

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**“AMPLIACIÓN DE CAPACIDAD DE UNA  
PLANTA DE PRODUCCIÓN DE HIELO EN  
BLOQUES DE 60 TON/DÍA A 120 TON/DÍA”**

**INFORME DE SUFICIENCIA**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**JUAN CARLOS HUACHACA TALAVERANO**

**PROMOCION 2007-II**

**LIMA – PERU**

**2011**

## **DEDICATORIA**

Dedicado a Dios, mis padres y hermanos, que con su incansable apoyo me motivaron a seguir y dar un paso más en mi vida profesional.

De igual manera un agradecimiento especial a mis amigos y compañeros que me apoyaron y enseñaron conceptos que están plasmados en el presente trabajo.

## PROLOGO

La refrigeración es el proceso de transporte de calor de un lugar a otro, utilizando un refrigerante en un ciclo frigorífico cerrado.

La necesidad de ampliar la vida de almacenamiento de los alimentos, después de su tratamiento o recolección, ha fomentado el desarrollo de la industria frigorífica impulsando la construcción de almacenes refrigerados, plantas productoras de hielo en bloque o escamas utilizados para la conservación de productos con la intención de detener el proceso de descomposición; el método consiste en poner hielo triturado o en escamas sobre el producto.

En ese sentido, el presente trabajo muestra el proceso de ampliación de una planta dedicada a la producción de hielo industrial en bloques; el cual para su mejor estudio ha sido dividido en los siguientes capítulos:

**Capítulo II:** se hace referencia a las definiciones básicas y conceptos generales asociados a la refrigeración Industrial, los procesos de transferencia de calor y los componentes básicos de un ciclo de refrigeración.

**Capítulo III:** Se describe la situación de la planta, es decir problemas de producción asociados a problemas técnicos de instalación así como los hechos que motivan la ampliación de la planta con la finalidad de mejorar y abastecer el mercado emergente.

**Capítulo IV:** Se detalla el proceso seguido para lograr la ampliación de la planta, así como la metodología para la selección de equipos y componentes de la planta de hielo.

**Capítulo V:** Se hace una breve descripción de los costos de la ampliación de la planta así como los indicadores que justifican la inversión en la ampliación de la planta productora de hielo.

## **CONTENIDO:**

<b>I.</b>	<b>INTRODUCCION</b>	<b>01</b>
1.1.	Antecedentes	01
1.2.	Objetivo	02
1.3.	Alcances	02
1.4.	Justificación	03
<b>II.</b>	<b>GENERALIDADES DE LA REFRIGERACION INDUSTRIAL</b>	<b>04</b>
2.1.	Protocolo de Montreal	04
2.2.	Conceptos generales	07
2.2.1.	Termodinámica básica	07
2.2.2.	Transferencia de calor	14
2.2.3.	Refrigeración	18
2.2.4.	Componentes de sistemas de refrigeración	24
2.2.4.1.	Compresores	24
2.2.4.2.	Condensadores	27
2.2.4.3.	Válvulas sistema de frio	28
2.2.4.4.	Evaporadores	29
2.2.4.5.	Fluidos refrigerantes	30
2.2.4.6.	Fluidos intermedios	31
2.3.	Seguridad y prevención de accidentes en plantas de refrigeración con amoníaco.	33

<b>III.</b>	<b>DIAGNOSTICO, SITUACION ACTUAL DE LA PLANTA</b>	<b>35</b>
3.1.	Descripción y requisitos del estado de la planta.	35
<b>IV.</b>	<b>DESARROLLO DE LA AMPLIACION</b>	<b>37</b>
4.1	Calculo de la potencia frigorífica.	38
4.2	Selección de equipos del sistema de frío.	45
4.3	Selección de tuberías, válvulas y sistemas intermedios.	53
4.4	Expediente técnico	66
4.5	Diagrama técnico de la planta	75
4.6	Programación de obra (Diagrama de Gantt)	78
<b>V.</b>	<b>ESTIMACION DE COSTOS</b>	<b>80</b>
5.1.	Costos de la ampliación.	80
5.2.	Determinación del VAN y TIR del proyecto	86
	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>88</b>
	<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>89</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>90</b>
	<b>PLANOS</b>	<b>91</b>
	<b>ANEXOS</b>	<b>95</b>

## CAPITULO I

### INTRODUCCIÓN

#### 1.1. Antecedentes

Los antecedentes del presente trabajo son tesis presentadas a la facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería y que hacen referencia a lo siguiente:

1. "Fábrica de Hielo de 10 Ton de capacidad"  
"Autor: Lainez Lozada, Ch. Pedro A. (Año: 1958)
2. "Calculo y diseño para la instalación de una fábrica de hielo en la ciudad de Pucallpa"  
Autor: Ramírez López, Pedro Augusto (Año: 1982)
3. "Calculo, diseño y selección de componentes de una planta desmontable para procesamiento, refrigeración de pescado y producción de hielo"  
Autor: Medrano Godoy, Francisco W. (Año: 1988)
4. "Proyecto de planta de hielo con bloque de capacidad de 10 Ton/día y cámara de conservación de hielo en complejo pesquero Iquitos"  
Autor: Ramírez Pajuelo, José L. (Año: 1994)

## **1.2. Objetivo**

Ampliar la capacidad de producción de 60 a 120 TM/día de una planta productora de hielo en bloques, de 50 kg; estableciendo mejoras en el funcionamiento de los equipos de frío en la planta productora de hielo, usando al amoníaco como fluido refrigerante.

