 0.126 kg/s

hd = Entalpia de la descarga = 413.86 Kcal/Kg
(1,732.57 KJ/Kg)

hs = Entalpia en la succión = 338.48 Kcal/Kg
(1,417.00 KJ/Kg)

Em = Eficiencia mecánica = 95%

Evn = Eficiencia por volumen nocivo = 93.03%

$E_v = \text{Eficiencia volumétrica} = 77.11\%$

Sustituyendo valores en la ecuación tenemos:

$$\text{Pot.} = \frac{0.126 \times (413.86 - 338.48)}{0.95 \times 0.9303 \times 0.7711} = 13.94 \text{ Kcal/S}$$

$$\text{Pot} = 13.94 \text{ Kcal/S} = 83.40 \text{ Kcal/min.} = 50,184.00 \text{ Kcal/Hr.}$$

$$\text{Pot} = 58.36 \text{ Kw}$$

Sabemos que 1 HP = 0.746 KW por lo tanto tenemos:

$$\text{Pot} = 78.24 \text{ HP}$$

Concluyendo esto, se seleccionará un motor de inducción-tipo jaula de ardilla, con características de arranque tipo "B", - para fines generales de alta reactancia en el devanado y alto par-de arranque . Entonces tendremos:

Marca:	IEM
Motor:	De inducción
Armazón:	404 T
Tipo:	Jaula de ardilla
Capacidad:	100 HP
Voltaje:	220
Transmisión:	Poleas y bandas
Localización:	Cuarto de máquinas

El rendimiento en caballos (HP) por tonelada de refrigeración (TR) es:

$$R = \frac{\text{Pot}}{Q_R}$$

Donde:

$$\text{Pot} = 78,24 \text{ HP}$$

$$Q_R = 38.32 \text{ TR}$$

$$R = \frac{\text{Pot}}{Q_R} = \frac{78,24}{38.32} = 2.04 \text{ HP/TR}$$

$$R = 2.04 \text{ HP/TR}$$

III.6.- Selección del condensador evaporativo.

El condensador evaporativo que se empleará, será de la marca RECOLD, el cual se seleccionará según catálogo del fabricante.

Para seleccionarlo, es necesario determinar los parámetros, con los que se entra al catálogo, estos son:

- a.- Temperatura del bulbo húmedo de diseño (T_{bh})
- b.- Temperatura de condensación de amoníaco (T_c)
- c.- Carga térmica a disipar (Q_d)

Calculando cada uno de estos parámetros tenemos:

Nota: Aquí haremos referencia a °C y °F, ya que las tablas de los condensadores evaporativos del fabricante vienen en unidades del sistema inglés.

La temperatura del bulbo húmedo (T_{bh}) del diseño para Mazatlán es:

$$T_{bh} = 26^{\circ}\text{C} = 79^{\circ}\text{F}$$

La temperatura de condensación del amoniaco, la calculamos a partir de la temperatura del bulbo húmedo, con la que entramos a la Tabla III.-10

Tbh (°C), (°G)	Tcon (°C), (°F)
25.5 78	35.5 96
26.1 79	- -
26.6 80	36.6 98

De donde la temperatura de condensación (Tcon) es:

$$T_{con} = 36.1^{\circ}\text{C} = 97^{\circ}\text{F}$$

La carga térmica a disipar (Qd), se formará por el calor bombeado de las cámaras y la obtenida por efecto del trabajo del compresor, la calculamos de la siguiente forma:

$$Q_d = Q_t = M_e (h_d - h_{ed}) \quad \text{III-35}$$

$$M_e = 0.126 \text{ Kg/S}$$

$$h_d = 413.86 \text{ Kcal/Kg (1,732.57 KJ/Kg)}$$

$$h_{ed} = 84.29 \text{ Kcal/Kg (352.85 KJ/Kg)}$$

$$Q_d = 0.126 \times (413.86 - 84.29) = 41.52 \text{ Kcal/s} = 2,491.55 \text{ ---}$$

Kcal/Min.

$$= 149,493.00 \text{ Kcal/Hr (173,860.36 w)}$$

$$= 49.43 \text{ TR}$$

Determinados estos valores podemos seleccionar un condensador evaporativo, diseñado para trabajar con amoniaco, es decir que sus serpentines deberán de ser de acero. Este tendrá las siguientes características: Ventilador centrifugo, que inyectará el aire por lo que trabajará en seco; Motores independientes para bomba de agua y ventilador; además contará con un serpentín adicional, en el que se eliminará el sobrecalentamiento del refrigerante (desuperheat).

Entrando a la Tabla III-11. con la temperatura de bulbo húmedo y la temperatura de condensación.

$$T_{bh} = 26.11 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$T_{con} = 36.1 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Seleccionamos un condensador modelo FDC 315 que nos dará una capacidad de 50.95 TR.

Con el serpentín adicional que sirve para extraer el sobrecalentamiento, aumentamos al condensador su capacidad un 15% aproximadamente, por lo tanto, la capacidad de nuestro condensador será de 58.59 TR.

Características

Marca	Recol
Modelo	DFC 315
Capacidad	58.59 TR
Ventiladores, diámetro	1.508 m
Motor de los ventiladores	$7 \frac{1}{2}$ HP

Volúmen de Aire Manejado	466.95 m ³
Motor de la Motobomba	1 ½ HP
Volumen de Agua Manejada	454.25 Lt/min.

III.7.- Selección de los difusores

Se emplearán difusores MARCA RECOLD, y se seleccionarán según catálogo del fabricante.

En los evaporadores es necesario considerar que, entre el refrigerante, y la temperatura de la cámara debe de existir una $dt = 44^{\circ}\text{C}$, para que se mantenga una humedad relativa del 85%.

La carga requerida, por cada almacén es de 19.16 TR = 57,944.00 Kcal/Hr (67,388.87 w).

Seleccionaremos difusores, con descache de gas caliente, en la tabla III-12

El modelo 1700 X RGA tiene una capacidad de 6.59 TR = 19,928 Kcal/Hr = 23,176.26 w con una $dt = 5.5. ^{\circ}\text{C}$.

Por lo tanto necesitamos 4 difusores, de esta capacidad que nos darán una carga total en cada camara.

$$Q_T = 26.52 \text{ TR} = 79,712.91 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}} = 92,712.00 \text{ w}$$

Características de los difusores:

Marca	Recolt
Modelo	1700 XRG A
Capacidad	19,928 <u>Kcal</u> (23,176.26 w) Hr
Motores	3 (1/4) HP
Ventiladores	3 (\emptyset 45.72 mm)
Volumen del Aire	(517.89 m ³ /min.).
Mancjado	

IV. 1.- INTRODUCCION

En este capitulo se diseñaran los recipientes a presión- que componen nuestro sistema, los que por sus características se -- pueden construir particularmente, según las características de cada sistema . Estos recipientes seran: el separador de aceite, el reci- piente de presión controlada, el acumulador de succión, y la tram-- pa de regreso del líquido. Se diseñan y construyen a partir de mo- delos preestablecidos pero adecuandolos a nuestras necesidades, es -- decir, se determinará el area transversal, la capacidad ó volumen, - la longitud y el espesor de la pared del recipiente.

Los cuerpos de estos recipientes estarán construídos con -- tuberia de especificación ASTM-A 53 grado B, y las tapas serán se- mi-elípticas con relación 2 a 1 construídas con placa de especifica- ción ASTM-A 285 grado C.

Se diseñaran y construíran estos recipientes, de acuerdo -- a la especificación en el código (ASME) sección VIII, según este- se calculara el cuerpo cilindrico sujeto a presión interna, median- te el empleo del esfuerzo circunferencial.

Para calcular el area de succión transversal de los reci- pientes se empleara la ecuación.

$$A = \frac{M \cdot V}{e} \quad IV-1$$

Donde:

A = Area de sección transversal m²

M_c = Gasto de refrigerante en Kg/S

V_{eg} = Volumen específico del gas a Pd en m³/kg

Vr = Velocidad recomendada m/S

Para calcular el espesor mínimo requerido en la envolvente sabemos que:

$$t = \frac{P \times r}{Ez \times E - 0.6 \times p} + C \quad \text{IV-2}$$

Donde:

t = Espesor mínimo requerido en cm

P = Presión de diseño en Kg/cm² (MPa)

r = Radio interior del cuerpo en cm

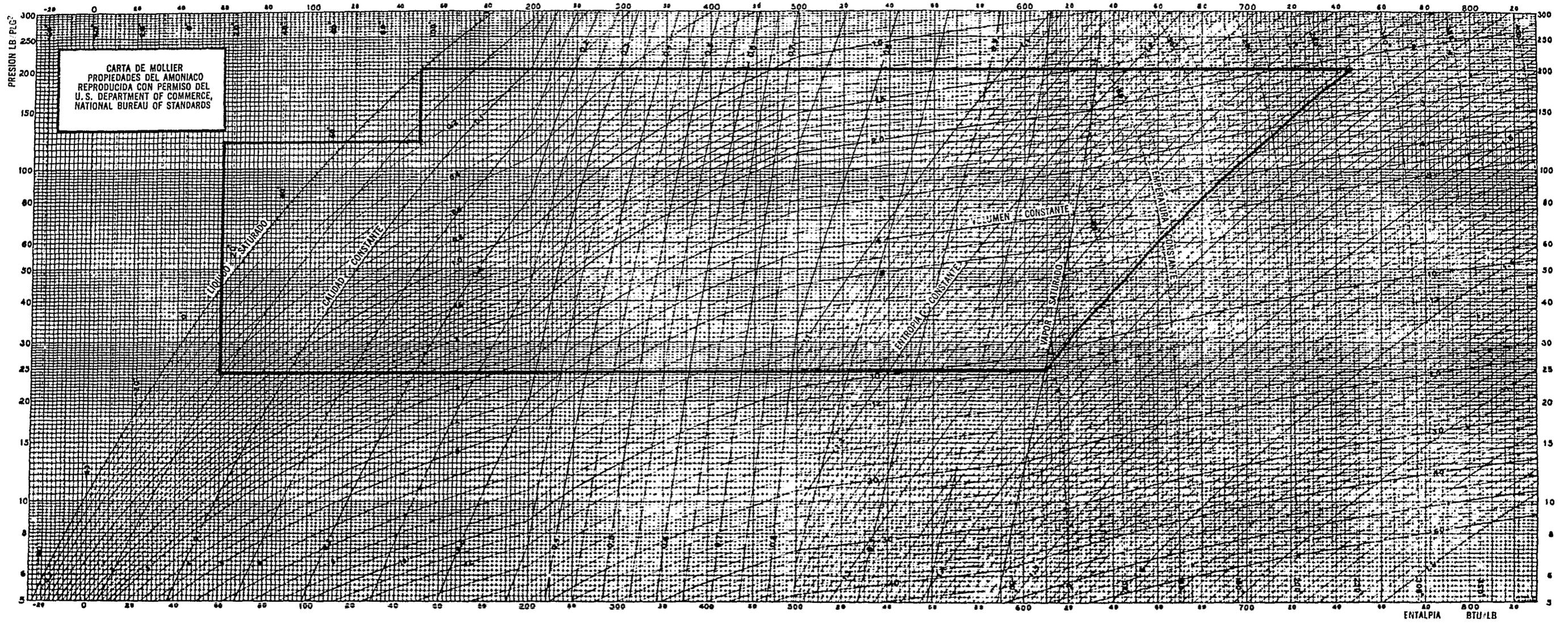
c = Constante de adelgazamiento y corrosión 0.3171 cm

Ez = Esfuerzo unitario máximo permitido Kg/cm²

E = Eficiencia de la soldadura 0.7

Para el espesor mínimo requerido en las tapas concavas--
tenemos que:

$$t' = \frac{P \times D}{2 \times Ez \times E - 0.2 \times p} \quad \text{IV-3}$$



Marca	Recolid
Modelo	1700 XRGA
Capacidad	19,928 <u>Kcal</u> (23,176.26 w) Hr
Motores	3 (1/4) HP
Ventiladores	3 (Ø 45.72 mm)
Volumen del Aire	(517.89 m ³ /min.).
Manejado	

IV. 1.- INTRODUCCION

En este capitulo se diseñaran los recipientes a presión que componen nuestro sistema, los que por sus características se -- pueden construir particularmente, según las características de cada sistema . Estos recipientes seran: el separador de aceite, el reci-- piente de presión controlada, el acumulador de succión, y la tram-- pa de regreso del líquido. Se diseñan y construyen a partir de mo-- delos preestablecidos pero adecuandolos a nuestras necesidades, es -- decir, se determinará el area transversal, la capacidad ó vólumen, -- la longitud y el espesor de la pared del recipiente.

Los cuerpos de estos recipientes estarán construídos con -- tuberia de especificación ASTM-A 53 grado B, y las tapas serán se-- mi-elípticas con relación 2 a 1 construídas con placa de especifica-- ción ASTM-A 285 grado C.

Se diseñaran y construíran estos recipientes, de acuerdo -- a la especificación en el código (ASME) sección VIII, según este-- se calculara el cuerpo cilindrico sujeto a presión interna, median-- te el empleo del esfuer o circunferencial.

Para calcular el area de succión transversal de los reci-- pientes se empleara la ecuación.

$$A = \frac{M_c \cdot V}{V_f \cdot \sigma_s}$$

IV-1

Donde:

A = Area de sección transversal m²

M_c = Gasto de refrigerante en Kg/S

V_{eg} = Vólumen específico del gas a Pd en m³/kg

Vr = Velocidad recomendada m/S

Para calcular el espesor mínimo requerido en la envolvente sabemos que:

$$t = \frac{P \times r}{Ez \times E - 0.6 \times p} + C \quad \text{IV-2}$$

Donde:

t = Espesor mínimo requerido en cm

P = Presión de diseño en Kg/cm² (MPa)

r = Radio interior del cuerpo en cm

c = Constante de adelgazamiento y corrosión 0.3171 cm

Ez = Esfuerzo unitario máximo permitido Kg/cm²

E = Eficiencia de la soldadura 0.7

Para el espesor mínimo requerido en las tapas concavas-- tenemos que:

$$t' = \frac{P \times D}{2 \times Ez \times E - 0.2 \times p} \quad \text{IV-5}$$

Donde:

D = Diametro interior del cuerpo en m .

Con las formulas anteriormente mencionadas podemos calcular nuestros recipientes a presión.

La presión de diseño se determina: tomando como base la presión a la que se calibra la válvula de seguridad mas 3.515 Kg/cm^2 (344.72 KPa).

La eficiencia de la soldadura sera de 0.7 por no ser radiografiado el recipiente.

IV. 2.- SEPARADOR DE ACEITE.

Este recipiente es un elemento muy importante en las plantas de refrigeración, ya que nos separa el aceite del gas de descarga, que utilizan los compresores para su lubricación.

El aceite se separa al chocar la mezcla con una malla de acero que se encuentra en la parte interior, la cual le resta a la mezcla velocidad y fuerza, debido a la mayor densidad del aceite, este se precipita al fondo del recipiente para, que despues, sea retornado al carter del compresor para ser utilizado nuevamente.

Dependiendo del tipo y construcción del separador de aceite, puede separar mayor porcentaje de aceite siendo el tipo Denis-

ter, al que se le ha encontrado una eficiencia del 80% al 90%, al tener este aparato esta alta eficiencia, nos da como resultado una disminución de consumo de aceite, evitando que este se deposite en las tuberías, formando una capa aislante a la transmisión de calor y aumentando con ello más fricción en las tuberías.

Este separador de aceite esta diseñado para ser montado verticalmente, en la línea de descarga del compresor, en cualquier sistema de refrigeración que utilice amoniaco ó freón como refrigerante.

Este recipiente necesitará las siguientes conexiones, para su buen funcionamiento: un juego de niples para la entrada y salida del gas de descarga, un cople bridado para la instalación de una válvula flotadora para el retorno del aceite al carter del compresor, un cople para revisar el buen funcionamiento de la válvula flotadora, y un cople para la purga de aceite.

Condiciones de diseño:

Presión de diseño = $P=21.09 \text{ Kg/cm}^2$ (2,068.43 KPa)

Presión de descarga = $P_d = 14.20 \text{ Kg/cm}^2$ (1,393.43 KPa).

Volumen específico del gas en la descarga.

$V_{eg} = 0.1324 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Gasto de refrigerante = $mc = 0.114 \text{ Kg/S}$

Velocidad del gas recomendada (V_r), fluctua entre 0.254 y 0.381 m/S, para nuestro primer cálculo tomaremos 0.381 m/S

Se recomienda que la longitud del separador de aceite sea 3 veces mayor que el diámetro del cuerpo.

Empleando la ecuación IV-1, tenemos que el área transversal sera:

$$A = \frac{0.126 \times 0.1324}{0.254} = 0.065 \text{ m}^2 = 650 \text{ cm}^2$$

En base a esto usaremos un tubo de diámetro nominal de 0.254 m , el cual tiene un área igual a 0.0506 m² con la cual podemos calcular la velocidad real del gas de descarga, despejando de la ecuación IV-1:

$$V_r = \frac{0.126 \times 0.1324}{0.0506} = 0.328 \text{ m/S} = 19.68 \text{ m/min}$$

La velocidad anteriormente calculada esta dentro del rango recomendado.

Para el espesor mínimo recomendado en el cuerpo, sustituimos valores en la ecuación IV-2 y tenemos:

$$t = \frac{14.20 \times 12.7}{1,054.5 \times 0.7 - 0.6 \times 14.20} + 0.3171$$
$$t = 0.564 \text{ cm}$$

En base a nuestro resultado anterior seleccionamos un tubo con un espesor de 0.552 cm (3/8") que es mayor al mínimo re-

romendado.

Continuamos con las tapas, sustituyendo en la ecuación - IV-3 tenemos que:

$$t' = \frac{14.20 \times 25.4}{2 \times 1054.5 \times 0.7 - 0.2 \times 14.20} + 0.3171$$

$$t' = 0.5618 \text{ cm}$$

Seleccionamos un espesor de 0.952 cm (3/8") que es mayor al mínimo recomendado.

IV.3.- ACUMULADOR DE SUCCION

Este recipiente es de gran utilidad, ya que en el se realizan 2 funciones importantes y estas son:

- A) En el se efectúan la separación del refrigerante líquido del gaseoso que proviene de los evaporadores.
- B) Sirve de depósito para el gas refrigerante saturado, para alimentar a la línea de succión del compresor.

Este recipiente llevará las siguientes conexiones para su correcta operación: niple para la entrada del refrigerante, proveniente de los evaporadores, cople para la instalación de una

válvula de seguridad, cople para la conexión a la válvula de 3 pasos, juego de coples para la instalación de un control de nivel, - cople para la purga de aceite, niple para la salida del refrigerante líquido a la trampa, niple para la salida del refrigerante evaporado al compresor.