## **1.3. Alcances**

La ampliación de la planta productora de hielo se realizará en un área libre en el local de la empresa, tendrá la capacidad de producir hielo en bloques de 60 Ton/día, los cual serán producidos en 02 (dos) pozas de 30 toneladas métricas.

Cada bloque de hielo se producirá en base a un estándar del mercado el cual tendrá un peso promedio de 50 Kg, producidos en moldes trocopiramidales cuya base mayor mide 400 x 200 mm y la base menor de 380 x 180mm y una altura de 1000 mm.

La temperatura promedio de cada bloque de hielo debe ser de -8 a -9 °C.

Los bloques de hielo producidos serán almacenados en un silo cuya capacidad será de 72 TM y mantendrá los bloques de hielo a una temperatura promedio de -10 °C.

Cada poza productora de hielo deberá contar con los siguientes equipamientos:

- Poza de desmolde, con alimentación y desagüe de agua a temperatura ambiente.
- Desmoldeador y rampa deslizadora para facilitar el desmolde de los bloque de hielo.

- Puente de grúa manual con polipasto eléctrico de 2 toneladas. para maniobrar los bastidores que contienen los bloques de hielo.

La generación de frío se realizara usando compresores reciprocantes cuyo fluido refrigerante será el amoniaco.

Los evaporadores serán del tipo inundados para enfriar un fluido intermedio en este caso la salmuera ( $H_2O + NaCl$ ) el cual será recirculado en la poza de manera de transferir el frío a los moldes con agua.

El periodo promedio de producción de los bloques de hielo será de 20 a 22 horas.

El hielo producido será triturado y usado principalmente para enfriar productos ictiológicos.

#### **1.4. Justificación**

El proyecto de ampliación de la planta parte de la necesidad de aprovechar la oportunidad de mercado, por la creciente demanda de su principal consumidor, el terminal pesquero de Villa María, y de nuevos usuarios como es el caso de una importante planta procesadora de pollos que usa el hielo triturado en su planta de beneficio.

Por esta razón, evaluando la demanda vs la producción, la planta determina ampliar la capacidad de producción de 60 a 120 TM.



## CAPITULO II

### GENERALIDADES DEL LA REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

#### 2.1. Protocolo de Montreal

El ozono es un gas incoloro e inestable. Es un oxidante fuerte, muy fácil de producir pero a la vez, muy frágil y fácil de destruir; aproximadamente un 90% de este se encuentra en la estratosfera, representando así una barrera natural frente a la radiación ultravioleta (UV) emitida por el sol; la máxima concentración de dicho gas se conoce como capa de ozono.

La vida en la Tierra depende de la presencia del ozono en la estratósfera, gracias a que absorbe prácticamente toda la radiación ultravioleta perjudicial.

En 1987 se pone de manifiesto un problema crucial para la humanidad y que está favoreciendo el debilitamiento de la capa de ozono y es así que se establece la existencia de sustancias agotadoras de la capa de ozono y se crea el: "Programa de las naciones unidas para el medio ambiente" (PNUMA) que basado en los acuerdos del convenio de Viena, documentan los alcances del protocolo de Montreal en materia de regulación con la finalidad de que los países suscritos se comprometan a cumplir a fin de disminuir sustancialmente la producción y consecuentemente el consumo de las sustancias agotadoras de ozono como los Clorofluorocarbonados (CFC), halones, tetra cloruro de carbono y el metil cloroformo; los cuales

se utilizan como refrigerantes, agentes espumantes, fumigantes, propelentes para aerosoles y solventes.

Dichas sustancias eran consideradas anteriormente como milagrosas por el bajo costo que tenían y porque además permitían obtener algunos beneficios como: no tóxicas, químicamente estables, dotadas de notable versatilidad y eficiencia en sus aplicaciones.

El protocolo de Montreal es un fiel reflejo del cumplimiento de las relaciones internacionales debido a que, por primera vez en una legislación ambiental de carácter internacional, interactúan diversas áreas como la ciencia, la política, la economía, la ecología, el derecho y por supuesto, la opinión pública y las Organizaciones No Gubernamentales (ONG).