Condiciones de diseño:

$$\begin{aligned} \text{Presión de diseño} &= P_{dis} = 9.13 \text{ Kg/cm}^2 \\ & \quad (896.31 \text{ KPa}) \end{aligned}$$

$$\text{Presión de succión} = 1.75 \text{ Kg/cm}^2 = 172.16 \text{ (KPa)}$$

$$\text{Gasto de refrigerante} = 0.126 \text{ Kg/s}$$

$$\text{Volúmen específico del gas a } P_s, V_{eg} = 0.6848 \text{ m}^3 / \text{Kg.}$$

Calculamos la velocidad necesaria para la separación del líquido del gas, empleando la fórmula:

$$V_s = 23.43 \sqrt{\frac{P_e \times T_s}{P_M \times P_s}}$$

donde:

V_s = Velocidad de separación en el acumulador en mt/S.

P_e = Peso específico (adimensional)

T_s = Temperatura de succión 250.9°K

P_M = Peso Molecular 17 Kg/Kg Mol.

P_{ea} = Peso específico del amoníaco líquido a P_s y T_s -

$$P_{ea} = 0.5376 \text{ Kg/m}^3$$

$P_{e_{H_2O}}$ = Peso específico del agua

$$P_{e_{H_2O}} = 0.8024 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_e = \frac{P_{ea}}{P_{e_{H_2O}}} = \frac{0.5372}{0.8024} \frac{\text{Kg/m}^3}{\text{Kg/m}^3} = 0.6695$$

$$V_s = 23.43 \sqrt{\frac{0.669 \times 250.0}{17 \times 1.75}} = 55.65 \text{ m/min}$$

$$V_s = 0.927 \text{ m/S}$$

La velocidad dentro del acumulador no debe de exceder -- a 0.927 m/S que es la que obtuvimos anteriormente, considerando que el 50% del área transversal esta ocupada por refrigerante líquido.

Una forma más rápida de calcular la velocidad de separación es utilizando la gráfica No. IV-1. Entrando a la gráfica con la presión de succión de 1.76 Kg/cm² obtenemos una velocidad de -- 54.87 m/Min. que es parecida a la que obtuvimos con la fórmula, con esta velocidad nos auxiliamos para determinar la sección transversal del acumulador.

De la ecuación IV-1 tenemos:

$$A = \frac{0.126 \times 0.6848}{0.9254} = 0.093 \text{ m}^2$$

Pero como se debe de emplear tubería de diámetro comercial para el cuerpo, se utilizará un tubo de diámetro nominal de 0.406 m que tiene un área transversal de 0,11406 m².

Ya determinado este parámetro podremos determinar la velocidad real de separación despejando de la ecuación IV-1 tenemos:

$$V_{RS} = \frac{0.126 \times 0.6848}{0.11406} = 0.756 \text{ m/S}$$

Ya calculados estos parámetros, se calculara el espesor de cuerpo y tapas, para el cuerpo se empleará la ecuación IV-2, en la que sustituyendo tenemos:

$$t = \frac{9.13 \times 0.1905}{1054.5 \times 0.7 - 0.6 \times 0.13} + 0.005175$$
$$t = 0.0056 \text{ m} = 5.6 \text{ mm}$$

Emplearemos una tubería con un espesor de 9.52 mm que es mayor a la mínima requerida,

Pasando al calculo de las tapas utilizando la ecuación IV-3 sustituyendo valores tenemos:

$$t' = \frac{9.13 \times 0.381}{2 \times 1054.5 \times 0.7 - 0.6 \times 9.13} + 0.005175$$
$$t' = 0.00524 \text{ m} = 5.24 \text{ mm}$$

Emplearemos una tubería con un espesor de 9.52 mm que es mayor al mínimo requerido.

Las dimensiones de nuestro acumulador son de 0.406 m de diámetro por 2.43 m de longitud.

IV. 4.- TRAMPA DE REGRESO DE LIQUIDO

La función de este recipiente es la de cerrar el ciclo del refrigerante que no se evaporo en los difusores, devolviendolo al recipiente de presión controlada. Lo que se realiza a través de su ciclo de operación, el que se enumera a continuación la válvula de 3

pasos comunica a la trampa con el acumulador, lograndose un equilibrio de presiones lo que permite que fluya el refrigerante líquido por gravedad, hasta el nivel en que se acciona una válvula flotadora, la que acciona a la válvula de 3 pasos, y esta permite que entre gas con alta presión procedente de la descarga del compresor, debido a esto el líquido es expulsado, enviándolo al recipiente de presión controlada, esta operación continuara hasta que el reloj de operación accione a la válvula de 3 pasos cerrando el ciclo.

Este recipiente llevará las siguientes conexiones para su correcta operación: juego de coples para la instalación de un control de nivel, cople para la instalación de una válvula de seguridad, cople para la instalación de una válvula de 3 pasos, juego de coples para la instalación de dos mirillas, niple para la entrada del refrigerante líquido que proviene del acumulador de succión, y niple para la salida del refrigerante líquido al recipiente a presión controlada.

Condiciones de diseño:

Presión de diseño:

$$P_{dis} = 21.09 \text{ kg/cm}^2 \quad (2,068,42 \text{ KPa})$$

Presión de operación:

$$P = 14.20 \text{ Kg/cm}^2 = (1,393,43 \text{ KPa})$$

Gasto de refrigerante $M_c = 0.0114 \text{ Kg/S}$

Volúmen específico del líquido a la presión de succión es igual a $V_e = 0.001494 \text{ m}^3/\text{Kg}$

Cantidad de amoniaco que debe drenar del acumulador a la trampa $M_t = 0.126 \times 2 = 0.252 \text{ Kg/S}$.

Volúmen total = $M_t \times V_e$

$$V_t = 0.252 \times 0.001494 = 0.000375 \text{ m}^3/\text{S}$$

Nuestra trampa tendrá una capacidad de 0.095 m^3 , por lo que deberá llenarse en:

T = tiempo de llenado

$$T = \frac{0.095}{0.000375} = 253 \text{ seg.} = 4.22 \text{ min}$$

Ahora tenemos que dimensionar una trampa cuyo volúmen sea de 0.095 m^3

Diametro del tubo = 0.3556 m

Longitud del tubo = 0.9652 m

$$\text{Volúmen} = \frac{\pi d^2}{4} \times L = \frac{\pi (0.3556)^2}{4} \times 1 = 0.099 \text{ m}^3$$

0.099 m^3

A continuación determinaremos el volúmen de las tapas.

π

π

$$V_t = 0.07 \text{ m}^3$$

Volúmen tota:

$$V_t = 0.099 + 0.07 = 0.1696 \text{ m}^3$$

Como el volúmen de 0.095 m^3 , deberá de incluir la tapa inferior, el nivel máximo que podrá alcanzar el refrigerante, sera de 0.80 m , que se localizará con una mirilla de máximo nivel, al llegar a este nivel la válvula flotadora mandará la señal a la válvula de 3 pasos para que de paso a la alta presión para vaciar la trampa de líquido.

A continuación calcularemos el espesor de la pared del cuerpo utilizando la ecuación IV-1

$$t = \frac{21.09 \times 0.1778}{1054.5 \times 0.7 - 0.6 \times 21.09} + 0.003175$$

$$t = 0.0084 \text{ m} = 8.4 \text{ mm}$$

Seleccionamos una tubería con un espesor de 9.52 mm que es mayor a la mínima recomendada.

Ahora calcularemos el espesor de las tapas utilizando la ecuación IV-2

$$t' = \frac{21.09 \times 0.5556}{2 \times 1054.5 \times 0.7 - 0.2 \times 21.09} + 0.003175$$

$$t' = 0.0083 \text{ m} = 8.3 \text{ mm}$$

Seleccionamos un espesor de 9.52 mm que es mayor al mímo recomendado.

IV.5.- RECIPIENTES A PRESION CONTROLADA.

Este recipiente tiene la finalidad de ALMACENAR el refrigerante líquido, procedente del condensador evaporativo, así como el procedente de la trampa de líquido, y el de alimentar a los evaporadores.

Este recipiente trabaja a una presión de $8,43 \text{ Kg/cm}^2$ - - (827.37 KPa) que es 4.8 veces mayor, que la presión a la que operan los evaporadores.

Debido a esta diferencia de presiones, el refrigerante - pasa a los evaporadores, sin el empleo de bombas de amoníaco en el sistema.

Este recipiente llevará las siguientes conexiones para su correcta operación: cople para la entrada de refrigerante con-densado , cople para la instalación de una válvula de seguridad, -- cople para la purga de aire, juego de coples para la instalación-- de cristal de nivel, cople para la válvula reguladora de presión - constante, cople para la purga de aceite, cople para la entrada del refrigerante líquido proveniente de la trampa, y un niple para la salida del refrigerante líquido a los evaporadores.

Condiciones del diseño:

Presión de diseño 15.47 Kg/cm^2 (1516.84 KPa)

Presión de operación 8.49 Kg/cm^2 (80 7.37 KPa)

a) Volúmen que drena la trampa hacia el RPC es igual a 0.695 m^3 , lo aproximamos a $V_{dt} = 0.1 \text{ m}^3$,

b) Volúmen de reserva que debe tener el recipiente, se recomienda que sea igual al que drena la trampa $V_R = 0.1 \text{ m}^3$.

c) La camara de gas que debe de existir como minimo en la parte superior de recipiente la consideramos igual al volúmen que descarga la trampa.

Asi obtenemos que el volúmen total del recipiente sin incluir las tapas, es igual a:

$$V_{tot} = V_1 + V_2 + V_3$$

$$V_{tot} = 0.1 + 0.1 + 0.1 = 0.3 \text{ m}^3$$

Suponemos un largo de 3.05 m , con lo cual podemos calcular el area:

$$A = \frac{\text{VOLUMEN}}{\text{LONGITUD}} = \frac{0.3}{3.05} = 0.09842 \text{ m}^2$$

Seleccionamos un tubo con un diámetro de 0.406 m que tiene un área igual a 0.1297 m^2

Con los resultados obtenidos anteriormente podemos calcular el espesor del cuerpo y tapas.

Empleando la ecuación IV.1 tenemos:

$$t = \frac{15.47 \times 0.2030}{1054.5 \times 0.7 - 0.6 \times 15.47} + 0.005175$$

$$t = 0.0076 \text{ m} = 7.6 \text{ mm}$$

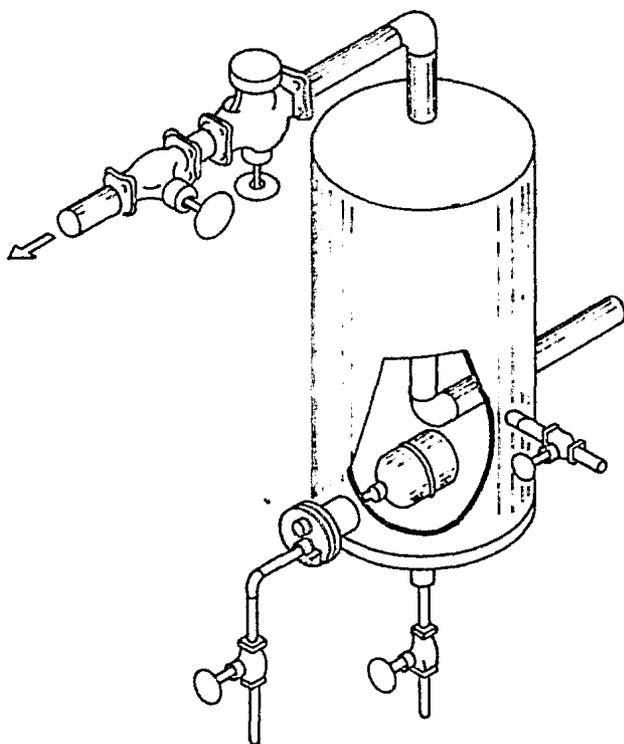
Seleccionamos un espesor igual a 9.52 mm que es mayor al mínimo requerido.

Ahora calcularemos el espesor de las tapas utilizando la ecuación IV.2

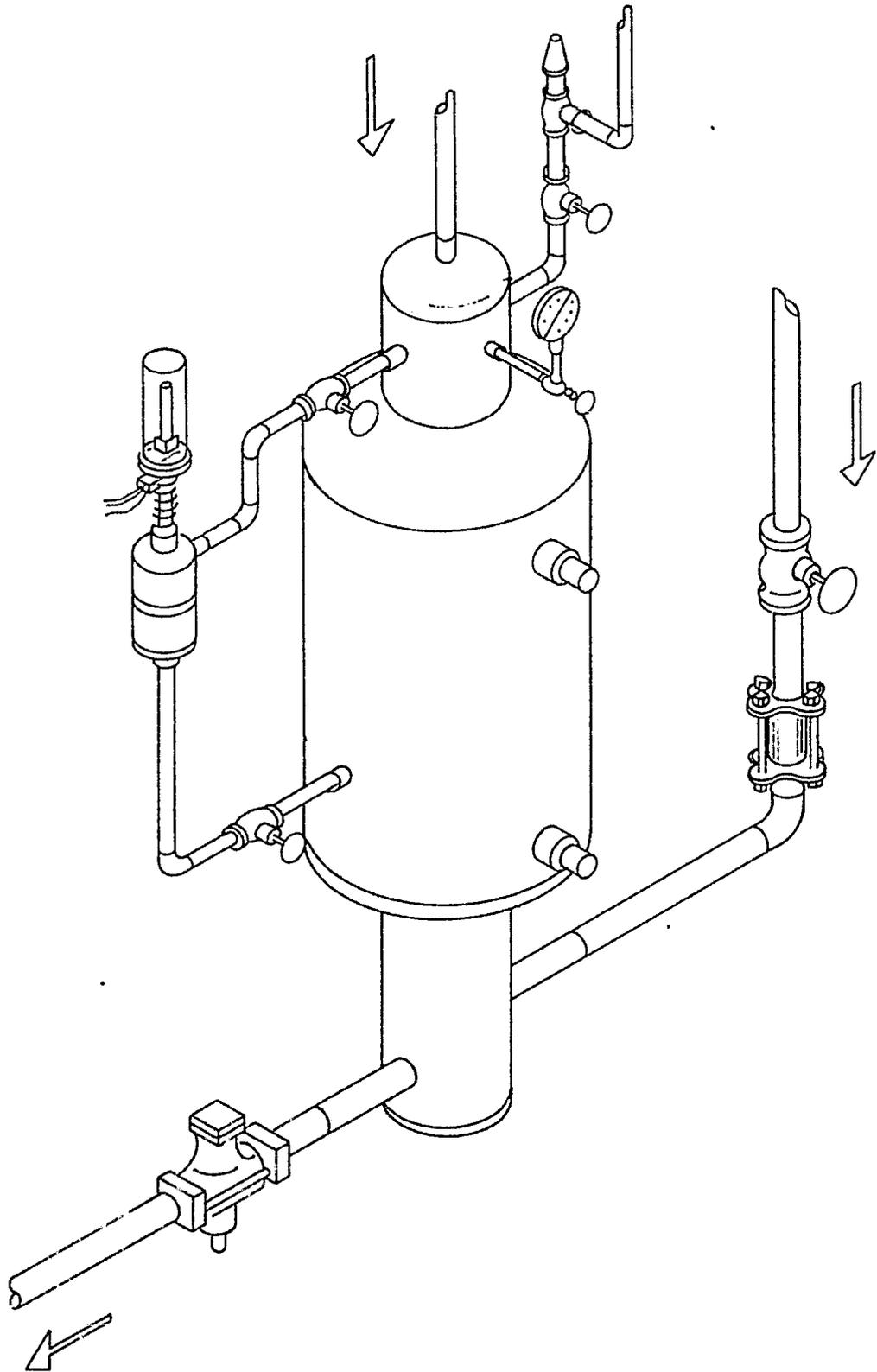
$$t' = \frac{15.47 \times 0.406}{2 \times 1054.5 \times 0.7 - 0.2 \times 21.09} + 0.005175$$

$$t' = 0.00744 \text{ m} = 7.44 \text{ mm}$$

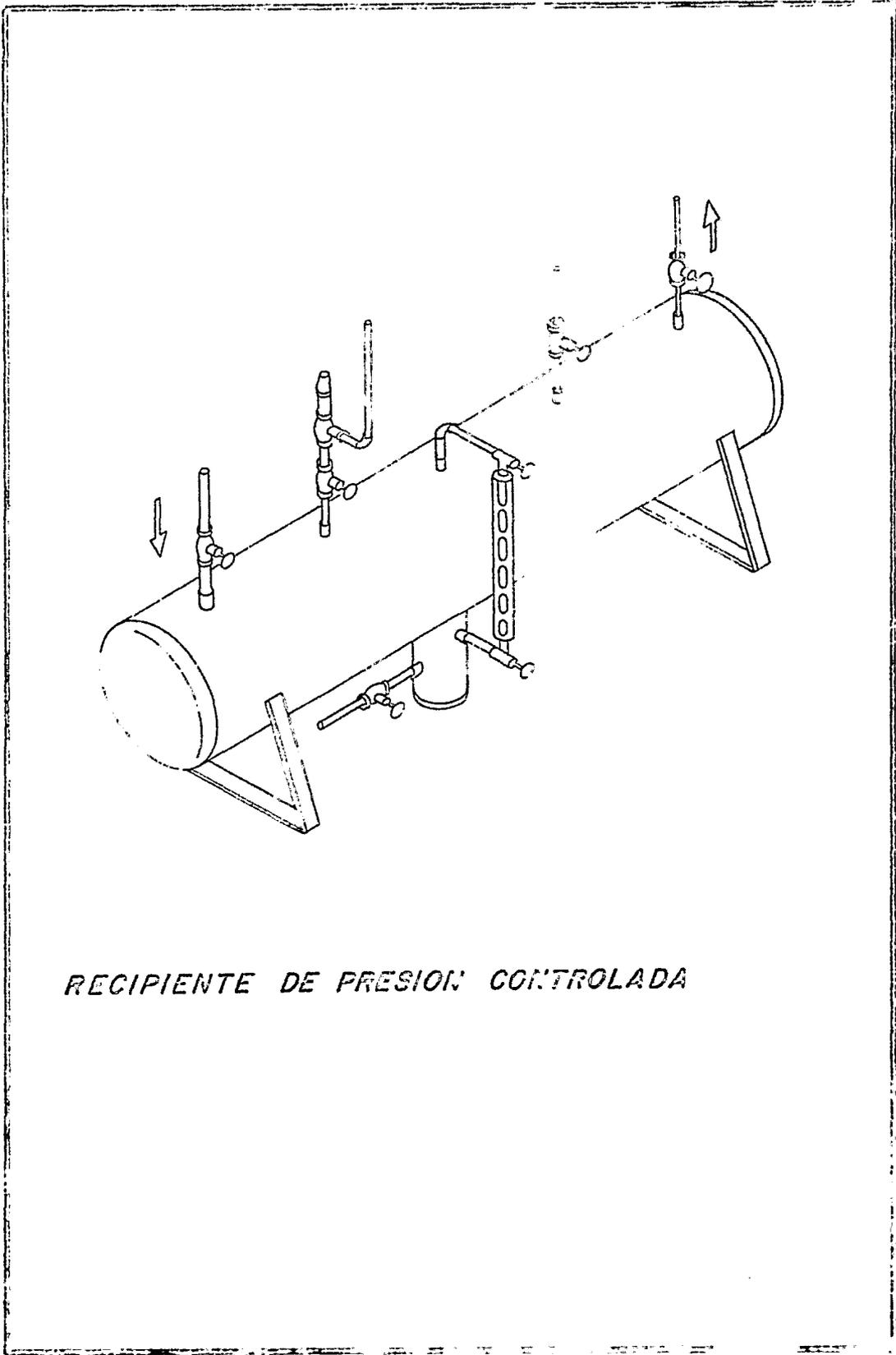
Seleccionamos un espesor igual a 9.52 mm que es mayor al mínimo requerido .