El protocolo de Montreal establece medidas para la reducción de las sustancias agotadoras, por lo que establece un cronograma de reducción para los HCFCs, para América latina que es como sigue:

- A partir del 1º de enero de 2004, y en cada período sucesivo de doce meses, su nivel calculado de consumo de las sustancias controladas que figuran en el Grupo I del anexo C no supere, anualmente, el sesenta y cinco por ciento de la cantidad estimada en 1989.
- Cada Parte velará por que en el período de doce meses contados a partir del 1º de enero de 2010, y en cada período sucesivo de doce meses, su nivel calculado de consumo de las sustancias controladas no supere, anualmente, el treinta y cinco por ciento de la cantidad a que se hace referencia.
- Cada Parte velará por que en el período de doce meses contados a partir del 1º de enero de 2015, y en cada período sucesivo de doce

meses, su nivel calculado de consumo de las sustancias controladas que figuran en el Grupo I del anexo C no supere, anualmente, el 10 por ciento de la cifra a que se hace referencia.

Cada Parte velará por que en el período de doce meses contados a partir del 1º de enero de 2020, y en cada período sucesivo de doce meses, su nivel calculado de consumo de las sustancias controladas que figuran en el Grupo I del anexo C no supere, anualmente, el 0,5 por ciento de la cantidad a que se hace referencia en el párrafo 1 del presente artículo. Dicho consumo, sin embargo, se limitará al mantenimiento del equipo de refrigeración y aire acondicionado existente en esa fecha.

- Cada Parte velará por que en el período de doce meses contados a partir del 1º de enero de 2030, y en cada período sucesivo de doce meses, su nivel calculado de consumo de las sustancias controladas no sea superior a cero.

Como medida de contingencia el protocolo de Montreal establece la transferencia de tecnología como alternativa para ayudar a superar a las Partes a adoptar lo establecido y a cumplirla; en cuyo caso se estableció el apoyo económico con la finalidad de garantizar:

- a) Que los mejores productos sustitutos y tecnologías conexas disponibles y que no presenten riesgos para el medio ambiente se transfieran en forma expeditiva a las Partes que operen al amparo del párrafo 1 del artículo 5.
- b) Que las transferencias mencionadas en el apartado a) se lleven a cabo en condiciones justas y en los términos más favorables.

En nuestro país el organismo encargado de velar el cumplimiento del tratado de Montreal, regular y dar los permisos correspondientes para la importación de equipos e insumos relacionados a las sustancias agotadoras de ozono (SAO) es la oficina técnica del ozono (OTO, oficina ubicada estratégicamente en el ministerio de industria, turismo, integración y negociaciones internacionales (MITINCI).

El objetivo de OTO PERU es relacionar las actividades de las entidades públicas y privadas vinculadas al tema, debiendo informar periódicamente los datos de control de las Sustancias agotadoras del Ozono (SAO) e informar al estado de los proyectos y progresos logrados en el cumplimiento de las tareas y compromisos asumidos por el gobierno, al Comité de Montreal y del Convenio de Viena. Asimismo promover programas de entrenamiento y capacitación, formulando un marco normativo regulatorio coordinando con instituciones involucradas en la materia y otras actividades.

Fuente: "Manual del protocolo de Montreal relativo a sustancias que agotan la capa de azono"

Octava edición: 2009 (Pág. 9 y 10)

## **2.2. Conceptos generales:**

### **2.2.1 Termodinámica básica**

Es una rama de la ciencia que comprende el estudio de las transformaciones de energía y las relaciones entre las diferentes propiedades físicas de las sustancias que sufren esas transformaciones.

Especialmente está enfocada al estudio de las leyes de transformación de calor en otras formas de energía y viceversa.

### **2.2.1.1. Calorimetría**

Según la teoría molecular y cinética, el calor es la consecuencia de los movimientos incesantes de las moléculas, las cuales, en el seno de la materia, se entorchocan constantemente. Así cuanto mayor es la energía cinética de las moléculas mayor es también la violencia del choque manifestándose en una elevación de temperatura.

Calor es frecuentemente definido como energía en tránsito por que nunca se mantiene estática, ya que siempre está transmitiéndose de los cuerpos cálidos a los cuerpos fríos. En términos generales, calor es una forma de energía que puede transformarse en otras formas de energía, y que es transferida de un cuerpo o sistema hasta otro debido solo a una diferencia de temperaturas entre los dos.

### **2.2.1.2. Calor latente de fusión o congelación ( $L_f$ )**

Es el calor requerido para cambiar el estado físico de una sustancia, sólido a líquido o de líquido a sólido, sin que se presenten cambios de temperatura.

En la congelación de productos alimenticios, únicamente se considera el calor latente del porcentaje de agua que estos contienen; por lo tanto, el calor latente se conocerá determinando el porcentaje de agua que exista en dichos productos.

### **2.2.1.3. Calor latente de evaporación – condensación ( $L_v$ )**

Es el calor necesario para cambiar el estado físico de una sustancia de líquido a vapor o de vapor a líquido, sin que se presenten cambios de temperatura.

Este calor también puede llamarse calor latente de ebullición, o para el caso contrario calor latente de condensación.

La absorción de calor para cambiar un líquido a vapor y la sustracción de éste calor Para condensar nuevamente el vapor, es la **clave** para todo el proceso de **refrigeración mecánica** y la transmisión de calor latente requerido; es el instrumento básico de la refrigeración.