SEPARADOR DE ACEITE



TRAMPA DE RETORNO DE LIQUIDO



RECIPIENTE DE PRESION CONTROLADA

V. 1.- INTRODUCCION

En este capítulo se presentará inicialmente el diseño de las diferentes tuberías que componen nuestro sistema de refrigeración. incluyéndose los cálculos y un diagrama isométrico de los mismos. Para esto se presentará primeramente una sección de condiciones generales de diseño que rigen en todas las líneas, posteriormente se presentará el diseño de cada una de ellas.

Finalmente se incluirá una breve explicación del funcionamiento y características de las válvulas que integran nuestro sistema de refrigeración.

V.2.- CONDICIONES GENERALES DE DISEÑO

En los sistemas de refrigeración cuando se diseñan las tuberías se debe tener en cuenta que las pérdidas de presión debidas a la fricción deben ser mínimas, pues éstas repercuten directamente en el rendimiento del sistema. Es conveniente tener especial cuidado al seleccionar las velocidades de funcionamiento.

La experiencia adquirida en el diseño de este tipo de sistema ha dado como resultado, que se elaboren tablas de velocidades máximas y mínimas así como de máximas pérdidas de presión permisibles, los valores en las tablas de pérdidas de presión en tuberías que se indican tienen validez por cada 30 m de longitud equivalente de tubería, los valores de las tablas mencionadas se aplicarán según sea el caso de la línea a diseñar.

Las tuberías del sistema tendrán tres tipos de uniones que son: conexiones roscadas, mediante soldadura y por medio de bridas. Emplearemos las uniones roscadas principalmente en los diámetros pequeños. Las uniones soldadas se usarán para unir tramos de tubería y conectar accesorios como codos y tees. Las bridas se aplicarán para seccionar la tubería en tramos de hasta 12 m y para unir ciertos accesorios como válvulas de compuerta para mantenimiento etc.

Todas las líneas del sistema se equiparán con dos válvulas de compuerta, una en el inicio y otra en el punto de terminación de la línea, independientemente de si pueden necesitarse por necesidad de la misma; y una en el punto de aislamiento cuando-

requiera de mantenimiento.

En todos los casos se empleará tubo de acero al carbón - clasificación ASME tubo SA-53 grado B de cedula 40. Todos los accesorios como son; codos, tees, reducciones y válvulas de cualquier tipo, deberán ser de acero al carbón preferentemente del mismo material que la tubería, pues debido a las características corrosivas del amoniaco no podrán aceptarse las de cobre o alguna aleación de éste. Las tuberías, válvulas y demas accesorios del sistema se aislarán, con un recubrimiento de poliuretano, y se colocará sobre este una lámina de aluminio como protección mecánica.

Para calcular las tuberías emplearemos las siguientes ecuaciones.

Para el diámetro de la tubería y la velocidad tenemos:

$$A = \frac{Mc \times Ve}{V} \quad V-1$$

Donde:

A = Area de la sección transversal interior de la tubería en m^2

Mc= Gasto del refrigerante en Kg/s

Ve= Volúmen específico en m^3/Kg

V = Velocidad del fluido en m/s

Para el número de Reynolds tenemos:

$$Re = \frac{V \times di}{\mu} \quad V-2$$

Donde:

Re = Número de Reynolds adimensional

di = Diámetro interior en m

μ = Viscosidad cinemática en m²/s

Para el coeficiente de rugosidad relativa tenemos:

$$\text{Cor} = \frac{e}{d_i} \quad \text{V-3}$$

Donde:

Cor = Coeficiente de rugosidad relativa adimensional

e = Valor de la rugosidad absoluta

En la determinación de las pérdidas por fricción en accesorios tenemos:

$$\text{Per} = \frac{K_r \times v^2}{2g} \quad \text{V-4}$$

Donde:

Per = Pérdidas por fricción en accesorios equivalentes en m.

K_r = Constante del accesorio

g = Aceleración de la gravedad igual a 9.81 m/s²

Para las pérdidas totales por fricción en las tuberías tenemos:

$$\text{Per}_t = \frac{f \times L_{eq} \times v^2}{d_i \times 2g} \quad \text{V-5}$$

Donde:

Per_t = Pérdidas por fricción en tuberías equivalentes en m

f = Coeficiente de fricción, de monograma de Moody adimencional

Leq = Longitud equivalente de la tubería en m, $Leq = - Lrt + Per$

Lrt = Longitud real de la tubería en m

Finalmente para determinar las pérdidas de presión tenemos:

$$DP = Per_t \times \rho \quad V-6$$

Donde:

DP = Decremento de la presión debida a la fricción en Kg/cm^2 (KPa)

ρ = Densidad Kg/m^3 (N/m^3)

Cuando una línea transporta únicamente líquido hay que hacer una consideración adicional, la que consiste en que además de las pérdidas por fricción se deben tomar en cuenta las pérdidas debidas a la elevación del refrigerante líquido, las que calcularemos con la ecuación:

$$DP = (Z_i + Per) \times \rho \quad V-6b$$

Donde:

Z_i = Diferencia de alturas en m

V.3.- CALCULO DE LAS TUBERIAS DEL SISTEMA

Las tuberías en los sistemas de refrigeración se clasifican en tres tipos que son: línea de descarga, línea de líquido y línea de succión, en nuestro caso debemos incluir unas tuberías a las que llamaremos auxiliares, ya que éstas son propias únicamente de --

los sistemas de recirculación, pues realizan funciones relativas al mismo.

Los cálculos de las tuberías se presentarán basándose en el recorrido del refrigerante, partiendo de la válvula de descarga del compresor y terminando en la válvula de succión del compresor, las líneas auxiliares se presentarán después.

V.3.1.- LINEA DE DESCARGA

Esta línea esta integrada de dos partes: Del compresor a separador de aceite y de éste al condensador evaporativo, las que se consideran como una sola línea.

Las líneas de descarga se diseñarán de tal manera que halla mínimas pérdidas por fricción porque estas aumentan la potencia requerida por el compresor y por lo tanto la potencia consumida por tonelada de refrigeración.

Condiciones de diseño

Se recomienda no exceder la caída de presión para que la temperatura de saturación del vapor no baje más de 0.5 °C, correspondiente a 0.2319 Kg/cm² (22.75 Kpa)

$$\text{Presión de operación} = P_d = 14.20 \text{ Kg/cm}^2$$

$$(1,393.45 \text{ Kpa})$$

$$\text{Temperatura de operación} = T_d = 131 \text{ °C}$$

$$\text{Gasto de refrigerante} = M_c = 0.120 \text{ Kg/s}$$

$$\text{Volumen específico} = V_{e_{vd}} = 0.154507 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Viscosidad cinemática} &= \mu_{vd} = 2.75 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}. \\ \text{Densidad} &= \rho_{vd} = 7.435 \text{ Kg/m}^3 \text{ (72.896 N/m}^3\text{)} \end{aligned}$$

El rango de velocidad recomendada para líneas de descarga es de 7.62 a 17.8 m/s

Cálculo del diámetro de la línea

Iniciamos calculando el área de la sección transversal interior, aplicando la ecuación V-1 y suponiendo una velocidad promedio de 10 m/s, tenemos:

$$\begin{aligned} A &= \frac{Mc \times V_{evd}}{V} && : \text{ sustituyendo} \\ A &= \frac{0.126 \times 0.134567}{10} = 0.001695 \text{ m}^2 \\ A &= 0.001695 \text{ m}^2 = 1695.5 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

De la tabla No. V-1 de catálogo de tuberías seleccionamos una área interior cuyo valor sea inmediato superior al calculado, encontrando que para el diámetro nominal de 0.0508 m y diámetro interior de 0,0525 m, le corresponde una área de 0.00216 m², con estos nuevos valores, calculamos la velocidad real aplicando la ecuación V-1.

De la ecuación V-1 tenemos que;

$$V = \frac{Mc \times V_{evd}}{A} \quad ; \text{ sustituyendo}$$

$$V = \frac{0.126 \times 0.134567}{0.00216} = 7.84 \text{ m/s}$$

$$V = 7.84 \text{ m/s}$$

Con esta velocidad calculamos el número de Reynolds aplicando la ecuación V-2.

$$Re = \frac{V \times d_i}{\mu_{vd}} \quad ; \text{ sustituyendo}$$

$$Re = \frac{7.84 \times 0.0525}{2.75 \times 10^{-5}} = 1.49 \times 10^4$$

$$Re = 1.49 \times 10^4$$

El coeficiente de rugosidad relativa la obtenemos de la relación V-3

$$C_r = \frac{e}{d_i}$$

Con el diámetro interior "di" y el tipo de material (tubo de acero), del diagrama de rugosidad de materiales tenemos de la grafica V-1.

$$e = 0.00015$$

$$C_r = \frac{e}{d_i} = 0.0009$$

$$C_r = 0.0009$$

Con el número de Reynolds (Re) y el coeficiente de rugosidad relativa (C_r) entramos al monograma de Moody, obtenemos el coeficiente de fricción "f" grafica V-2.

$$f = 0.029$$

En cálculo de pérdidas por fricción en válvulas y accesorios, los obtenemos aplicando la ecuación V-4 y los valores obtenidos de la tabla No. V-2 de coeficientes de resistencia Kr.

$$Per = \frac{K_r \times v^2}{2g} \quad ; \text{ sustituyendo}$$

$$Per = \frac{1.1 \times (7.84)^2}{2 \times 9.81} = 1.97 \text{ m}$$

De la misma forma de efectuarán para los accesorios restantes.

Accesorios	Kr	Long. eq. (m)	Per (m)
4 codos de 90°	0.6	4 X 1.87	7.51
2 válvulas de compuertas	0.19	2 X 0.59	1.19
3 Tees	1.8	3 X 5.63	16.91
1 válvula de retención	2.3	1 X 7.20	7.20
1 separador de aceite desmister		1 X 18.29	18.29
		Total	51.1

$$\text{Per} = 51.1 \text{ m}$$

La longitud de la tubería de diámetro nominal de 0.0508 m, de acuerdo al diagrama e isométrico es:

$$L_t = 4.80 \text{ m}$$

Con esto calculamos la longitud equivalente Leg.

$$L_{cq} = 4.80 + 51.1 = 55.9$$

$$L_{eq} = 55.9 \text{ m}$$

Con esto calculamos las pérdidas totales por fricción, -- aplicando la ecuación V-5

$$\text{Per} = \frac{f \times L_{eq} \times V^2}{d_i \times 2g} \quad ; \text{ sustituyendo}$$

$$\text{Per} = \frac{0.029 \times 55.9 \times (7.84)^2}{0.0524 \times 19.62} = 96.73\text{m}$$

$$Per = 96.73 \text{ m}$$

Por último calculamos las pérdidas por presión utilizando la ecuación V-6.

$$DP = Per \times \rho_{vd}$$

$$DP = 96.73 \times 7.435 = 719.18 \text{ Kg/m}^2$$

$$DP = 719.18 \text{ Kg/m}^2$$

$$DP = 0.0719 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (7.048 KPa)}$$

De este resultado obtenido observamos que cumplimos con nuestras condiciones de diseño de no exceder la caída de presión de 0.2319 Kg/cm^2 por lo tanto el diámetro nominal seleccionado, es --- aceptado.

$$Dn = 0.0508 \text{ Mt} = 50.8 \text{ mm}$$

V.5.2.- LINEA DE LIQUIDO DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO A -- EL RECIPIENTE DE PRESION COTROLADA

Esta línea tiene dos propósitos el ya enunciado en el título y el de servir de sello líquido, evitando el paso de vapor al sistema, para esto cuenta con un recipiente en forma de pierna, -- además de un sistema de válvulas, consistente en una válvula flotadora que acciona a una válvula pilote, con lo que únicamente pasa -- líquido, además de una derivación auxiliar para casos de falla del -- equipo antes mencionado.

Las pérdidas de presión en las líneas de líquido no afectan a la potencia necesaria por tonelada de refrigeración, ni la capacidad del compresor, pero el gas que se evapora del líquido debido a la pérdida de presión por fricción o a la altura, aumenta la capacidad necesaria en la válvula de expansión, teniendo que sobredimensionar el orificio y produciendo una erosión en el mismo.

En el diseño de las líneas de líquido hay que tener especial cuidado en la selección de la velocidad, pues deberá ser menor a 1 m/s, para así evitar que se presente el golpe de ariete por el rápido cierre de las válvulas, sobre todo cuando se encuentran en la línea válvulas de cierre eléctrico.

Condiciones de diseño:

$$\text{Presión de operación} = P_d = 14.20 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Temperatura de operación} = T_{1d} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Gasto de refrigerante} = M_c = 0.126 \text{ Kg/s}$$

$$\text{Volúmen específico} = V_{e1d} = 0.001703 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\text{Viscosidad cinemática} = \nu_{1d} = 3.436 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Densidad} = \rho_{1d} = 587.50 \text{ Kg/m}^3 \text{ (5,759.86 N/m}^3\text{)}$$

El rango de velocidad recomendada para esta línea es de 0.381 a 0.508 m/s

La caída de presión no deberá exceder de 0.0703 Kg/cm^2 - (6.894 Kpa)

El cálculo del área de la sección transversal la obteng

mos empleando la ecuación V-1 y suponiendo una velocidad promedio de 0.45 m/s. tenemos:

$$A = \frac{Mc \times Ve_{1d}}{V} \quad \text{sustituyendo}$$

$$A = \frac{0.126 \times 0.001703}{0.45} = 0.00047 \text{ m}^2$$

$$A = 0.00047 \text{ m}^2 = 476 \text{ mm}^2$$

De la tabla No. V-1 de catálogo de tuberías, seleccionamos una área interior cuyo valor sea inmediato superior al calculado, encontrando que para el diámetro nominal de 0.0254 m y diámetro interior de 0.0266 m, le corresponde una área de 0.000557 m², con estos nuevos valores, calculamos la velocidad real aplicando la ecuación V-1.

De la ecuación V-1 tenemos que:

$$V = \frac{Mc \times Ve_{1d}}{A} \quad ; \text{ sustituyendo}$$

$$V = \frac{0.126 \times 0.001703}{0.000557} = 0.385 \text{ m/s}$$

$$V = 0.385 \text{ m/s}$$

Con este valor calculamos el número de Reynolds, aplicando la ecuación V-2

$$Re = \frac{V \times di}{\mu} \quad : \text{ sustituyendo}$$

$$Re = \frac{0.385 \times 0.0266}{5.136 \times 10^{-7}} = 2.98 \times 10^4$$

$$Re = 2.98 \times 10^4$$

Con el diámetro interior "di" y el tipo de material empleado (tubo de acero), del diagrama de rugosidad de materiales obtenemos de la grafica V-1.

$$e = 0.00015 \text{ cm}$$

El coeficiente de rugosidad relativa obtenemos y utilizando la relación V-3

$$C_r = \frac{e}{d_i}$$

$$C_r = \frac{e}{d_i} = 0.0018$$

$$C_r = 0.0018$$

Con el número de Reynolds (Re) y el coeficiente de rugosidad relativa (Cr), entramos al monograma de Moody, obtenemos el coeficiente de fricción "f" de la gráfica V-2.

$$f = 0.028$$

Las pérdidas por fricción en válvulas y accesorios las calculamos aplicando la ecuación V-4, y con los valores obtenidos de la tabla No. V-2 de coeficientes de resistencia Kr.

$$\text{Per} = \frac{K_r \times V^2}{2g} \quad \text{sustituyendo}$$

$$\text{Per} = \frac{0.6 \times (0.385)^2}{19.62} = 0.0045 \text{ m}$$

De la misma forma se calculará para los accesorios restantes.

Accesorios	Kr	Long.eq. (m)	Per (m)
5 codos de 90°	0.60	5 X 0.0045	0.0226
1 válvula piloto	50.80	1 X 0.3857	0.3857
4 válvulas de compuerta	0.19	4 X 0.0014	0.0057
2 tees	1.80	2 X 0.0155	0.0155
1 recipiente de sello		1 X 9.0000	9.0000
		Total	9.42

$$\text{Per} = 9.42 \text{ m}$$

La longitud de la tubería de diámetro nominal de 0.0254 m de acuerdo al diagrama e isométrico es

$$L_t = 5.20 \text{ m}$$

Con esto calculamos la longitud equivalente L_{eq} .

$$L_{eq} = 5.20 + 9.42 = 14.62 \text{ m}$$

$$L_{eq} = 14.62 \text{ m}$$

Las pérdidas totales por fricción las calculamos aplicando la ecuación V-5.

$$\text{Per} = \frac{f \times L_{eq} \times V^2}{d \times 2g} \quad \text{sustituyendo}$$

$$\text{Per} = \frac{0.028 \times 14.62 \times (0.585)^2}{0.0254 \times 19.62} = 0.116 \text{ m}$$

3

$$\text{Per} = 0.116 \text{ m}$$

La diferencia de altura entre la salida del condensador-
evaporativo y la entrada del recipiente de presión controlada (RPC),
 Z_i es.

$$Z_i = 1.00 \text{ m}$$

Con éstos dos últimos valores y aplicando la ecuación V-6b
obtenemos las pérdidas de presión.

$$\text{DP} = (Z_i + \text{Per}) \times \rho_{ld} \quad \text{sustituyendo}$$

$$\text{DP} = (1.00 + 0.116) \times 587.50 = 655.65 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{DP} = 655.65 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{DP} = 0.0655 \text{ kg/cm}^2 \quad (6.421 \text{ KP})$$

Nuestro resultado final cumple con las condiciones de di-
seño, de no rebasar la caída de presión de 0.0703 Kg/cm^2 , por lo --
que el diámetro nominal seleccionado es correcto.

$$d_n = 0.0254 \text{ m} = 25.4 \text{ mm.}$$

V.3.3.- LINEA DE LIQUIDO DEL RECIPIENTE DE PRESION CONTROLADA A LOS DIFUSORES

Esta línea se emplea para llevar el líquido que se va a-
evaporar a los difusores. Dentro de los componentes de esta línea,
ésta la toma por lo cual se suministra el amoniaco al sistema, ade-
más también se hallan las válvulas de expansión, así como válvulas
operadas por los termostatos de las cámaras, etc... Es importante-
señalar que por esta línea se hace circular, tres veces la cantidad

de refrigerante necesario en los difusores.

Condiciones de diseño

$$\text{Presión de operación} = P_r = 8.435 \text{ Kg/cm}^2$$

$$(827.371 \text{ Kpa})$$

$$\text{Temperatura de operación} = T_{mr} = -8^\circ\text{C}$$

$$\text{Gasto de Refrigeración} = M_{c_2} = 0.378 \text{ Kg/s}$$

$$\text{Volúmen específico} = V_{e_{cr}} = 0.000345 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\text{Viscosidad cinemática} = \mu_{er} = 3.77 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Densidad} = \rho_{er} = 651.26 \text{ Kg/m}^3 \text{ (6.384.93 N/m}^3\text{)}$$

El rango de velocidad recomendada para esta línea es de 0.508 a 0.762 m/s.

Las pérdidas de presión no deberán exceder de 0.1405 Kg/cm² (13.789 Kpa).

Aplicando la ecuación V-1 calculamos el área de la sección transversal interior, y suponiendo una velocidad promedio de 0.55 m/s. tenemos.

$$A = \frac{0.378 \times 0.000345}{0.55} = 0.000237 \text{ m}^2$$

$$A = 0.000237 \text{ m}^2 = 237 \text{ mm}^2$$

De la tabla No. V-1 de catálogo de tubería, seleccionamos una área interior cuyo valor sea inmediato superior al calculado, - encontramos para un diámetro nominal de 0.0190 m y un diámetro interior de 0.0209 m les corresponde una área de 0.000343 m² con estos valores aplicando la ecuación V-1 calculamos la velocidad real.

Despejando V de la ecuación V-1 tenemos que:

$$V = M_c \times V_{e_{cr}} \quad \text{sustituyendo}$$

$$V = \frac{0.378}{0.000343} \times 0.000345 = 0.380 \text{ m/s}$$

$$V = 0.380 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds lo calculamos aplicando la ecuación V-2.

$$Re = \frac{V \times di}{\mu_{ev}} \quad \text{sustituyendo}$$

$$Re = \frac{0.380 \times 0.0209}{3.77 \times 10^{-7}} = 2.10 \times 10^4$$

$$Re = 2.10 \times 10^4$$

Del diagrama de rugosidad de materiales, con el diametro interior y el tipo de material (tubo de acero) obtenemos de la gráfica V-1.

$$e = 0.00015$$

Aplicando la relación V-3 obtenemos el coeficiente de rugosidad relativa (Cr).

$$Cr = \frac{e}{di} = 0.0018$$

$$Cr = 0.0018$$

De el monograma de Moody, con el número de Reynolds (Re) y el coeficiente de rugosidad relativa (Cr) obtenemos el coeficiente de fricción (f) de la gráfica V-2.

$$f = 0.029$$

Las pérdidas por fricción en válvulas y accesorios las calculamos con la ecuación V-4 y con los valores obtenidos de la tabla No. V-2 de coeficientes de resistencia (Kr) tenemos.

$$\text{Per} = \frac{K_r \times V^2}{2g} \quad \text{sustituyendo}$$

$$\text{Per} = \frac{0.6 \times (0.380)^2}{19.62} = 0.00441 \text{ m}$$

$$\text{Per} = 0.00441 \text{ m}$$

Para los demás accesorios se calculará de la misma forma.

Accesorios	Kr	Long.eq.(m)	Per (m)
2 codos de 90°	0.60	2 X 0.00441	0.00885
4 válvulas de compuerta	0.19	4 X 0.00139	0.00559
1 válvula selenoide	0.19	1 X 0.00139	0.00139
1 válvula de expansión	763.00	1 X 5.61555	5.61555
1 tee	1.80	1 X 0.01324	0.01324
		Total	5.644

$$\text{Per} = 5.644 \text{ m}$$

Con este valor podemos determinar la longitud equivalente (Leq).

$$\text{Leq} = 81.60 + 5.644 = 87.24 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación V-5 calculamos las pérdidas totales por fricción.

$$\text{Per} = \frac{f \times \text{Leq} \times V^2}{d_i \times 2g} \quad \text{sustituyendo}$$

$$\text{Per} = \frac{0.029 \times 87.24 \times (0.380)^2}{0.0209 \times 19.62} = 0.899 \text{ m}$$

$$\text{Per} = 0.899 \text{ m}$$

Finalmente calculamos las pérdidas por presión, de acuerdo al diagrama e isométrico.

$$Z_i = 4.60 \text{ m}$$

Aplicando la ecuación V-6b tenemos:

$$DP = (Z_i + P_{er}) \times \rho_{ev}$$

$$DP = (4.60 + 0.890) \times 651.26 = 3,575.41 \text{ Kg/m}^2$$

$$DP = 3,575.41 \text{ Kg/m}^2$$

$$DP = 0.3575 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (35.046 KP)}$$

De este valor observamos que cumplimos con nuestras condiciones de diseño de no exceder la caída de presión de 0.1405 Kg/cm^2 , por lo tanto el diámetro nominal seleccionado es aceptado.

$$d_n = 0.0190 \text{ m} = 19.00 \text{ mm}$$

V.3.4.- LINEA DE SUCCION

Esta línea transportará amoniaco en sus dos fases, líquido y gas lo que representa serios problemas de diseño. Pero como el volumen específico del gas es mucho mayor que el líquido, basándonos en esto se considerará despreciable el volumen ocupado por el líquido por lo cual la tubería se diseñará considerando que únicamente transporta gas.

Las pérdidas de presión en esta línea se traducen en una disminución de la capacidad, ya que el compresor es forzado a ope-

rar a menor presión para mantener la diferencia de temperaturas, -
requerida en los difusores entre el medio ambiente y el refrigeran-
te.

Consideraremos como una sola línea a las que van de los-
difusores a el acumulador y de este al compresor.

Condiciones de diseño:

$$\text{Presión de operación} = P_s = 1.75 \text{ Kg/cm}^2 \\ (157.090 \text{ KPa})$$

$$\text{Temperatura de operación} = - 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Gasto de refrigerante} = M_c = 0.126 \text{ Kg/s}$$

$$\text{Volúmen específico} = V_{e_{vs}} = 0.684854 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\text{Viscosidad cinemática} = \nu_{vs} = 9.20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Densidad} = \rho_{vs} = 1.46 \text{ Kg/m}^3 \text{ (14.324 N/m}^3\text{)}$$

El rango de velocidad recomendada es de 7 a 15 m/s.

Las pérdidas de presión recomendada, es que no debe de -
exceder de 0.047 Kg/cm^2 (4.609 KPa).

El cálculo del área interior de la sección transversal la
obtenemos aplicando la ecuación V-1 y una velocidad promedio de 10-
m/s.

$$A = \frac{M_c \times V_{e_{vs}}}{V} \quad \text{sustituyendo}$$

$$A = \frac{0.126 \times 0.684854}{10} = 0.0086 \text{ m}^2$$

$$A = 0.0086 \text{ m}^2 = 86.00 \text{ mm}^2$$

De la tabla No. V-1 de catálogo de tubería obtenemos el valor de una área, comercial, encontramos que para una área de 0.00821 m^2 le corresponde un diámetro interior de 0.1022 m , y un diámetro nominal de 0.1016 m , con estos valores y aplicando la ecuación V-1 obtenemos la velocidad real.

De la ecuación V-1 tenemos que;

$$V = \frac{Mc \times V_{e_{vs}}}{A} \quad \text{sustituyendo}$$

$$V = \frac{0.126 \times 0.684854}{0.00821} = 10.51 \text{ m/s}$$

$$V = 10.51 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds es;

$$Re = \frac{V \times d_i}{\mu_{vs}} \quad \text{sustituyendo}$$

$$Re = \frac{10.51 \times 0.1022}{9.20 \times 10^{-6}} = 1.16 \times 10^5$$

Con el diámetro interior "di" y el tipo de material usado (tubo de acero), del diagrama de rugosidad de materiales obtenemos de la gráfica V-1.

$$e = 0.00015$$

Con la relación V-5 obtenemos el coeficiente de rugosidad relativa (Cr).

$$Cr = \frac{e}{d_i} = 0.00045$$

$$Cr = 0.00045$$

El coeficiente de fricción "f" lo obtenemos del monograma de Moody, con el número de Reynolds (Re) y el coeficiente de rugosidad (Cr), en la gráfica V-2

$$f = 0.02$$

Aplicando la ecuación V-4, encontramos las pérdidas por fricción en válvulas y accesorios, y con los valores, obtenidos de la tabla No. V-2 de coeficiente de resistencia "Kr".

$$\text{Per} = \frac{K_r \times V^2}{2g} \quad \text{sustituyendo}$$

$$\text{Per} = \frac{0.6 \times (10.51)^2}{19.20} = 3.37 \text{ m}$$

$$\text{Per} = 3.37 \text{ m}$$

Para los accesorios restantes, se calcularán de la misma forma, quedándonos de la siguiente forma:

Accesorios	Kr	Log.eq. (m)	Per (m)
4 codos de 90°	0.6	4 X 3.37	13.48
1 tee	1.8	1 X 10.15	10.13
6 válvulas de compuerta	0.19	6 X 1.06	6.41
		Totales	30.02 m

$$\text{Per} = 30.02 \text{ m}$$

Del diagrama e isométrico obtenemos que.

$$L_1 = 90.1 \text{ m}$$

Por lo que la longitud equivalente "Leq" es.

$$Leq = 90.10 + 30.02 = 120.12$$

Las pérdidas totales por fricción las calculamos aplicando la ecuación V-5.

$$Per = \frac{f \times Leq \times V^2}{di \times 2g} \quad \text{sustituyendo}$$

$$Per = \frac{0.02 \times 120.12 \times (10.51)^2}{0.1022 \times 19.62} = 132.34 \text{ m}$$

$$Per = 132.34 \text{ m}$$

Con la ecuación V-6b calculamos las pérdidas de presión.

$$DP = (Z_i + Per) \times \rho \times v_s$$

$$Z_i = 3.30 \text{ m}$$

$$DP = (3.30 + 132.34) \times 1.461 = 198.17 \text{ Kg/m}^2$$

$$DP = 198.17 \text{ Kg/m}^2$$

$$DP = 0.0198 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (1.94 KPa)}$$

Como el diámetro nominal seleccionado cumple con la condición de, que la caída de presión no excede a 0.047 Kg/cm^2 (4.609 KPa), este diámetro es correcto.

$$d_n = 0.1016 \text{ m} = 101.60 \text{ mm}$$

V.3.5 LINEAS AUXILIARES

La línea de retorno de la trampa al recipiente a presión

controlada, es una tubería que transporta líquido únicamente, cuando se esta efectuando el ciclo de descarga, de la trampa al RPC, y que se efectua cuando entra el gas de descarga a la trampa.

Condiciones de diseño

Capacidad de la trampa = 0.095 m³ gasto de líquido que --
drena a la trampa = 0.0204 m³/Min, velocidad máxima en la tubería -
= 1.27 m/s tiempo en que se llena y vacia la trampa $t = \frac{0.095}{0.0204} = 4.66$
min

Si consideramos que en 1 Min vaciamos la trampa, por lo --
tanto tenemos 3.66 min para llenarla.

Para el diámetro del tubo tenemos

$$A = \frac{\text{Capacidad de la trampa}}{\text{Velocidad} \times \text{tiempo de vaciado}}$$

Suponemos una velocidad de 1.2 m/s

$$A = \frac{0.095}{1.27 \times 60} = 0.0012 \text{ m}^2 = 1246 \text{ mm}^2$$

De tablas de tuberías obtenemos que un tubo de diámetro -
nominal de 0.038 m, tiene un área de sección transversal de A = --
0.00132 m²

Con esta área podemos calcular la velocidad real de la tu
bería.

$$Vr = \frac{0.095}{0.00132 \times 60} = 1.19 \text{ m/s}$$

De los resultados anteriores podemos concluir que el tubo de diámetro nominal de 0.038 m, si cumple con las condiciones de diseño requeridas.

Para la línea de llenado de la trampa con amoniaco líquido proveniente del acumulador, consideramos un tubo de 2 medidas más grandes que el tubo de vaciado, que en nuestro caso será de un diámetro nominal de $dn = 0.0508$ m..

Pasando finalmente a las otras 3 líneas auxiliares que son:

- 1) Línea separador de aceite - válvula de 3 pasos.
- 2) Línea RPC al acumulador
- 3) Línea igualadora del acumulador a la trampa.

Estas líneas, tienen características comunes, que son: - Operan intermitentemente, no tienen flujo constante y la longitud real de la tubería es mínima.

Basandonos en esto, podemos decir que no es necesario calcular sus dimensiones, ni las pérdidas de presión debidas a la fricción, pues bastará con colocar tubería de diámetro nominal de - - - 0.0254 Mt para que cumplan satisfactoriamente su función.

V.4.- BREVE EXPLICACION DEL FUNCIONAMIENTO DE LAS PRINCIPALES VALVULAS USADAS EN EL SISTEMA.

En los distintos sistemas donde se manejan fluidos ya sea líquidos, vapores o gases, existen una gran variedad de válvulas, -

las cuales dependiendo del flujo que manejan y de las propiedades del sistema, se instalan en diferentes tipos, tamaños, materiales y funcionamiento. Estas válvulas juegan un papel muy importante dentro de cada sistema, ya que son los controles del flujo, el cual si no es controlado, los sistemas no cubrirán los requisitos para los cuales fueron diseñados. Por esta razón es necesario seleccionar la válvula adecuada para cada servicio específico; obteniéndose con ésto una larga vida y bajo costo de mantenimiento de las válvulas, así como de su instalación. La selección de cada válvula requiere una variedad de datos: clase de fluido, temperatura, presión en ambos sentidos del flujo, tipo de control situación de la instalación, etc. A partir de estos datos, puede seleccionarse cada válvula en cuanto a sus características de diseño, como son; construcción, tamaño, material del cuerpo, empaque, modo de operación aleación de sus interiores, tipo de asiento, conexión, etc.

Además de lo anterior, hay factores determinantes que deben tomarse en cuenta al seleccionar cada válvula en cuanto a sus características de servicio, tales como tipo y cantidad de líquido o gases, presión y temperatura de trabajo, requisitos de operación fluidos corrosivos o erosivos y tamaño.

A continuación presentaremos los diferentes tipos de válvulas que intervienen en nuestro sistema de refrigeración.

A. - VALVULAS DE EXPANSION MANUAL

Las válvulas de expansión manual son válvulas de aguja operadas manualmente.

La razón de flujo líquido a través de la válvula depende del diferencial de presión a través del orificio de la válvula y del grado de abertura de la misma, esta última siendo de ajuste manual. - Suponiendo que permanece constante el diferencial de presión a través de la válvula, la razón de flujo a través de la válvula de expansión manual permanecerá siempre constante independientemente de la presión y carga que se tenga en el evaporador.

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

B.- VALVULA FLOTADORA DE CONTROL.

El flotador de control actúa para mantener un nivel constante del líquido, en el recipiente donde se requiere regular de flujo del refrigerante, restringiendo su entrada, de acuerdo con la rapidez con la que el líquido suministrado está siendo agotado en el recipiente.

Este control responde sólo al nivel del líquido del recipiente y lo mantendrá lleno de refrigerante hasta el nivel deseado, para todas las condiciones de carga e independientemente de la temperatura y presión que se tenga en el recipiente.

La operación del flotador puede ser continuo o intermitiendo. Para operación continua la válvula del flotador tiene una acción estranguladora, en la que ésta modula hacia la posición de abrir o cerrar para suministrar más o menos líquidos hacia el recipiente, en respuesta directa a los cambios mínimos que se tenga en el nivel del líquido del recipiente.

C.- VALVULA DE CONTROL PILOTO

Las válvulas de control del líquido operadas por piloto, se usan en instalaciones de gran tonelaje. La válvula piloto que impulsa a la válvula para control de líquido, generalmente es una válvula de expansión termostática, o una válvula de flotador de presión baja, o una válvula de flotador de presión alta. La válvula del control del líquido abre cuando suministra presión por parte superior del pistón "A" a través del tubo piloto. El orificio pequeño para sangrado o purgado "B" en la parte superior del pistón desahoga esta presión hacia el lado de salida de la válvula del control de líquido cuando se cierra el suministro de presión por la parte superior del pistón, el resorte "C" cierra la válvula del control del líquido.

D.- VALVULA SELENOIDE

Las valvulas selenoides son muy usadas en refrigeracion, se colocan en tuberías de amoniaco, agua y le salmuera en lugar de válvulas de cierres manuales para asegurar tener operación automática. Una válvula selenoide es una válvula operada eléctricamente, la cual es operada y controlada en un carril de alambre d

cobre aislado y de un núcleo o armadura de hierro (algunas veces llamado 'émbolo) el cual es jalado hacia el campo magnético del carrete cuando éste está energizado. Sujutando el vástago y el perno de la válvula a la armadura del carrete, podrá abrirse o cerrarse la válvula cuando el carrete es energizado o desenergizado, respectivamente.

E.- VALVULAS DE SEGURIDAD

Las válvulas de seguridad son en primer lugar las que constituyen, la última línea de defensa, para evitar que se produzcan presiones peligrosas en los recipientes. Su importancia se refleja en la magnitud que tiene la sección del reglamento de construcción de recipientes a presión de la ASME, dedicada a sus especificaciones e instalación.

Las válvulas de seguridad de los recipientes deben ser de resorte o sea, que la compresión de un muelle helicoidal la mantenga en contacto con un asiento. El ajuste de la compresión en el muelle determina la presión a la que la válvula se abre y elimina la presión excesiva. El diseño de una cámara especial en el asiento hace que salga suficiente refrigerante (vapor) para producir una caída de presión antes de que la válvula se vuelva a cerrar. Este diseño, es tal que la válvula se abre rápidamente y permanece completamente abierta, hasta que la presión ha bajado de una cantidad predeterminada (generalmente de 2 a 4%), cerrándose rápidamente. No se producen oscilaciones y estrangulamientos que puedan cortar la válvula o su asiento. Esta es una característica especial que las válvulas de alivio no la poseen.

F.- VALVULAS DE CONTROL Y REGULADORAS

Estos controles los hay en dos tipos generales:

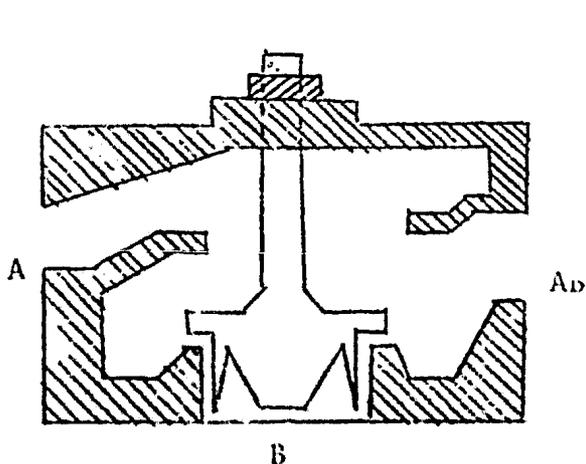
(1) reguladores de presión en el evaporador y (2) reguladores de la presión de succión. La función del regulador de la presión en el evaporador es evitar la caída abajo de un valor mínimo predeterminado de la presión en el evaporador y por lo tanto también de la temperatura, independientemente de qué tan baja sea la presión en la tubería de succión, ésta puede tener caída debido a la acción del compresor. Es importante saber que el regulador de presión del evaporador no mantiene presión constante en el evaporador sino que solamente limita la presión mínima en el evaporador. En evaporadores de gran tamaño, los reguladores del evaporador deberán ser operadas por piloto.