#### **2.2.1.4. Calor específico**

El calor específico de una sustancia es su capacidad relativa de absorber calor tomando como base la unidad de agua pura, y se define como la cantidad de calor necesario para elevar la temperatura de una libra de cualquier sustancia un grado centígrado. Por definición el calor específico del agua es 1.0, pero la cantidad de calor necesario para aumentar las temperaturas de otras sustancias varía.

El calor específico se llama con frecuencia capacidad térmica específica o capacidad calorífica. Existen dos valores de calor específico que son de gran utilidad los determinados a volumen constante ( $C_v$ ), y a presión constante ( $C_p$ ).

El calor específico a volumen constante de una sustancia pura es el cambio de energía molecular interna por unidad de masa por grado de cambio de temperatura, cuando los estados finales son estados de equilibrio del mismo.

El calor específico a presión constante es el cambio de entalpía por unidad de masa entre dos estados de equilibrio a la misma presión por grado de cambio de temperatura.

### **2.2.1.5. Entalpía (h) y entropía (s)**

Las masas que entran y salen de un sistema y que permanecen prácticamente constantes, llevan consigo una determinada cantidad de energía interna, así como un determinado trabajo de flujo.

La entalpía es común denominarla en la industria de la refrigeración con la frase "contenido de calor". (Estrictamente hablando, el calor según hemos visto es una forma de energía que entra o sale de un cuerpo; y la entalpía o contenido de calor es una forma de cuantificar esta energía almacenada en un cuerpo).

La entropía es una propiedad física de las sustancias relacionada con la utilización y la conservación de la energía. Se define como la relación entre el calor agregado a una sustancia y la temperatura a la cual se agrega.

Es importante comprender que la entropía es una medida de la energía que no está disponible para realizar trabajo pero que cuya variación cuantifica las irreversibilidades presentes en el proceso.

### **2.2.1.6. Temperatura**

La temperatura de un sistema es una medida del movimiento aleatorio de las moléculas del sistema; también se define como el estado térmico de un cuerpo considerado con referencia a su capacidad de comunicar calor a otro cuerpo, y en términos generales se define como una medida del nivel térmico de un cuerpo.

Es importante distinguir entre temperatura y entalpía (contenido de calor).

Cuando se le agrega calor a un cuerpo se eleva su temperatura, pero la entalpía total o contenido de calor de un cuerpo depende de la masa del mismo, así como de su temperatura.

#### **2.2.1.7. Temperatura de bulbo seco (TBS)**

Es la temperatura de la atmósfera, también llamada temperatura ordinaria, se refiere a la temperatura de una mezcla gas-vapor que se lee en un termómetro seco de mercurio.

#### **2.2.1.8. Temperatura de bulbo húmedo (TBH)**

Es una temperatura a la cual el agua (o el hielo), por evaporación de una mezcla de aire-vapor, hace que la mezcla alcance la saturación a la misma temperatura en un proceso de flujo en régimen permanente, en ausencia de transferencia de calor del exterior.

#### **2.2.1.9. Temperatura de saturación**

Saturación es la condición de temperatura y presión a la cual el líquido y el vapor pueden existir simultáneamente. Un líquido o vapor está saturado, cuando está en su punto de ebullición (para el nivel del mar, la temperatura de saturación el agua es de 100°C). A presiones más altas la temperatura de saturación aumentara y disminuye a presiones más bajas.

#### **2.2.1.10. Diagrama de presión – entalpia**

Este diagrama es una herramienta de la que se vale el Ingeniero para conocer rápidamente el comportamiento de un refrigerante o sustancia.

El refrigerante sufre un complicado proceso de cambio al llevar a cabo el efecto de refrigeración. Por lo tanto, resulta demasiado



molesto hacer el cálculo de todas y cada una de las fases que surgen del comportamiento de un refrigerante. Pero si dicho comportamiento lo expresamos en un diagrama, por medio del cual se puedan realizar los cálculos del cambio que experimenta un refrigerante, se agiliza mucha esta labor.

El diagrama es una gráfica que resulta de los datos contenidos en las tablas termodinámicas del refrigerante en estudio; para cada tipo de refrigerante existe un diagrama presión - entalpía y en ellos muestran los tres estados físicos diferentes, las líneas de frontera convergen al aumentar la presión y finalmente se juntan en el punto crítico, el cual representa la condición límite para la existencia de refrigerante líquido.

A temperaturas mayores que la crítica el refrigerante puede existir solo en la fase gaseosa.

En el diagrama completo aparecen 5 propiedades básicas que son: Presión, Entalpía, Temperatura, Volumen específico y Entropía.

Estos parámetros se especifican por una variedad de líneas trazadas que son: Líneas Isobáricas, isoentrópicas, Isotérmicas, e isovolumétricas, y obviamente también se encuentran trazadas las líneas de calidad. Dichas líneas son guías para hacer los cálculos requeridos para el funcionamiento de un equipo de refrigeración.