La función del regulador de presión en la succión, llamado también "regulador de la presión en el carter del cigueñal" o "válvula retenedora de la presión de succión" es la de limitar la presión de succión a la entrada del compresor hasta un valor máximo predeterminado, independientemente de que tan alto suba la presión en el evaporador por algún aumento en la carga del evaporador. El propósito del regulador de presión en la succión es la de proteger al motor del compresor durante los períodos en que la presión en el evaporador sea superior a la presión normal de operación para lo cual el motor del compresor fue seleccionado.

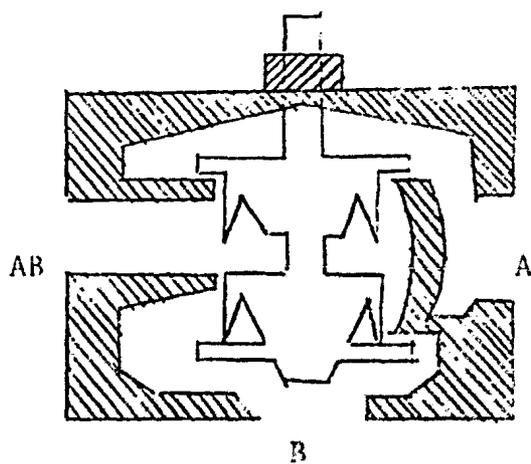
G.- VALVULAS DE TRES PASOS

Se construyen de dos tipos: mezcladoras y desviadoras, interiormente son diferentes, esta diferencia es necesaria para que cierren en contracorriente, la válvula "mezcladora" trabaja con el clasico obturador de entrada en "V", con característica lineal y tiene además un dispositivo de cierre adicional en la parte superior, que se asienta en el segundo orificio de entrada. La válvula "Desviadora" esta provista de dos obturadores de entrada en "V" que se asienta en sentidos opuestos y contra la corriente de entrada común puede comprenderse, que la utilización de una de las válvulas en lugar de la del otro tipo, llevará a la vibración.

Si bien las conexiones se marcan "A", "B" y "AB" generalmente y con vistas a las aplicaciones lógicas, se denominan "normalmente cerrada", "normalmente abierta" y "común"; tanto conexión "A" como "B" pueden convertirse en la normalmente abierta, dependiendo tan sólo de la disposición del accionador motorizado.



válvula mezcladora de tres vías

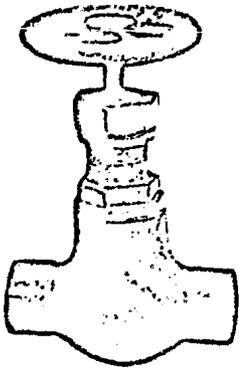


válvula desviadora de tres vías

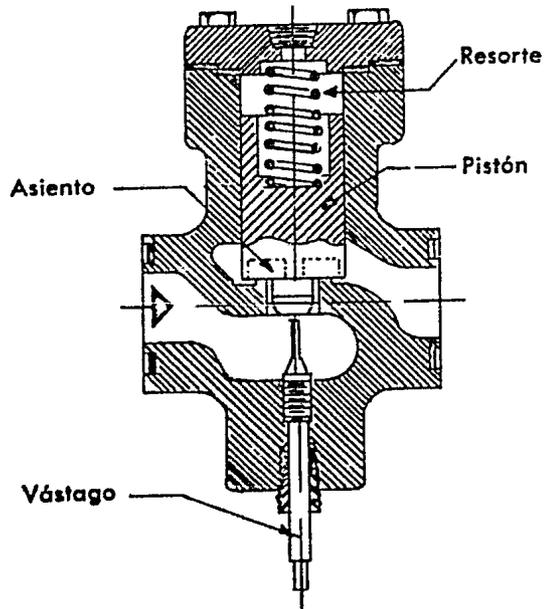
II.- VALVULA CHECK

Las válvulas check están diseñadas para prevenir un contraflujo en líneas. Los tres tipos principales de válvulas check usados son: válvulas de retención de bisagra, de charnela o de columpio, válvula horizontal de tensión y válvula de retención de bola. La válvula de retención de bisagra es la mas comúnmente usada; la válvula de disco con movimiento vertical o válvula-check de pistón son írecuentemente funcionales en líneas de tubería verticales. La fuerza de gravedad juega un papel muy importante en el funcionamiento de una válvula check y la posición de la válvula siempre debe de tomarse en consideración. Las válvulas horizontales de retención y de bola, deberan de localizarse en una dirección vertical exacta.

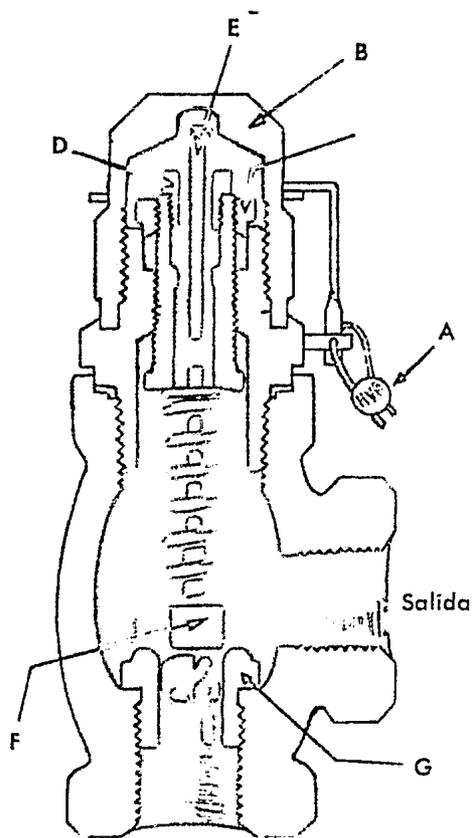
La válvula de retención de bisagara puede ser localizada para asegurar la charnela de disco que siempre debera cerrar libremente y positivamente por gravedad. La válvula horizontal de presión son particularmente adaptadas para altas presiones de servicio donde la velocidad del flujo es alta.



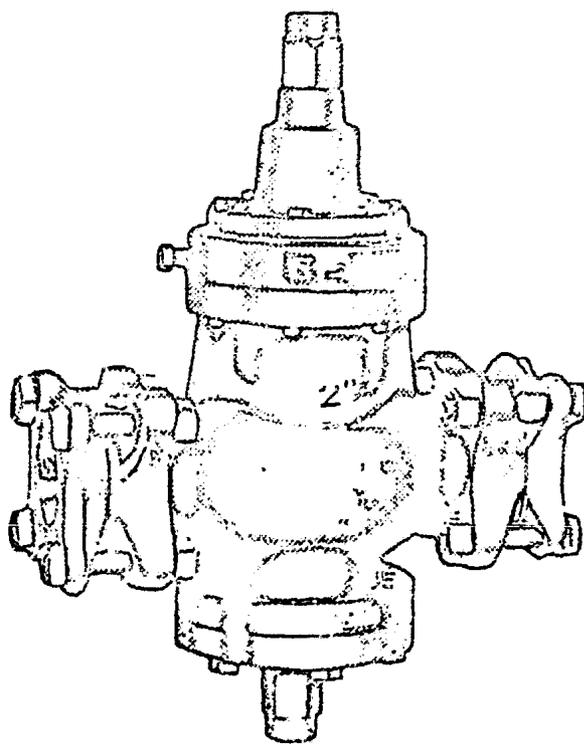
VALVULA DE EXPANSION MANUAL,



VALVULAS PILOTO

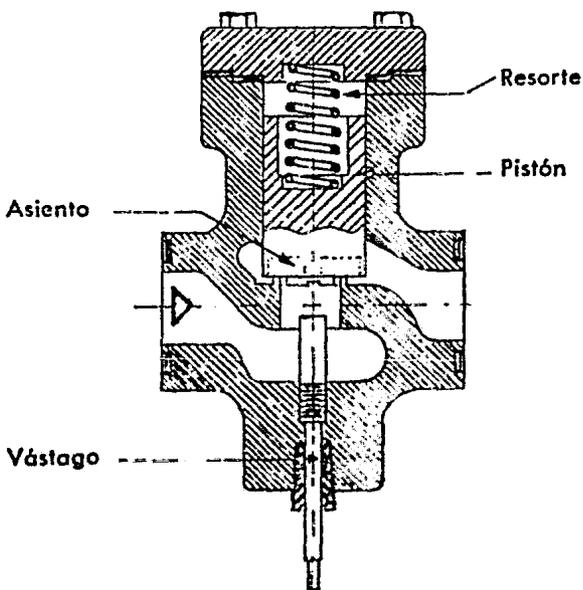
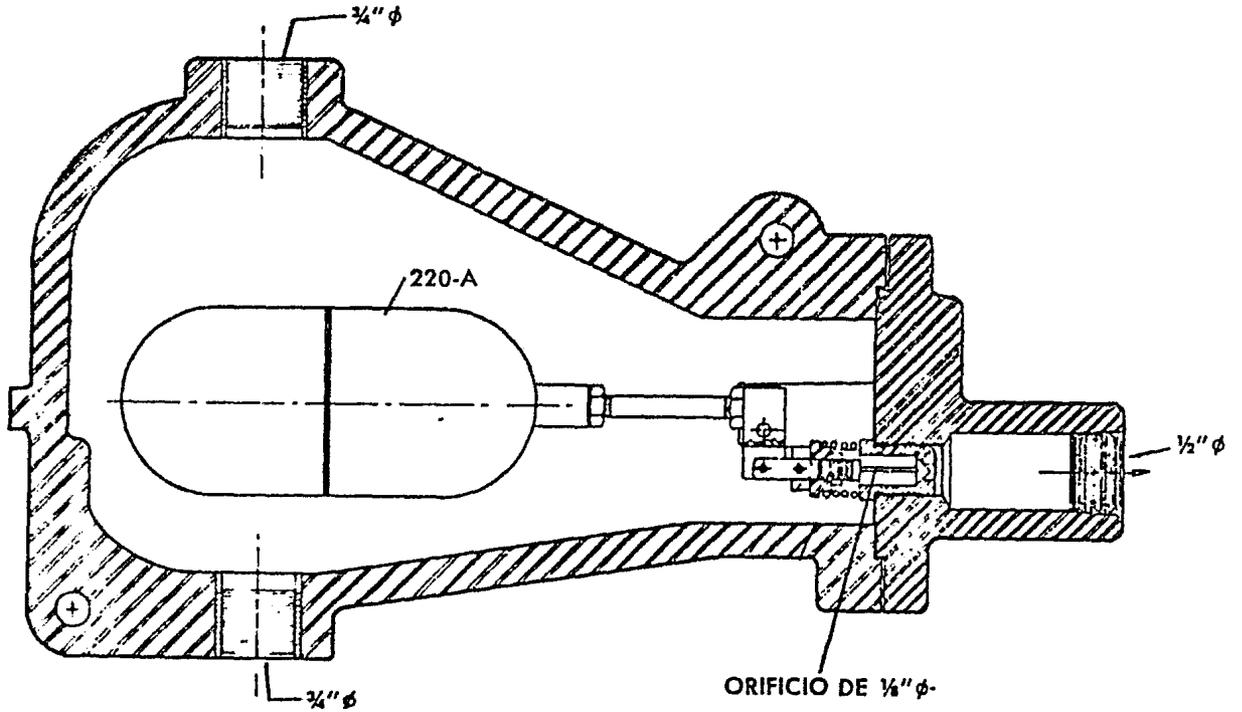


Entrada VALVULA DE SEGURIDAD

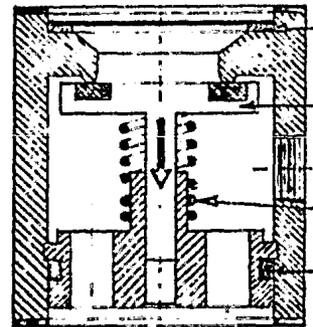


Válvula reguladora de presión

CORTE DE LA VALVULA FLOTADORA PHILLIPS



VALVULAS DE CHECK HORIZONTALES



VALVULA CHECK VERTICAL

C O N C L U S I O N E S

En el presente trabajo se pudo comprobar que el sistema de refrigeración Phillips resulta diferente de los de más sistemas tradicionales, ya que no requiere del uso de bombas para la recirculación del refrigerante "amoníaco" en nuestro sistema, ya que únicamente basta con la diferencia de presiones del sistema (alta y baja presión,) para lograr la recirculación del fluido, traduciendo con ésto en un considerable ahorro de energía y equipo.-- Además el sistema de recirculación Phillips se diferencia de los -- otros sistemas, porque tiene integrado unos recipientes especiales (recipiente de presión controlada, acumulador y trampa Phillips) que le dan esa diferencia y el nombre al sistema.

Este sistema de refrigeración se recomienda aplicarlo -- exclusivamente a la industria o almacenes frigoríficos de gran capacidad, ya que requiere de una inversión mayor que los demás sistemas para su instalación, pero que con el tiempo resulta mas rentable.

Además en este sistema debido a las características del refrigerante "amoníaco", no se debe usar en su instalación tuberías y accesorios de metales no ferrosos, como cobre y bronce usados en los sistemas que usan como refrigerante Freon; que en nuestro caso el amoníaco corroe rápidamente estos materiales lo que repercute -- en cambios continuos de éstos y de paros innecesarios y perjudiciales para el sistema, por lo cual se recomienda la instalación de -

tubería y accesorios de acero al carbón.

De lo anteriormente expuesto se concluye que utilizando este sistema de refrigeración Phillips, se obtiene una alta eficiencia de éste; cumpliéndose con esto nuestro objetivo, obteniéndose con ésto una buena calidad del producto almacenado (ATUN).

A P E N D I C E

TABLA; III-1

Conductividad termica de materiales usados en paredes de almacenes frios

Material	Descripción	Conductividad Termica "k"		Conductancia Termica "c"	
		Kcal/hr m ² °C	w/m ² °C	Kcal/hr m ² °C	w/m ² °C
Mamposteria	Ladrillo común	0.6205	0.7216		
	Ladrillo de fachada	1.1170	1.2990		
	Concreto mortero o mezcla	0.6205	0.7216		
	Concreto agregado de arena	1.4900	1.7320		
	Bloque de concreto				
	Agregado de arena 0.1016 m			6.8360	7.9500
	Agregado de arena 0.1524 m			4.3950	5.1110
	Agregado de arena 0.2032 m			3.8090	4.4300
	Agregado de escoria 0.101m			4.3950	5.1110
	Agregado de escoria 0.152m			2.8320	3.3000
	Agregado de escoria 0.203m			2.5880	3.0100
	Yeso de estucar 0.0127 m			15.2350	17.718
	Barro bloque hueco 0.1016 m			4.3950	5.1110
Barro bloque hueco 0.1524 m			3.2230	3.7480	
Barro bloque hueco 0.2032 m			2.6370	3.0670	
Maderas	Arce, Roble, maderas duras similares			5.3720	6.2470
	Abeto, Pino, maderas suaves similares			3.9060	4.5420
	Madera contracheapeada 0.0127 m			7.8130	9.0860
	Madera contracheapeada 0.0190 m			5.2250	6.0760
Techado	Techado con rollo de asfalto	0.8070	0.9380	0.7333	0.8520
	Techado armado 0.003525 m	0.3720	0.4320	1.6180	1.874

- 124 -

TABLA; III-1

Continuación

Material	Descripción	Conductividad Termica "k"		Conductancia Termica "c"	
		Kcal/hr m ² °C	w/m ² °C	Kcal/hr m ² °C	w/m ² °C
Materiales de aislamiento	Bloque o rollo de fibra mineral o de vidrio	0.0340	0.0400		
	Tabla o placa vidrio celular	0.0500	0.0600		
	placa de corcho	0.0380	0.0440		
	fibra de vidrio	0.0310	0.0360		
	poliestireno expandido	0.0250	0.0300		
	poliuretano expandido	0.0210	0.0250		
	Relleno				
	papel prensado o pulpa de madera	0.0340	0.0400		
	Aserrin o virutas	0.0560	0.0650		
	Lana mineral (roca, vidrio, escoria)	0.0340	0.0400		
Corteza de pino	0.0320	0.0380			
Fibra de madera (madera - suave)	0.0370	0.0430			
Conductancia en la superficie (coeficiente de convección)	Aire tranquilo			8.0570	9.3700
	Aire en movimiento (12 Km/hr)			19.5320	22.715
	Aire en movimiento (24 Km/hr)			29.3000	34.076
Vidrio	Una hoja			2.2470	2.6130

TABLA; III-2

Incremento de temperatura por efectos del sol

Tipo de superficie	Muro Este		Muro Sur		Muro Oeste		Techo	
	°C	°F	°C	°F	°C	°F	°C	°F
Color Negro	4.5	8	3.4	6	4.5	8	11.1	20
Rojo claro	3.9	7	2.8	5	3.9	7	10.0	18
Verde claro	3.4	6	2.2	4	3.4	6	8.4	15
Azul claro	2.8	5	1.7	3	2.8	5	6.7	12
Color Blanco	2.2	4	1.1	2	2.2	4	5.0	9

Para el piso debe de calcularse una temperatura de 11.10 °C --- (20 °F), mas baja que la temperatura de bulbo seco.

TABLA: III-4

Cambios de aire promedio por 24 hrs., para cuartos de almacenaje abajo de 0 °C (32 °F).

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

Volumen m ³	Cambios de aire por 24 hrs	Volumen m ³	Cambios de aire por 24 hrs	Volumen m ³	Cambios de aire por 24 hrs
7.08	24.00	16.6	3.30	424.25	3.00
8.50	26.20	70.82	8.10	560.60	2.60
11.34	22.50	84.39	7.40	736.25	2.30
14.28	20.00	113.32	6.30	49.90	2.10
17.22	17.00	141.65	5.60	1,144.20	1.80
20.16	15.30	169.98	5.00	1,416.50	1.60
23.10	14.5	220.64	4.30	2,124.75	1.30
26.04	11.0	283.10	3.8	2,612.00	1.10

TABLA: III-3

Temperatura de diseño para la Republica Mexicana.