#### **2.2.1.11. Condición saturada, sub-enfriada, sobre-calentada y calidad**

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

Cuando la temperatura del líquido es inferior a su temperatura de saturación se llama líquido sub-enfriado.

La calidad es el porcentaje de masa de vapor en una mezcla Líquido vapor.

#### **2.2.1.12. Volumen específico y densidad**

El volumen específico de una sustancia se define como el número de centímetro (pies) cúbicos por un kilo (libra) de esta sustancia. En otras palabras es el volumen por unidad de masa de una sustancia, es el recíproco de la densidad.

La densidad de una sustancia se define como el peso por unidad de volumen y se expresa normalmente en gramos por centímetro cúbico.

#### **2.2.1.13. Tonelada americana de refrigeración**

La tonelada de refrigeración puede definirse como la cantidad de calor absorbida por la fusión de una tonelada de hielo sólido puro en 24 horas. Puesto que el calor latente de fusión de una libra de hielo es 144 BTU, el calor latente de una tonelada (2000 libras) de hielo será  $144 \times 2000$ , o sea 288 000 BTU por 24 horas. Para obtener el calor por hora es necesario dividir entre las 24 horas lo cual da la cantidad de 12 000 BTU / hora, que recibe el nombre de "tonelada de refrigeración". Puesto que el calor latente del hielo en el sistema métrico es de 80 kilo-calorías y que una tonelada americana es igual a 907.185 kilos, la tonelada de refrigeración es igual a  $80 \times 907.185$  o sea 72.575 kilo-calorías por 24 horas, o sea 3 024 kilo calorías por hora.

## 2.2.2. Transferencia de calor

### 2.2.2.1. Conducción

La transferencia de calor por conducción es el proceso mediante el cual fluye calor a través de un sólido.

En este tipo de proceso, el calor se transfiere mediante un complejo mecanismo sub-microscópico en el que los átomos interactúan a través de choques elásticos e inelásticos para propagar la energía desde las regiones con mayor temperatura hacia las que tienen menor temperatura.

La transferencia de calor por conducción generalmente se da en los sólidos pero puede presentarse también en líquidos o en gases bajo ciertas circunstancias como lo son las condiciones cercanas al reposo.

La ecuación que predice la disipación de calor por un mecanismo de conducción es la ley de Fourier

$$Q = -K * A * \Delta T$$

Que para un caso unidireccional se convierte en:

$$Q = -K * A * \frac{dX}{dT}$$

Donde:

Q = Flujo de calor

K = Conductividad térmica del material.

A = Área de transferencia de calor.

T= Temperatura.

X= Espesor del material.

### 2.2.2.2. Convección

La transferencia de calor por convección aparece siempre que un cuerpo se coloca en un fluido con una temperatura mayor o menor. Debido a la diferencia de temperaturas, el calor fluye entre el fluido y el cuerpo, cambiando la densidad del fluido cerca de la superficie. La diferencia de densidad produce un flujo descendente del fluido más pesado y un flujo ascendente del fluido más ligero. Si el movimiento del fluido solo se debe a diferencias de densidad producidas por gradientes de temperaturas, el mecanismo de transferencia de calor asociado se llama convección natural. Si los cambios de densidad además de ser provocados por gradientes de temperaturas, son favorecidos por dispositivos externos como bombas o ventiladores, el mecanismo de transferencia de calor se conoce como convección forzada.

En ambos casos la ecuación que predice la pérdida de calor, es la ecuación de Newton.

$$Q = h * A * (T_s - T)$$

Donde

Q = Flujo de calor

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección natural o forzada.

A = Área de transferencia.

T<sub>s</sub> = Temperatura de la superficie

T = Temperatura del fluido.

### 2.2.2.3. Conductividad y Resistencia térmica

Es sabido que la resistencia al flujo del calor (resistencia térmica), es una característica específica de algunos materiales y se refleja en la forma que fluye el calor en el interior de dicho material. Los materiales como el oro, plata, cobre, aluminio y hierro, entre otros, se caracterizan por su alta conductividad térmica y por ello son conocidos como buenos conductores térmicos, en cambio en algunos otros materiales como el caucho, ebonita, madera, etc., se reconocen como malos conductores térmicos (aislantes), por su propiedad de disminuir el flujo de calor.

La conductividad térmica de un material es el recíproco de su resistencia. Se puede pensar en la conductancia térmica como la capacidad de un material para transmitir calor, el significado contrario a la resistencia. La conductancia térmica de la capa de aire adyacente a una superficie se llama también coeficiente de película ( $W / m^2 K$ ).

La resistencia térmica depende de la configuración geométrica y de las propiedades del medio.

Para determinar la forma de calcularlo partimos de la ecuación de transferencia de calor, que se puede expresar como:

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{R}$$

Donde:

$T_1, T_2$ : Temperatura en Kelvin (K)

R: Resistencia térmica K/Watt

Además la resistencia térmica para las superficies más usuales se representan como:

a. Pared plana:

$$R = \frac{e}{k * A}$$

b. Tubo de espesor  $e=R_2-R_1$

$$R = \frac{L \ln \left( \frac{R_2}{R_1} \right)}{2\pi * K * L}$$

c. Resistencia convectiva

$$R = \frac{1}{h * A}$$

Por lo tanto, para una tubería que transporta un fluido, que está aislado y está sometido a un fluido externo como el aire.