LUGAR	Altitud	B.S.		B.H.	
		°C	°F	°C	°F
AGUASCALIENTES					
Aguascalientes	1879	34	93	19	66
BAJA CALIFORNIA					
Ensenada	13	34	93	26	79
Mexicali	1	43	109	28	82
La Paz	18	36	97	27	81
Tijuana	29	35	95	26	79
CAMPECHE					
Campeche	25	36	97	26	79
Ciudad del Carmen	3	37	99	26	79
COAHUILA					
Monclova	586	38	100	24	75
Nueva Rosita	430	41	106	25	77
Piedras Negras	220	40	104	26	79
Saltillo	1609	35	95	22	72
COLIMA					
Colima	494	36	97	24	75
Manzanillo	3	35	95	27	81
CHIAPAS					
Tapachula	168	34	93	25	77
Tuxtla Gutiérrez	536	35	95	25	77
CHIHUAHUA					
Chihuahua	1423	35	95	23	73
Ciudad Juárez	1137	37	99	24	75
DISTRITO FEDERAL	2240				
México Chapultepec		32	90	17	63
DURANGO					
Durango	1898	33	91	17	63
Ciudad Lerdo	1140	36	97	21	70
GUANAJUATO					
Celaya	1754	38	100	20	68
Guanajuato	2037	32	90	18	64
Leon	1809	34	93	20	68
Salvatierra	1761	35	95	19	66
GUERRERO					
Acapulco		33	91	27	81
Chilpancingo		33	91	23	73
Taxco		34	93	20	68
HIDALGO					
Pachuca		29	84	18	64
Tulancingo		32	90	19	66
JALISCO					
Guadalajara	1589	33	91	20	68
Lagos	1880	39	102	20	68
Puerto Vallarta	2	36	97	26	79
MEXICO					
Texcoco	2216	32	90	19	66
Toluca		26	79	17	63
MICHOACAN					
Apatzingan	682	39	102	25	77
Morelia	1923	30	86	19	66
Zamora	1633	35	95	20	68

LUGAR	Altitud	B.S.		B.H.	
		°C	°F	°C	°F
Zacapú	2000	32	90	19	66
MORELOS					
Cuautla	1291	42	108	22	72
Cuernavaca	1538	31	88	20	68
NAYARIT					
San Blas	7	33	91	26	79
Tepec	918	36	97	26	79
NUEVO LEON					
Montemorelos	432	39	102	25	77
Monterrey	534	38	100	26	79
OAXACA					
Oaxaca	1563	35	95	22	72
Salina Cruz	56	34	93	26	79
PUEBLA					
Puebla	2150	29	84	17	63
Tehuacán	1676	34	93	20	68
QUERETARO					
Querétaro	1842	33	91	21	70
QUINTANA ROO					
Cozumel		33	91	27	81
Payo Obispo		34	93	27	81
SAN LUIS POTOSI					
San Luis Potosí	1877	34	93	18	64
SINALOA					
Culiacán	53	37	99	27	81
Mazatlán	78	31	88	26	79
Topolobampo	12	37	99	27	81
SONORA					
Guaymas	4	42	108	22	72
Hermosillo	211	41	106	28	82
Nogales	1177	37	99	26	79
Ciudad Obregón	40	43	109	28	82
TABASCO					
Villahermosa	10	37	99	26	79
TAMAULIPAS					
Matamoros	12	36	97	26	79
Nuevo Laredo	140	41	106	25	77
Tampico	18	36	97	28	82
Ciudad Victoria	321	38	100	26	79
TLAXCALA					
Tlaxcala	2252	28	82	17	63
VERACRUZ					
Jalapa	1399	32	90	21	70
Orizaba	1248	34	93	21	70
Veracruz	16	33	91	27	81
YUCATAN					
Mérida	22	37	99	27	81
Progreso	14	36	97	27	81
ZACATECAS					
Fresnillo	2250	36	97	19	66
Zacatecas		28	82	17	63

TABLA: III-5

Carga de refrigeración por trabajador.

Temperatura del enfriador		Equivalente de calor/persona	
°C	°F	Kcal/hr	watts
-1.11	30	239.41	278.44
-6.66	20	264.62	307.75
-12.22	10	302.42	351.71
-17.77	0	327.62	381.02
-23.33	-10	352.82	410.33
-28.88	-20	378.02	439.64
-34.44	-30	428.43	498.36
-40.00	-40	453.63	527.57

TABLA: III-6

Carga de refrigeración por motores eléctricos

H P del motor	Kcal/hr	watts
1/2 a 1/2	1,071.00	1,245.57
1/2 a 3	832.40	968.08
3 a 20	743.40	864.60

0.857 Kcal/Hora/watt

3.4 BTU/Hora/watts

TABLA: III-7

Alumbrado de almacenes refrigerados, con lampara de filamento de Tungsteno en globo de cristal.

A 12 pies de altura de 3 pies/watts, aproximadamente

A 16 pies de altura de 4 pies/watts, aproximadamente

Nota: La casa de máquinas ysala de proceso calcular el doble.

TABLA; III-8

Datos de diseño para almacenaje de carne.

CARNES	TIPO DE ALMACENAMIENTO	CONDICIONES DE DISEÑO DEL CUARTO				Período de almacenaje máximo	
		TEMPERATURA		HUMEDAD RELATIVA			Granos por Kg de aire a la condición recomendada
		Recomendado grados °C	Rango permitido grados °C	Recomendado %	Rango permitido %		
1. Res combinado fría y colgada	Frio empezar	3.33		85b		13.07	
	Frio acabar	0.55		85b		10.53	
2. Carne en salmuera	Corto	4.44	4.44-7.22	85b	80-85	14.06	
	Largo	-0.55	(-0.55)-0.00	85b	80-85	9.66	6 meses
3. Pescado congelado en hielo	Largo	-17.77	(-20.5)-(-17.7)	85c	80-85	2.11	6 meses
	Corto	1.11	1.11-3.33	85c	80-85	11.02	
	Largo	-1.11	(-1.11)-0.00	85a	80-85	9.25	15 días
4. Jamon fresco ahumado	Corto	1.11	1.11-3.33	85	85-87	11.02	3 sem.
	Largo	-2.22	(-2.22)-(-1.11)	85b	85-87	8.40	
	Corto	12.77	10.0-15.55	65	55-65	18.92	
	Frio empezar	15.55		70		24.45	
5. Cerdo 18 hrs enfriado 14 hrs	Frio acabar	12.77		70		20.32	
	Frio empezar	7.22		85		17.01	
	Frio acabar	-1.11		85		9.25	
	Frio empezar	3.33		90		13.65	
6. Costión en su concha de deposito	Frio acabar	-2.22		90		8.94	
	Corto	1.66	1.66-4.44	90c	85-90	12.16	
	Largo	0.66	0.00-3.33	90c	85-90	10.75	6 días
	Corto	1.66	1.66-4.44	70	70-75	9.44	
Largo	0.66	0.00-3.33	70	70-75	8.44	10 días	

Continuación

	DATOS DE ENFRIAMIENTO				Calor latente estimado Kcal/kg 24 hrs	CALOR ESPECIFICO		Calor latente de fusión Kcal/kg	Contenido de agua %	Punto de congelación °C	Movimiento máximo de aire en el cuarto m ³ /min
	Temp. producto °C		tiempo hrs.	Factor de rapidez		Kcal/kg/°C					
						Antes del congelamiento	Después del congelamiento				
1.-	37.77	6.66	24	0.56 2.77	10.00f	0.75	0.40	54.43	72	-0.38	7.08
2.-					0.55 0.44	0.75					4.24 4.24
3.-					0.05 3.16 0.22	0.75	0.41	60.56	70	-2.20	7.08 2.55 2.55
4.-					1.88 0.99 0.72 2.77f 0.16	0.68 0.60	0.38 0.32	48.04	52 57	-0.6	1.70 1.70 4.24 4.24 2.55d
5.-	40.6 40.6	1.7 1.7	18 14	0.67 0.67	13.33f 1.05 12.77f 1.05	0.68	0.38	48.04	60	-2.8	7.08 4.24d 7.08 4.24d
6.-					2.33 0.27 1.27 0.11	0.83 0.90	0.44 0.46	64.42 69.42	80.4 87	-2.8 -2.8	2.55 2.55 4.24 4.24

TARIFA; III-9

COMPRESOR MYCOM 130 NW-6B 130 mm x 100 mm x 6 CILINDROS

	Desplazamiento	334.5m3/h	382.2m3/h	430 Cm3/h	477.8m3/h	525.6m3/h	573.4m3/h
	Velocidad	700 RPM	800 RPM	900 RPM	1000 RPM	1100 RPM	1200 RPM
Temperatura de condensación	Temperatura de evaporación	Tons. BHP	Tons. BHP	Tons. BHP	Tons. BHP	Tons. BHP	Tons. BHP
30°C (85°F)	5°C (41°F)	105.8 63.9	120.9 73.1	135.0 82.2	151.1 91.3	165.2 100.4	181.3 109.6
	0°C (32°F)	83.0 65.7	93.7 75.1	111.0 84.5	123.3 93.9	145.6 103.3	148.0 112.7
	-5°C (23°F)	69.0 65.2	79.9 74.5	89.9 83.8	99.9 93.1	109.9 102.4	119.9 111.7
	-10°C (14°F)	57.0 63.1	63.9 72.1	71.8 81.1	79.8 90.1	87.8 99.1	95.8 103.1
	-15°C (5°F)	47.0 60.4	50.3 67.5	55.5 76.3	62.8 84.8	69.1 93.3	75.4 101.8
	-20°C (-4°F)	37.0 51.4	38.7 62.2	43.0 69.9	48.4 77.7	53.2 85.5	58.1 93.2
	-25°C (-13°F)	27.0 49.6	29.9 56.7	32.5 63.7	36.1 70.8	39.7 77.9	43.3 85.0
	-30°C (-22°F)	17.0 43.7	20.9 49.9	23.5 56.2	26.1 62.4	28.7 68.6	31.3 74.9
35°C (95°F)	5°C (41°F)	105.0 73.2	115.0 83.6	125.0 94.1	143.7 104.5	153.1 115.0	172.4 125.4
	0°C (32°F)	83.0 73.1	93.8 83.5	105.5 94.0	117.2 104.4	127.9 114.8	149.6 125.3
	-5°C (23°F)	69.3 71.0	75.8 81.1	85.2 91.3	94.7 101.4	104.2 111.5	113.6 121.7
	-10°C (14°F)	57.7 67.6	60.3 77.2	67.8 83.9	75.3 95.5	82.8 103.2	90.4 115.8
	-15°C (5°F)	47.0 62.9	46.9 71.9	52.6 80.9	58.6 89.9	64.4 93.3	70.3 107.9
	-20°C (-4°F)	37.0 57.2	35.7 65.4	40.2 73.5	44.6 81.7	49.1 89.9	53.5 93.9
	-25°C (-13°F)	27.0 51.4	26.5 60.7	29.0 66.1	33.1 73.4	36.4 80.7	39.7 86.1
	-30°C (-22°F)	17.0 45.0	18.7 51.3	21.1 57.7	23.4 64.1	25.7 70.5	28.1 76.9
40°C (104°F)	5°C (41°F)	95.0 81.4	109.3 89.1	122.9 104.7	136.6 116.3	150.3 127.9	163.9 139.6
	0°C (32°F)	77.9 79.7	83.9 91.1	109.0 102.5	111.1 113.9	122.2 125.3	133.3 135.7
	-5°C (23°F)	65.7 73.4	71.5 87.7	83.4 93.2	89.3 102.1	95.2 110.0	107.0 120.0
	-10°C (14°F)	55.0 71.7	57.3 81.9	63.4 82.2	70.4 102.2	77.4 112.3	84.4 122.0
	-15°C (5°F)	45.0 66.1	43.5 75.4	48.4 83.6	54.5 111.2	59.7 103.6	65.0 113.0
	-20°C (-4°F)	35.0 60.0	32.7 67.6	37.0 76.0	40.9 81.7	45.0 91.2	49.1 101.6
	-25°C (-13°F)	25.0 52.7	23.7 63.0	25.7 67.6	29.6 75.0	32.6 82.8	35.6 90.4
	-30°C (-22°F)	15.0 45.6	16.5 52.1	19.0 59.6	20.6 65.1	22.7 71.6	24.7 78.1
45°C (113°F)	5°C (41°F)	85.0 91.4	101.8 104.4	114.5 117.5	127.2 133.5	139.9 143.6	152.6 156.6
	0°C (32°F)	68.1 89.7	77.9 102.5	87.0 115.7	97.4 123.1	107.1 149.9	116.9 153.7
	-5°C (23°F)	57.0 85.5	65.5 97.7	73.7 109.9	81.9 122.1	90.1 134.3	98.3 145.5
	-10°C (14°F)	47.0 79.2	51.8 90.7	61.5 101.8	67.2 113.1	74.9 124.4	80.6 135.7
	-15°C (5°F)	38.0 71.2	38.0 81.4	43.5 91.6	48.3 101.7	53.1 111.9	58.0 122.0
	-20°C (-4°F)	28.0 63.6	29.3 72.1	30.0 85.6	33.7 95.1	43.3 101.8	44.0 114.1
	-25°C (-13°F)	18.0 59.4	21.3 67.9	24.0 73.4	26.6 84.9	29.3 93.4	32.0 101.9
	-30°C (-22°F)	12.7 49.6	14.5 59.6	16.3 63.7	18.1 70.8	19.9 77.9	21.7 85.0

NOTAS

1.—Tons. = Toneladas de Refrigeración
 1 Tonelada de refrigeración = 3,024 K cal./hora = 12,000 BTU/hora.
 1 H. P. = 0,7463 K.W.H.

2.—La potencia el freno, B.H.P. no incluye la pérdida por transmisión de banda

3.—Los valores que aparecen en gris se proporcionan únicamente para interpolación. En condiciones normales, no opere el compresor en condiciones que den una razón de compresión mayor de 9:1, ni una presión de descarga mayor de 16 Kg/cm²

Temperatura y presiones en condensadores y torres de enfriamiento

Temperatura	Temperatura agua salida torre	Temperatura agua salida condensador	Temperatura amoníaco líquido saturado	Presión	Descarga
°C	°C	°C	°C	Kg/cm ²	Kg/cm ²
17.77	22.22	25.00	30.55	12.04	11.00
18.88	23.33	26.11	31.66	12.39	11.67
20.00	24.44	27.77	32.77	12.81	11.67
21.11	25.55	28.88	33.88	13.27	12.23
22.22	26.66	29.44	35.00	13.70	9.17
23.33	27.77	30.55	36.11	14.14	13.04
24.44	28.88	31.66	37.22	14.60	13.56
25.55	30.00	32.77	38.33	15.02	12.90
26.66	31.11	33.88	39.44	15.47	13.32
27.77	32.22	35.00	40.55	15.94	13.80
28.88	33.33	36.11	41.66	16.43	14.26

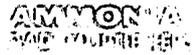
De 17.8 °C (64 °F) BE a 24.4 °C (76 °F) BE se calcula el condensador con 6.6 °C (10 °F) de diferencia entre la temperatura del agua a la salida de este, y el amoníaco líquido dentro del condensador.

De 25.6 °C (78 °F) BE a 28.9 °C (84 °F) BE se calcula el condensador con 3.3 °C (5 °F) de diferencia entre la temperatura de agua a la salida de este, y el amoníaco líquido dentro del condensador.

Una mayor o menor diferencia se puede tomar siempre que no pase la presión obtenida de 14.41 Kg/cm² (205 PSIG) y la temperatura del gas de descarga de 137.7 °C (280 °F).

TABLE III-11

Condensadores evaporativos.



CONDENSING TEMPERATURE °C	-20	-15	-10	0	10	20	30	40	49
CONDENSING TEMPERATURE °F	1.6°	3.0	9.0	15.7	23.0	33.0	45.0	53.0	59.0
LOAD MULTIPLIER	1.20	1.15	1.11	1.07	1.03	1.00	.960	.950	
With Desuperheat - Air Cond							.883	.855	
With Desuperheat - Commercial				.920	.885	.860			
With Desuperheat - Low Temp	.955	.955	.921						

*Inches Vacuum

SELECTION TABLE
Net Refrigeration Load in TONS

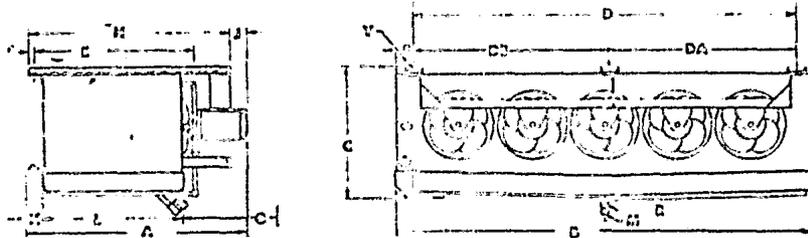
Wet Bulb °F.	DFC 215A	DFC 225A	DFC 235A	DFC 245A	DFC 255A	DFC 265A	DFC 275A	DFC 285A	DFC 295A	DFC 305A	DFC 315A	DFC 335A	DF 355A	DF 375A	DF 395A	DF 415A
65°F C. CONDENSING TEMPERATURE																
60	6.00	8.80	12.0	15.2	17.9	23.9	30.0	35.8	47.2	59.0	70.4	94.0	129	161	191	237
62	5.58	8.19	11.2	14.1	16.7	22.3	27.9	33.3	43.9	54.8	65.5	89.0	120	149	179	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	139	164	204
66	4.75	6.96	9.49	12.0	14.1	19.0	23.7	29.3	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	109	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	28.3	38.5	52.3	65.3	77.5	95.3
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
62	6.65	9.93	13.5	17.0	19.9	26.6	33.4	38.1	52.8	64.7	78.0	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	179	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	182	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	46.1	54.6	76.0	105	132	157	197
74	4.16	6.21	8.36	10.6	12.5	16.7	20.8	23.8	33.0	40.5	49.3	69.7	94.0	117	142	179
76	3.70	5.53	7.43	9.33	11.0	14.8	18.5	21.2	29.4	36.0	43.2	61.0	83.5	104	124	157
78	3.21	4.78	6.44	8.13	8.89	12.8	16.1	18.3	25.5	31.2	38.0	52.6	72.3	89.0	107	134
80	2.70	4.02	5.42	6.84	8.07	10.5	13.6	15.4	21.5	26.2	31.0	44.5	60.0	75.7	90.0	114
64	7.43	11.0	15.0	19.1	22.3	29.7	37.3	44.7	59.0	73.5	89.0	118	161	201	233	285
66	7.05	10.5	14.2	18.1	21.2	28.2	35.5	42.4	56.0	69.8	83.5	112	152	193	227	281
68	6.65	9.84	13.5	17.1	20.0	26.7	33.5	40.0	52.8	65.8	78.9	105	143	182	218	264
70	6.25	9.23	12.6	16.0	18.6	25.0	31.4	37.6	49.6	61.9	74.1	93.7	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	159	189	239
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	147	179	219
76	4.97	7.35	10.1	12.8	14.9	19.9	25.0	30.0	39.5	49.2	59.0	79.5	109	137	167	209
78	4.54	6.69	9.13	11.6	13.6	18.2	22.8	27.3	35.0	44.8	53.7	71.7	97.8	119	147	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	87.0	111	137	169
82	3.60	5.31	7.25	9.21	10.8	14.5	18.1	21.7	28.6	35.7	42.7	59.9	77.7	99.0	119	149
66	8.23	12.3	16.7	21.2	24.7	32.0	41.4	49.5	65.4	81.0	93.0	122	163	207	239	303
68	7.84	11.6	15.0	20.1	23.5	31.2	39.3	47.1	62.2	77.6	92.1	120	171	210	252	310
70	7.44	11.0	15.0	19.1	22.3	29.6	37.9	44.7	59.1	73.0	87.5	119	162	202	249	297
72	7.03	10.4	14.1	18.0	21.1	27.9	35.2	42.3	55.8	69.6	82.7	110	153	191	236	281
74	6.63	9.79	13.4	17.0	19.7	26.4	33.3	39.0	52.5	65.6	77.0	109	145	183	214	261
76	6.19	9.14	12.5	15.9	18.5	24.7	31.1	37.2	49.1	61.2	72.0	90.9	135	169	203	247
78	5.74	8.49	11.6	14.7	17.2	22.0	28.2	34.5	45.6	55.7	67.4	91.7	125	159	189	239
80	5.29	7.81	10.6	13.6	15.9	21.0	26.3	31.7	41.9	52.3	62.1	84.0	115	143	171	211
82	4.82	7.13	9.69	12.4	14.5	19.2	24.1	29.0	39.2	47.8	57.7	77.0	105	131	155	193
84	4.35	6.45	8.76	11.2	13.0	17.3	21.0	26.2	34.6	43.2	51.3	69.7	94.0	118	140	174
68	9.43	13.9	19.0	24.1	28.0	37.0	47.0	56.0	74.8	93.3	110	151	205	255	301	376
70	9.03	13.4	18.0	22.9	27.1	35.2	45.4	54.5	71.8	89.5	105	145	195	244	289	355
72	8.63	12.7	17.3	22.0	25.9	34.6	43.9	52.1	69.6	85.5	100	139	187	234	275	345
74	8.23	12.1	16.5	21.0	24.7	32.9	41.2	49.5	65.3	81.4	97.0	131	179	223	262	323
76	7.83	11.5	15.7	19.0	22.4	31.3	39.3	47.1	62.0	77.4	92.0	125	170	211	249	314
78	7.43	10.9	14.8	18.0	22.2	29.6	37.2	44.5	58.7	73.0	87.7	118	161	203	239	294
80	6.93	10.2	13.9	17.0	20.8	27.8	34.9	41.8	55.0	68.7	82.3	112	151	187	222	277
82	6.53	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
84	6.03	8.67	12.1	15.4	18.1	24.2	30.4	36.5	48.0	59.8	71.7	96.5	131	163	193	241
86	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