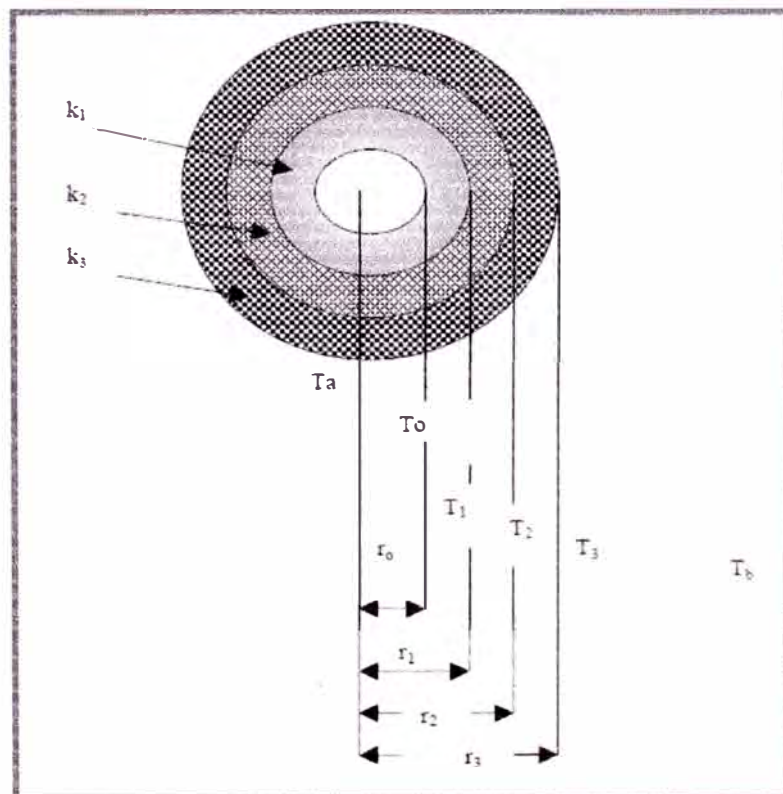


Figura N° 1: Tubería típica de refrigeración

La resistencia térmica quedará representada por:

FUERZA MOTRIZ DE LA TRANSFERENCIA

↓

$$Q = 2\pi L r_o q_o = \frac{2\pi L (T_a - T_b)}{\frac{1}{r_o h_o} + \frac{1}{k_{o1}} \ln\left(\frac{r_1}{r_o}\right) + \frac{1}{k_{12}} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{k_{23}} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{r_3 h_3}}$$

RESISTENCIA  
INTERNA  
DEBIDA A LA  
CONVECCIÓN

RESISTENCIAS DEBIDA A LA  
CONDUCCIÓN  
DEL TUBO Y LOS AISLANTES

RESISTENCIA  
EXTERNA  
DEBIDA A LA  
CONVECCIÓN Y  
RADIACIÓN

Donde:

$h_r$  = Coeficiente convectivo o pelicular en  $W/m^2 \cdot K$

$r_k$  = Radio referido a la superficie exterior de la tubería m.

$T_a$  = Temperatura del fluido interior en K

$T_b$  = Temperatura del aire exterior en K

$K$  = Conductividad térmica del material ( $W/m \cdot K$ )

$e$  = Espesor del material aislante metros (m).

### 2.2.3. Refrigeración

La importancia de la cadena del frío para la conservación de los alimentos no estuvo muy clara, hasta que en el año 1799, el explorador nórdico Pallas, encontró en la desembocadura del río Lena un mamut perfectamente conservado. Sin embargo el paso de técnicas empíricas a técnicas científicas de conservación se realizó sólo después de éste descubrimiento.

Pasteur en 1863, descubrió que todos los procesos de alteración de los alimentos se deben a la proliferación de gérmenes y bacterias que favorecen el desarrollo de la fermentación y los procesos de putrefacción.

Desde entonces se comenzó a perfeccionar la técnica de producción del frío.

El hielo artificial se produjo por primera vez en el año 1890.

En 1918 se fabricó el primer refrigerador automático.

En 1928 se fabricó la primera unidad hermética.

### **2.2.3.1 Clasificación según su aplicación**

En la actualidad existen 5 tipos de aplicación de la refrigeración, los cuales son:

#### **a. Climatización y aire acondicionado**

El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento del aire del ambiente de los locales habitados; consiste en regular las condiciones en cuanto a la temperatura (calefacción o refrigeración), humedad, limpieza (renovación, filtrado) y el movimiento del aire adentro de los locales.

Entre los sistemas de acondicionamiento se cuentan los autónomos y los centralizados. Los primeros producen el calor o el frío mediante máquinas frigoríficas, que funcionan por compresión o por absorción y llevan el frío producido mediante sistemas de refrigeración.