TABLE: III-12

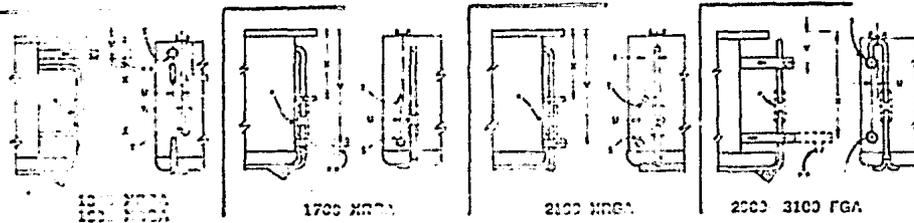
Difusores.

PERFORMANCE AND PHYSICAL DATA



NOTE: R and M reverse on 1700XRG and 2100XRG

- * Coasting (optional extra)
- ** NINE Condensate Drain Connection furnished by contractor.

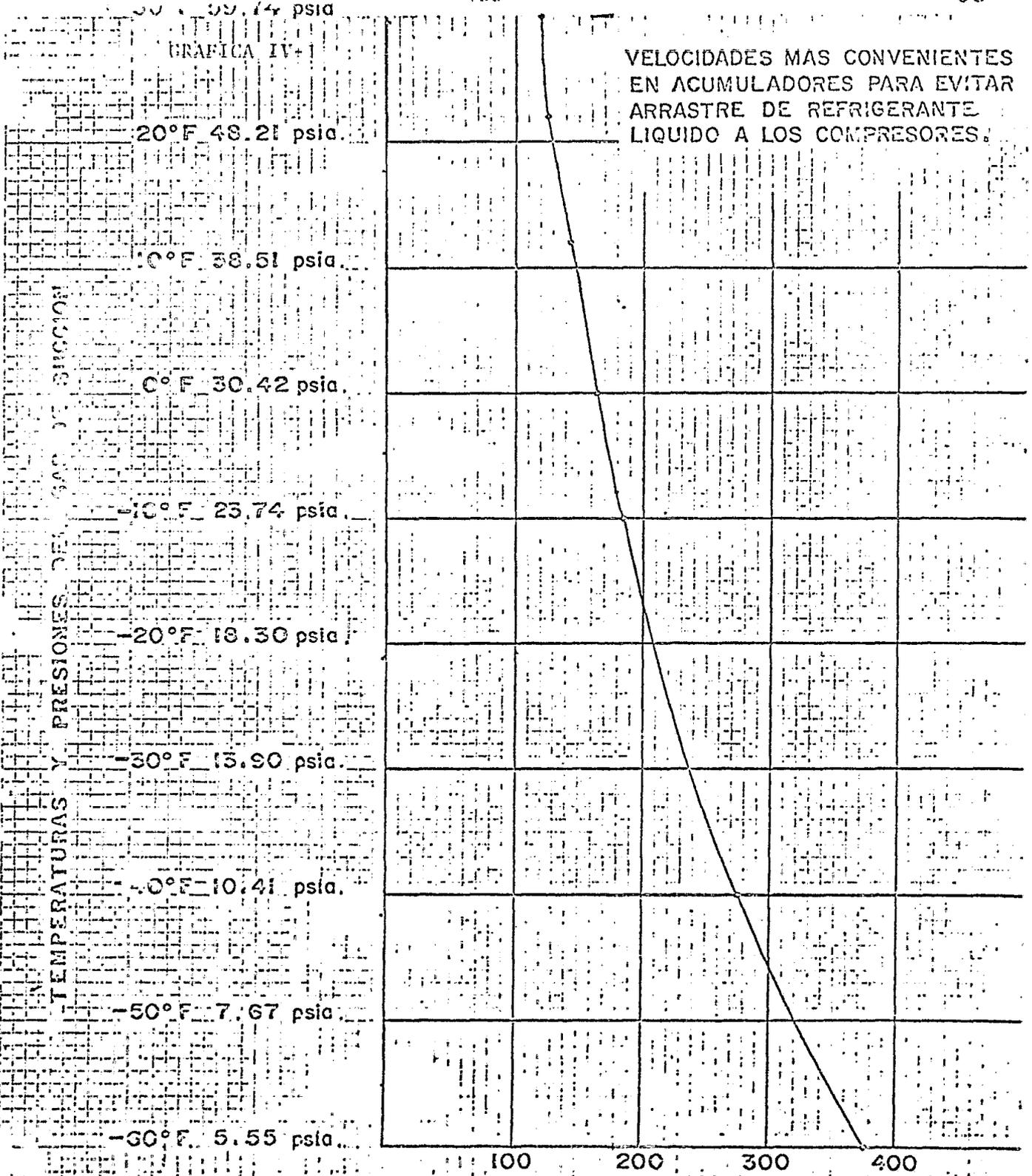


	1000XRG, 1700XRG, 2100XRG, 2500/3100FGA				1000XRG, 1700XRG, 2100XRG, 2500/3100FGA	
	1000XRG	1700XRG	2100XRG	2500/3100FGA	1000XRG	1700XRG
Capacity (BTUH) 1" TD	3,140	4,750	7,500	10,000	3,640	6,420
Capacity (BTUH) 12" TD	37,700	55,400	95,000	150,000	46,100	77,000
Capacity (BTUH) 1" TD	2,510	3,700	6,400	10,000		
Capacity (BTUH) 12" TD	30,100	45,000	77,000	120,000		
Fan Diameter, In	(2) 16	(2) 18	(3) 18	(3) 18	(3) 16	(3) 18
Air Volume, CFM	4,950	7,400	11,000	15,000	7,600	12,700
W.P. In.	(2) 1/4	(2) 1/4	(3) 1/2	(3) 1/2	(3) 1/4	(3) 1/4
Amps. Input @ 115V**	5.4	5.1	7.4	7.4	5.4	7.4
A. Width Overall	34 1/2	35 1/2	35 1/2	35 1/2	36 1/2	36 1/2
B. Length Overall	40 1/2	60	75 1/2	12 1/2	77 1/2	77 1/2
C. Height Overall	21 1/4	22 1/4	32	34 1/2	27 1/4	40
D. D. Plate Centers	42 1/2	62	69 1/2	128 1/2	65 1/2	65 1/2
DA. Diff. Plate Centers				53 1/2		
DB. Diff. Plate Centers				53		
E. Diff. Plate Centers	24	25 1/2	25 1/2	25 1/2	25 1/2	25 1/2
F. Diff. Plate Location	3	3	2 1/2	4	5 1/2	5 1/2
G. Diff. Plate Distance	17	17	25	25 1/2	18	30
H. Length of Hanger	30 1/2	30 1/2	32 1/2	32 1/2	32 1/2	32 1/2
I. Plate Overhang	3	3	3	3	2 1/2	3
J. Lip Spacing Dist	3 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2
L. Width of Fan	27 1/2	27 1/2	22 1/2	22	27 1/2	27 1/2
M. Diff. Size FPT	1/2	1/2	1/2	1	1/2	1/2
N. Diff. Con. on Pen, FPT	1/2	1/2	1/2	1	1/2	1/2
S. Section Con. MPT	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2
T. Liquid Con. MPT	1/2	1/2	1/2	1/2	1 1/2	2
U. Cond. Location	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	3 1/2	3 1/2
V. Diff. Location	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	5 1/2	5 1/2
X. Diff. Location	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2
Y. Diff. Location	5 1/2	5 1/2	5 1/2	5 1/2	13 1/2	13 1/2
Weight in Pkgs	65	110	170	260	80	140
Rolling Charge, Approx. Lbs	16.5	24.0	42.0	80	24.0	48.0
Approx. Shipping Wt.	515	820	1,470	2,570	1,620	1,582

* State section temperature on order for thru air.
 ** 210 and 2500/3100 volt meters are available in 115 and 230V, 3 phase available on request.
 Note: Units supplied with 3 phase meters must be UL approved.

GRAFICA IV-1

VELOCIDADES MAS CONVENIENTES EN ACUMULADORES PARA EVITAR ARRASTRE DE REFRIGERANTE LIQUIDO A LOS COMPRESORES.



VELOCIDAD RECOMENDADA EN LOS ACUMULADORES EN PRM.

TABLA: V-1

Tubería de acero

DIMENSIONES DE TUBO DE ACERO CÉDULA 40

Medida Nominal en Pulg.	Diámetro en Pulgadas		Espesor de Pared en Pulg.	Cédula N°	Peso por pie Lineal en lbs.	Circunferencia Pulgadas		Área Transversal Pulgadas²		Pies de tubo por Pies² de Superficie		Capacidad Interior en Pies³ por Pie Lineal	Galones U. S. por Pie Lineal de Tubo	Libras de agua en un pie lineal de Tubería
	Exterior	Interior				Exterior	Interior	Exterior	Interior	Exterior	Interior			
1/8	0.405	0.269	0.063	40	0.244	1.27	0.845	0.129	0.057	9.43	14.2	2534.0	0.003	0.025
1/4	0.540	0.364	.088	40	0.424	1.70	1.14	0.229	0.104	7.07	10.5	1384.0	.005	.045
3/8	0.675	0.493	.093	40	0.567	2.12	1.55	0.358	0.191	5.65	7.75	754.0	.010	.083
1/2	0.840	0.622	.109	40	0.850	2.64	1.95	0.554	0.304	4.55	6.14	474.0	.016	.132
3/4	1.050	0.824	.113	40	1.13	3.30	2.59	0.866	0.533	3.64	4.64	270.0	.028	.231
1	1.315	1.049	.133	40	1.68	4.13	3.30	1.36	0.864	2.90	3.64	167.0	.045	.375
1 1/4	1.660	1.380	.140	40	2.27	5.21	4.33	2.16	1.49	2.30	2.77	96.3	.078	.648
1 1/2	1.900	1.610	.145	40	2.72	5.97	5.06	2.83	2.04	2.01	2.37	70.7	.106	.883
2	2.375	2.067	.154	40	3.65	7.46	6.49	4.43	3.35	1.61	1.85	42.9	.174	1.45
2 1/2	2.875	2.469	.203	40	5.79	9.03	7.76	6.49	4.79	1.33	1.55	30.1	.249	2.08
3	3.500	3.068	.216	40	7.57	11.0	9.64	9.62	7.39	1.09	1.24	19.5	.384	3.20
3 1/2	4.000	3.548	.226	40	9.11	12.6	11.1	12.6	9.89	0.954	1.06	14.6	.514	4.29
4	4.500	4.026	.237	40	10.8	14.1	12.6	15.9	12.7	.848	.952	11.3	.661	5.52
5	5.563	5.047	.258	40	14.6	17.5	15.9	24.3	20.0	.695	.755	7.20	1.04	8.67
6	6.625	6.055	.280	40	19.0	20.9	19.0	34.5	28.9	.575	.632	4.90	1.50	12.5
8	8.625	7.981	.322	40	28.55	27.1	25.1	58.4	50.1	.442	.470	2.88	2.69	21.6
10	10.750	10.020	.365	40	40.48	33.8	31.5	90.8	78.9	.355	.381	1.83	4.09	34.0
12	12.750	11.938	.406	40	53.56	40.0	37.5	128.	112.0	.299	.320	1.29	5.80	48.3
14 O.D.	14.000	13.124	.438	40	63.37	44.0	41.2	154.	135.	.272	.291	1.07	6.99	58.2
16 O.D.	16.000	15.000	.500	40	82.77	50.3	47.1	201.	176.	.238	.254	.810	9.15	76.2
18 O.D.	18.000	16.876	.562	40	104.76	56.5	53.0	254.	223.	.212	.226	.646	11.6	96.5
20 O.D.	20.000	18.814	.594	40	123.06	62.8	59.1	314.	278.	.190	.203	.518	14.4	120.
24 O.D.	24.000	22.626	.688	40	171.17	75.4	71.1	452.	402.	.159	.169	.358	20.9	174.

DIMENSIONES DE TUBO DE ACERO CÉDULA 80

Medida Nominal en Pulg.	Diámetro en Pulgadas		Espesor de Pared en Pulg.	Cédula N°	Peso por pie Lineal en lbs.	Circunferencia Pulgadas		Área Transversal Pulgadas²		Pies de tubo por Pies² de Superficie		Capacidad Interior en Pies³ por Pie Lineal
	Exterior	Interior				Exterior	Interior	Exterior	Interior	Exterior	Interior	
1/8	0.405	0.215	0.095	80	0.314	1.27	0.675	0.129	0.036	9.43	17.8	3966.
1/4	0.540	0.302	.119	80	0.535	1.70	0.949	0.229	0.072	7.07	12.6	2010.
3/8	0.675	0.423	.126	80	0.720	2.12	1.33	0.350	0.141	5.66	9.03	1025.
1/2	0.840	0.546	.147	80	1.00	2.64	1.71	0.554	0.274	4.55	7.00	615.
3/4	1.050	0.742	.154	80	1.47	3.30	2.37	0.866	0.433	3.64	5.15	333.
1	1.315	0.957	.179	80	2.17	4.13	3.01	1.36	0.710	2.90	3.99	200.
1 1/4	1.660	1.278	.191	80	3.00	5.21	4.01	2.16	1.26	2.30	2.90	112.
1 1/2	1.900	1.500	.200	80	3.63	5.97	4.71	2.83	1.77	2.01	2.55	81.5
2	2.375	1.939	.218	80	5.02	7.46	6.09	4.43	2.95	1.61	1.97	48.0
2 1/2	2.875	2.323	.276	80	7.66	9.03	7.30	6.40	4.24	1.33	1.64	34.0
3	3.500	2.900	.300	80	10.2	11.0	9.11	9.62	6.60	1.09	1.32	21.8
3 1/2	4.000	3.364	.318	80	12.5	12.6	10.6	12.6	8.20	0.954	1.13	16.7
4	4.500	3.826	.337	80	15.0	14.1	12.0	15.9	11.5	.848	0.998	12.5
5	5.563	4.813	.375	80	20.8	17.5	15.1	24.3	18.2	.686	.793	7.97
6	6.625	5.761	.432	80	28.6	20.9	18.1	34.5	26.1	.576	.663	5.52
8	8.625	7.625	.500	80	43.4	27.1	23.0	58.4	45.7	.442	.500	3.19
10	10.750	9.562	.594	80	64.3	33.8	30.0	90.8	71.8	.355	.400	2.01
12	12.750	11.374	.688	80	88.6	40.0	35.7	128.	101.	.299	.336	1.42

TABLA: V-2

Coefficientes de fricción en válvulas y accesorios

	BELL-MOUTH INLET OR REDUCER K = 0.04-0.05		REGULAR SCREWED 45° ELBOW K = 0.30-0.42		COMPOSITION DISC GLOBE VALVE K = 5.2-7.3		ANGLE VALVE K = 2.1-3.1
	SQUARE EDGED INLET K = 0.47-0.56		LONG RADIUS FLANGED 45° ELBOW K = 0.18-0.20		BEVEL SEAT GLOBE VALVE K = 6.5-7.2		"Y" OR BLOW OFF VALVE K = 2.9
	INWARD PROJECTING PIPE K = 0.62-1.0		SCREWED RETURN BEND CLOSE-PATTERN K = 0.75-2.2		PLUG DISC GLOBE VALVE K = 7.2-10.3		FOOT VALVE K ≈ 15
NOTE: K DECREASES WITH INCREASING WALL THICKNESS OF PIPE AND ROUNDING OF EDGES			FLANGED RETURN BEND COMPOSED OF TWO 90° FLANGED ELBOWS REGULAR K = 0.38 LONG RADIUS K = 0.25		WEDGE DISC GATE VALVE K = 0.05-0.19		COUPLINGS AND UNIONS K = 0.02-0.07
	REGULAR SCREWED 90° ELBOW K = 0.55-0.90		STANDARD SCREWED TEE BRANCH BLANKED OFF K = 0.4		DOUBLE DISC GATE VALVE K = 0.09-0.13		REDUCING BUSHING AND COUPLING
	LONG RADIUS SCREWED 90° ELBOW K = 0.22-0.60	LINE BLANKED OFF FLOW FROM LINE TO BRANCH K = 0.85-1.3 FLOW FROM BRANCH TO LINE K = 0.92-2.15			SWING CHECK VALVE K = 0.6-2.3	USED AS REDUCER K = 0.05-2.0 SEE ALSO FIG 22 USED AS INCREASER LOSS IS UP TO 40% MORE THAN THAT CAUSED BY A SUDDEN ENLARGEMENT	
	REGULAR FLANGED 90° ELBOW K = 0.21-0.30		LONG RADIUS SCREWED TEE		HORIZONTAL (LIFT) CHECK VALVE K = 0-12		SUDDEN ENLARGEMENT
	LONG RADIUS FLANGED 90° ELBOW K = 0.14-0.23	LINE BLANKED OFF FLOW FROM LINE TO BRANCH K = 0.37-0.80 FLOW FROM BRANCH TO LINE K = 0.50-0.52			BALL CHECK VALVE K = 6.5-7.0	$h = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$ FEET OF FLUID SEE ALSO EQUATION (9) IF $A_2 = \infty$ SO THAT $V_2 = 0$ $h = \frac{V_1^2}{2g}$ FEET OF FLUID	

Propiedades del Amoníaco

Líquido Saturado

T_s °F	t_p min	C_p Btu lb ⁻¹ °F ⁻¹	ρ lb/ft ³	ρ_v lb/ft ³	ρ_l lb/ft ³	ρ_g lb/ft ³	P_r	$\frac{v}{v_g}$
Amoníaco, NH ₃								
-50	3.60	1.003	0.578×10^{-3}	0.376	0.75×10^{-3}	2.09		
-40	3.18	1.007	0.587	0.316	0.80	2.21		
-30	2.74	1.009	0.597	0.267	0.84	2.35		
-20	2.29	1.011	0.607	0.227	0.87	2.50		
-10	1.83	1.012	0.617	0.193	0.90	2.65		
0	1.36	1.013	0.627	0.164	0.92	2.81		
10	0.88	1.014	0.637	0.139	0.94	2.97		
20	0.39	1.015	0.647	0.117	0.95	3.13		
30	-0.12	1.016	0.657	0.098	0.96	3.29		
40	-0.63	1.017	0.667	0.081	0.97	3.45		
50	-1.14	1.018	0.677	0.066	0.98	3.61		
60	-1.65	1.019	0.687	0.053	0.99	3.77		
70	-2.16	1.020	0.697	0.041	1.00	3.93		
80	-2.67	1.021	0.707	0.031	1.01	4.09		
90	-3.18	1.022	0.717	0.022	1.02	4.25		
100	-3.69	1.023	0.727	0.015	1.03	4.41		

Gas o Vapor a presión atmosférica

Amoníaco, NH₃

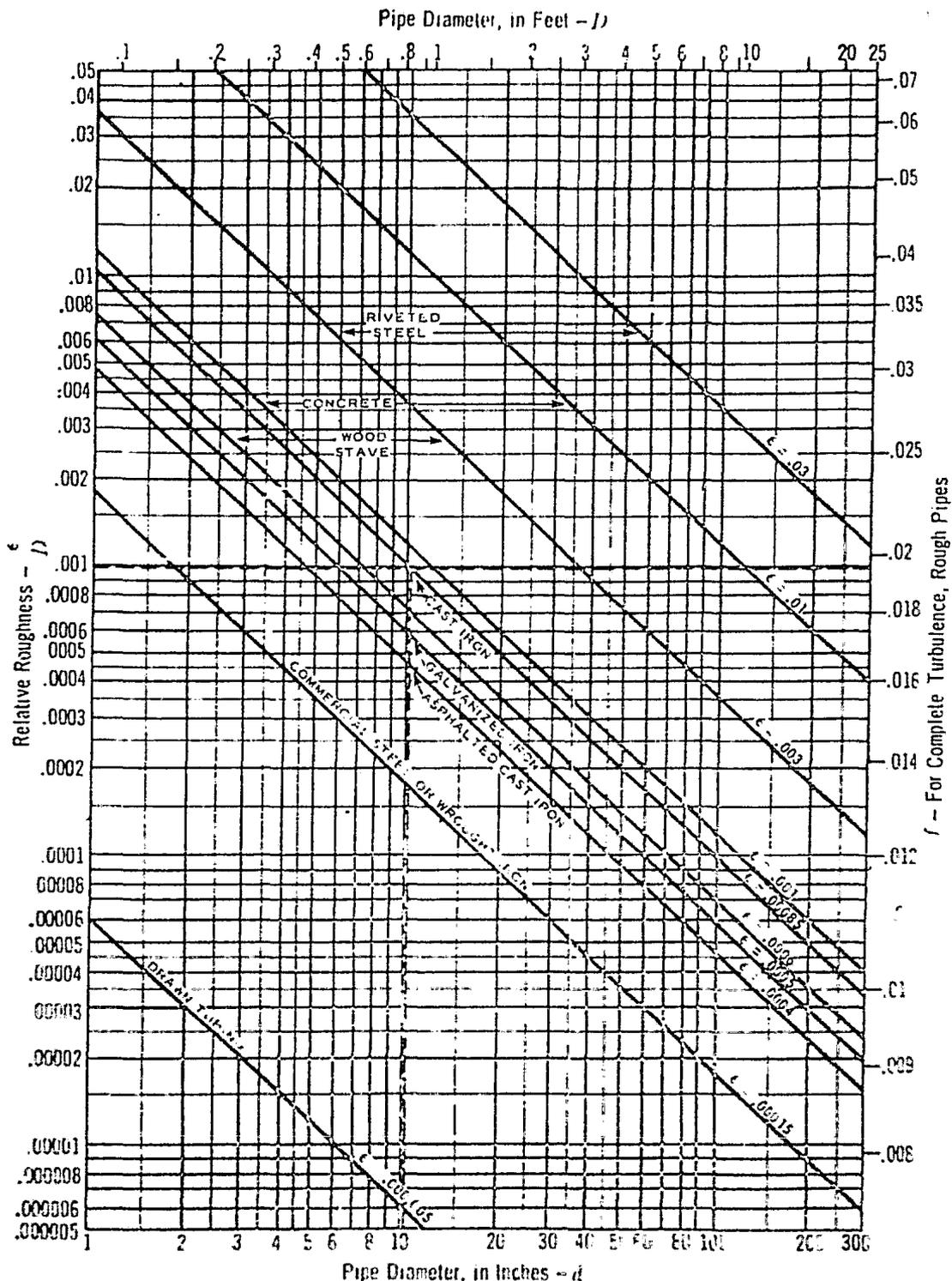
32	0.465	0.520	6.285×10^{-4}	1.97×10^{-4}	0.697	0.507	0.90
172	0.495	0.520	7.315	1.83	0.696	0.734	0.83
212	0.514	0.534	8.659	2.68	0.689	1.017	0.77
302	0.638	0.533	9.859	3.20	0.626	1.330	0.87
392	0.625	0.572	11.08	4.03	0.620	1.713	0.84

† De E. L. G. Fawcett y E. M. Drake, "Heat and Mass Transfer", Vol. I, McGraw-Hill Book Company, New York, 1972.

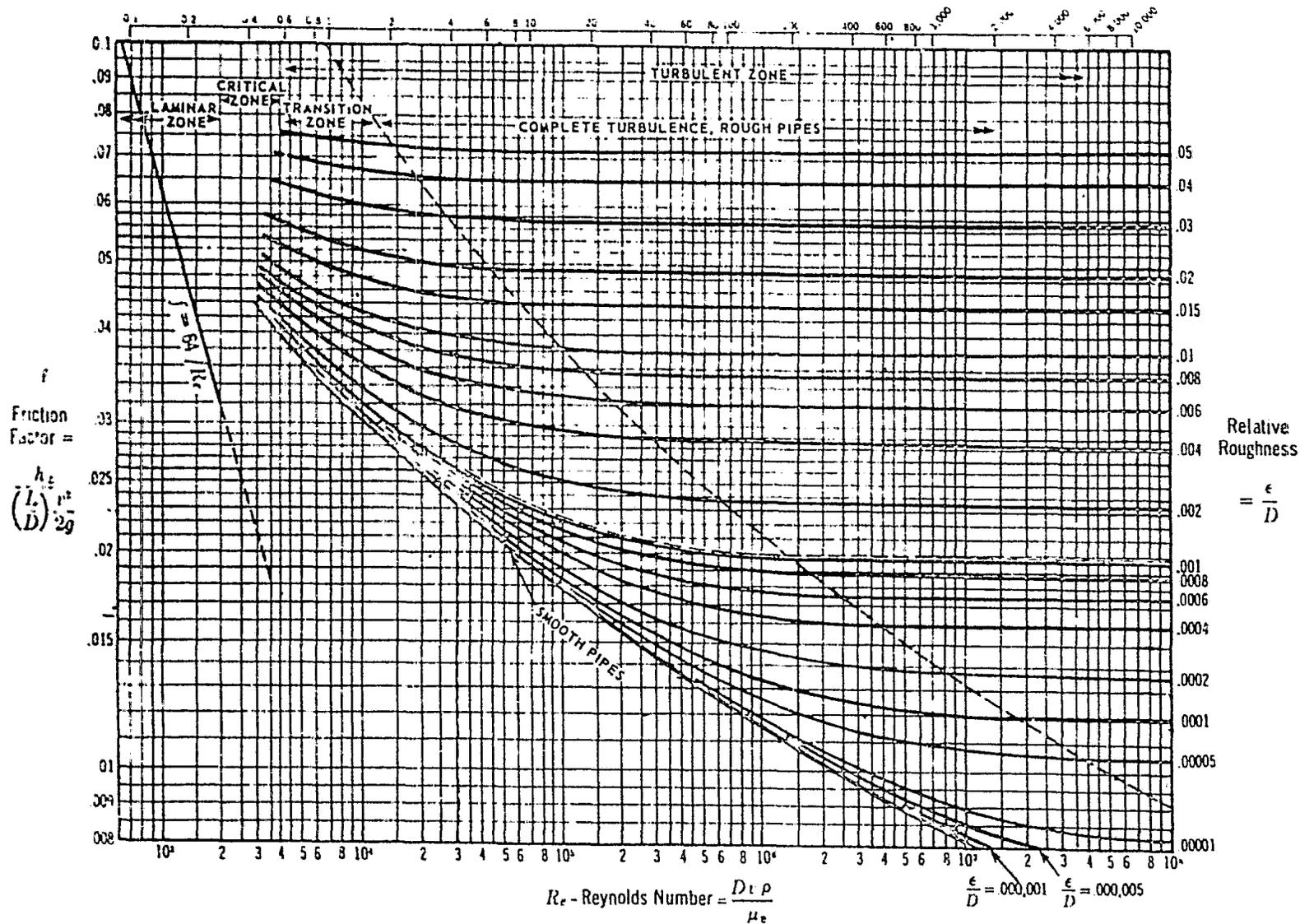
Los valores de C_p , ρ , l y P_r no dependen fuertemente de la presión y pueden emplearse en un rango muy amplio de presiones.

Relative Roughness of Pipe Materials and Friction Factors For Complete TurbulenceTM

GRAFICA V - 1

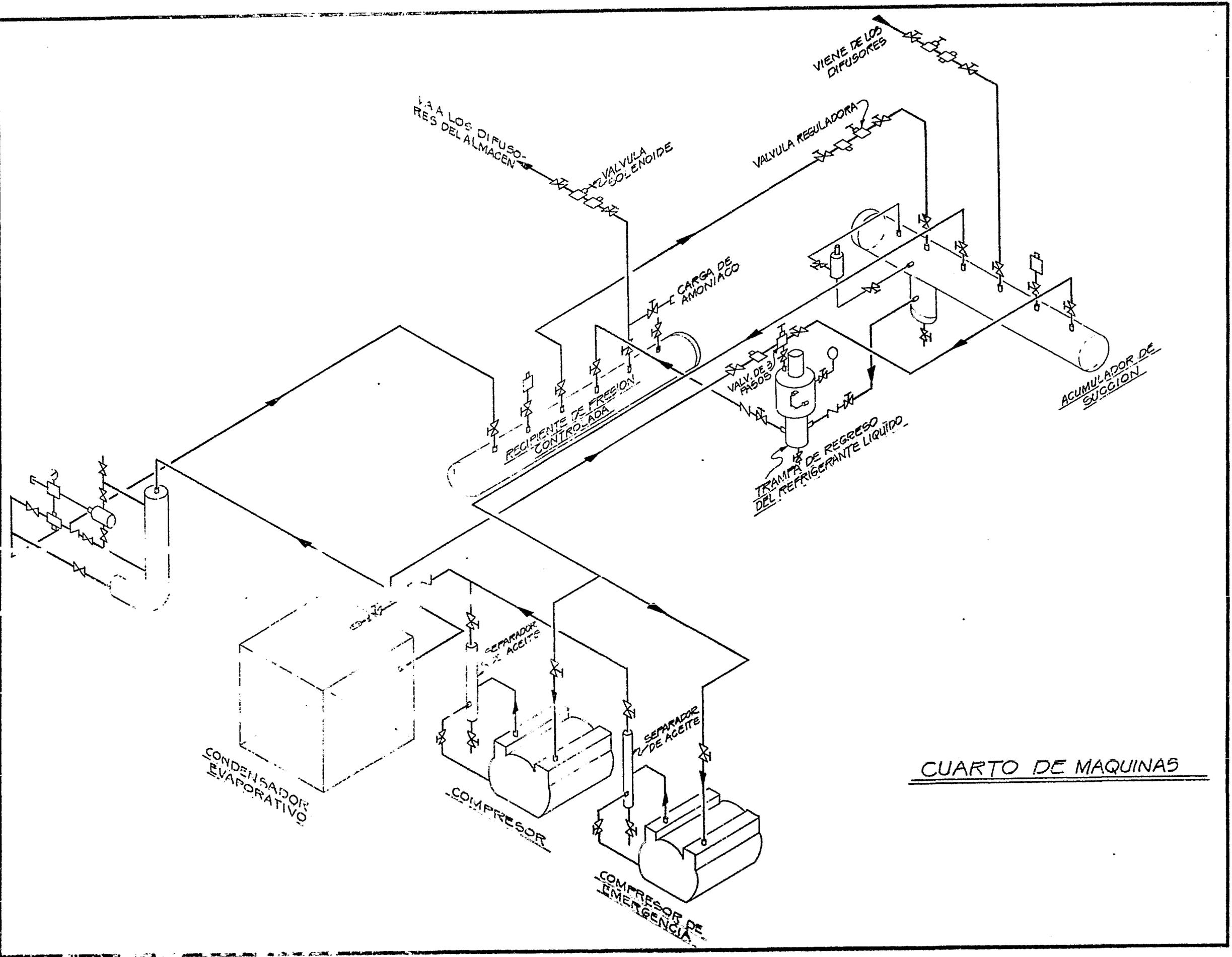


VALUES OF f FOR WATER AT 60° F (VELOCITY IN FT·SEC. X DIAMETER IN INCHES)



GRAFICA V 2

Friction Factors for Any Type of Commercial Pipe¹⁸



CONDENSADOR
EVAPORATIVO

COMPRESOR

COMPRESOR DE
EMERGENCIA

VA A LOS DIFUSO-
RES DEL ALMACEN

VALVULA
SOLENOIDE

VALVULA REGULADORA

CARGA DE
AMONIACO

RECIPiente CONTROLADA
PRESION

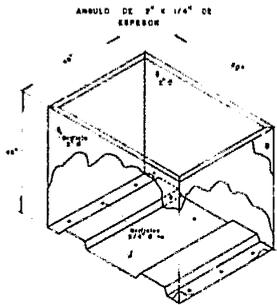
VALV. DE 3
PASOS

TRAMPA DE REGRESO
DEL REFRIGERANTE LIQUIDO

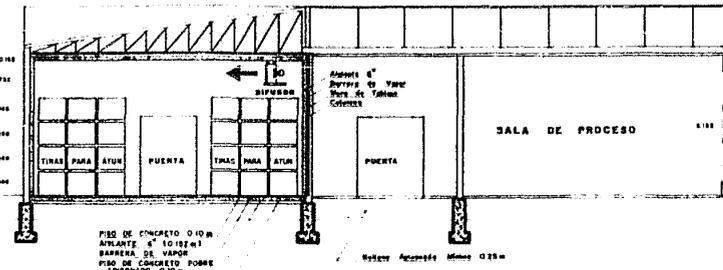
ACUMULADOR DE
SUCCION

VIENE DE LOS
DIFUSORES

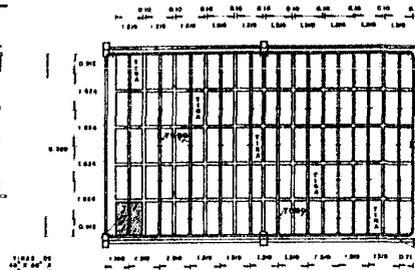
CUARTO DE MAQUINAS



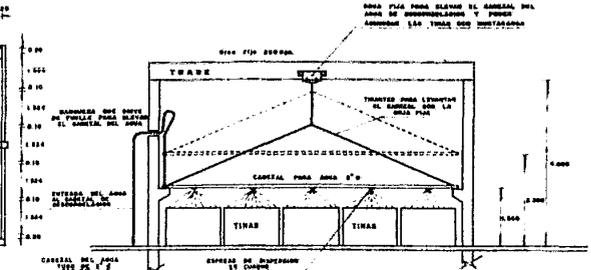
TINA PARA 1200 Kgs PROMEDIO DE ATUN (Sin aceite)



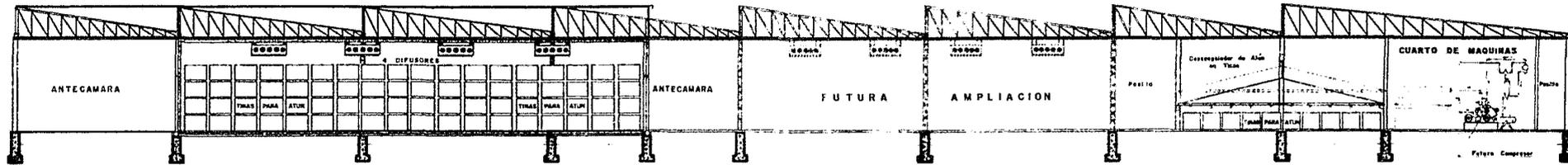
CORTE B-B' Escala 1:100



DETALLES DEL CARCEL DEL AGUA PARA DESCONGELAR Escala 1:100



CORTE C-C' Escala 1:100



CORTE A-A' Escala 1:100



VISTA EN PLANTA Escala 1:100

BIBLIOGRAFIA

ASHRAE

Manual de refrigeración

Ed. American Society of Heating Refrigerating and conditioning dir
engineers

CRANE

Flow of fluids

Through valves, fittings and pipe

By Engineering División

Executive office

New York, No.

BLASQUEZ ESCANDON A., INDUSTRIAS

Catalogo de refacciones, accesorios y controles de refrigeración -
industrial

México, D.F.

BOSSAT J. ROY

Principios de refrigeración

Ed. Continental S.A. de

México, 1980

EMCA, S. A.

Catalogo de válvulas

México

HERNANDEZ GORIBAR E.

Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración

Ed. Limusa

México, 1975.

JAMES L. THRELKEID

Ingeniería del ámbito térmico

Ed. Prentice - Hall Internacional

España 1973.

JENNIGS - LEWIS

Aire acondicionado y refrigeración

Ed. Continental

México, 1979.

W. F. STOECKER

Refrigeración y acondicionamiento de aire

Ed. Mc Graw - Hill

México.