La climatización y/o acondicionamiento del aire se realiza también utilizando la técnica de la refrigeración evaporativa que consiste en evaporar agua para conseguir un descenso de la temperatura del aire. Este proceso se produce espontáneamente en la Naturaleza, cuando se evapora agua, el cambio de estado de fase líquida a gaseosa requiere gran cantidad de energía: 540



Kilocalorías por Kilogramo de agua. Esta energía la cede el aire que está en el entorno donde se produce la evaporación, implicando el descenso de la temperatura del aire. El impacto ambiental de este sistema de refrigeración es casi nulo, el consumo eléctrico es mínimo, comparado con sistemas de refrigeración convencionales pero su efecto es limitado. Estos sistemas aumentan su eficiencia en la medida que la humedad relativa ambiente es menor.

La refrigeración evaporativa es aplicado en:

- Climatización de locales comerciales
- Climatización de galpones de empaque.
- Climatización de criaderos de aves.
- Climatización de locales de producción industrial

**b. Refrigeración domestica**

Este campo está limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros. Sin embargo, debido a la gran cantidad de unidades en servicio esta representa una parte muy significativa de la refrigeración. Estas unidades son de tamaño pequeño generalmente, se utiliza en la preparación y conservación de los alimentos. La potencia de los equipos de refrigeración domestica va desde 1/10 hasta 1/2 hp.

**c. Refrigeración comercial**

Se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración de menor capacidad desde los 2 hp a 30 hp; pero en cuyo caso la capacidad de producción es relativamente pequeña.

Los refrigerantes más usados en este tipo de refrigeración son los HFC.

El rango de temperaturas de aplicación van desde los 15 °C hasta los -25 °C.

**d. Refrigeración industrial**

Muy similar a la comercial, incluso la división no es clara, pero son instalaciones de mayor tamaño y por consiguiente de mayor capacidad.

Se identifica por que se encuentra en la industria alimenticia para el procesamiento, preparación y preservación en gran escala.

Aquí se incluye su utilización en plantas de enfriamiento y congelación de alimentos, cámaras frigoríficas, cervecerías y lecherías, por citar solo algunas aplicaciones.

Cientos de otras industrias también utilizan la refrigeración, entre ellas se encuentran las plantas para la fabricación de hielo, refinerías de petróleo y plantas de la industria farmacéutica.

Dentro de la refrigeración Industrial el refrigerante más usado por la capacidad es el amoníaco (R717) y el CO<sub>2</sub>.

**e. Refrigeración marina y de transporte**

Se considera a la refrigeración aplicada al transporte como una categoría independiente que esta desde luego referida al transporte de productos que se tienen a bordo de barcos.

Básicamente para la conservación y enfriamiento de productos ictiológicos en los barcos, se usan los sistemas RSW (agua de mar refrigerada) o el ASW (agua de mar enfriada). Los sistemas de RSW cuentan con una máquina de refrigeración a bordo para

enfriar el agua de mar en lugar de utilizar hielo fundido para enfriar; además, necesitan bombas, tuberías y filtros para la circulación del AMR (agua de mar refrigerado) en los depósitos o bodegas. En la práctica habitual, este sistema requiere una instalación especial, como un generador diesel, que proporciona fuerza motriz directa o electricidad para hacer funcionar los motores eléctricos de los compresores de refrigeración y de las bombas de circulación.

El agua de mar comienza a circular desde las bodegas hasta pasar por el equipo de refrigeración, que ha sido calculado para proporcionar una capacidad de frío para producir un descenso de la temperatura del agua de mar entre 0 °C a -1 °C.

#### **2.2.3.2. Clasificación según la temperatura de aplicación:**

##### **a. Enfriamiento**

Los sistemas de enfriamiento operan normalmente entre temperaturas que van desde +15 °C hasta +2 °C.

Aun cuando en algunos casos existe una disminución de temperaturas hasta los 0 °C o menores, en este proceso nunca se presenta cambio de estado físico en la sustancia que se maneja y solamente se elimina calor sensible.

Su aplicación es muy amplia y se utiliza en productos que no requieren conservación y que se disminuye su temperatura solo para efectos de proceso; como ejemplo tenemos:

- Enfriadores de bebidas carbonatadas.
- Enfriadores de productos lácteos.
- Sistemas de procesos de enfriamiento en máquinas.

- Sistemas de acondicionamiento de aire, etc.

#### **b. Refrigeración**

Los niveles de temperatura en este proceso comprende valores ligeramente superiores a 0 °C hasta aproximadamente los -18 °C.

En este proceso si existen cambios de estado físico y lógicamente eliminación de calor latente.

Este proceso se utiliza para la conservación de productos, llevados por procedimientos adecuados se pueden mantener productos desde dos semanas hasta un mes aproximadamente.

Como ejemplo tenemos:

Conservación de carnes, frutas, productos perecederos y procesos de pasteurización.

#### **c. Congelación**

Este proceso opera entre -18 °C y los -40 °C. En este proceso existe también cambio de estado físico en el producto y lógicamente se elimina también calor latente, no obstante en algunos casos sólo se elimina calor sensible. Los periodos de conservación van desde un mes hasta un año dependiendo del producto y de que se sigan los procedimientos técnicos adecuados de congelación.

Como ejemplo tenemos: Congelación de carnes y frutas, conservación de espermatozoides para la inseminación artificial, etc.

#### **d. Criogenia**

Es un proceso que opera desde -40 °C hasta valores cercanos al cero absoluto. Implica obviamente cambios de estado físico en el producto.

Su aplicación es muy fuerte en las áreas industriales, de investigación y está empezando a desarrollarse en las áreas comerciales. Lógicamente trata con la preservación de los productos alimenticios en su característica o condición muy crítica.

Como ejemplo tenemos:

Equipo de prueba industrial para temperatura inferior a los  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  y equipo para la conservación de tejidos humanos.

#### **2.2.4. Componentes de un sistema de refrigeración**

El sistema de refrigeración básicamente está compuesto por:

##### **2.2.4.1. Compresor**

Es el encargado de realizar la compresión y movimiento del refrigerante por todo el sistema de frío, solo debe comprimir vapor.

Los compresores modernos realizan el ciclo de compresión a alta velocidad que se podría asumir como un proceso adiabático, despreciando las irreversibilidades generadas al interior del cilindro producto de la compresión. En consecuencia cuando el vapor refrigerante es comprimido la temperatura y la entalpía del vapor se incrementa en proporción al trabajo desarrollado.

Se llama calor de compresión a la energía equivalente al trabajo efectuado sobre el vapor para comprimirlo, el cual es suministrado por un agente externo llamado motor eléctrico.

##### **2.2.4.1.1. Tipos de compresores**

###### **a. De pistón:**

Los compresores de pistón, han sido desarrollados para potencias pequeñas, su principio de funcionamiento está en la compresión del gas en unos cilindros por intermedio de un embolo que es

accionado por el cigüeñal que le genera un movimiento alternativo; la relación de compresión (RC) máxima en este tipo de compresores es aproximadamente 11:1 para velocidades lentas 300 a 400 rpm de 8:1 para velocidades de 1200 rpm; si hay valores muy grandes de RC la temperatura de gas en la descarga podría elevarse a tal punto que puede formar carbón en el sistema.

$$RC = \frac{P_{DESCARGA\_ABSOLUTA}}{P_{ASPIRACION\_ABSOLUTA}}$$

La velocidad máxima de rotación en este tipo de compresores es de 1200 rpm y la reducción de la capacidad está en función del número de pistones los cuales van de 75, 66, 50 y 33%.

Estos a la vez se clasifican en:

**a.1. Abiertos.** La unidad compresora y el motor eléctrico están separados la transmisión de potencia mecánica se realiza a través de algún elemento de transmisión de potencia (fajas o acoples).

**a.2. Semi-herméticos.**

El conjunto del motor y cigüeñal son accionados por un solo árbol.

Los sistemas más pequeños suelen utilizar un sistema de lubricación por salpicadura y los más grandes uno sistema de lubricación por presión o centrifugas.

**a.3. Herméticos**

El árbol del motor y el cigüeñal del compresor son uno solo, poseen un sistema de lubricación por presión y son generalmente enfriados con el gas refrigerante.

El conjunto del motor y el cigüeñal suele estar en posición vertical.

**b. De tornillo:**

Este modelo de compresor ha sido desarrollado para potencias que sobrepasen la capacidad del compresor de pistón. Este tipo de compresor manifiesta la posibilidad de una fácil reducción de capacidad desde el 100% hasta un 10% en función de requerimiento del sistema.

Estos compresores están siempre acoplados directamente al motor de accionamiento y la velocidad de rotación es de 3600 rpm.

**b.1. Abiertos**

La unidad compresora y el motor eléctrico están separados la transmisión de potencia mecánica se realiza a través de algún elemento de transmisión de potencia (acoples).

**b.2. Semi-herméticos**

○ **Mono tornillo**

Se compone de un tornillo helicoidal central sencillo pero que presenta de manera opuesta dos rotores de manera diametral en relación al tornillo. Este tipo de compresor presenta un puerto de succión principal, la compresión y la descarga se realiza de manera simétrica y opuesta entre el tornillo y cada uno de las estrellas o rotores de manera que las fuerzas que se ejercen a la compresión del gas se mantienen en equilibrio.

○ **Doble tornillo**

Este se compone de dos rotores, una hembra y un macho, montados sobre rodamientos fijos con tolerancias muy

precisas. Generalmente el tornillo macho presenta de cuatro a cinco lóbulos para impulsar el tornillo hembra con seis a siete lóbulos respectivamente. Se inyecta aceite para lubricar los rodamientos, retirar el calor de los sellos y para realizar la compresión, el flujo de aceite en estos compresores es de 10 a 20 galones por minuto por cada 100 hp.

#### **2.2.4.2. Condensador**

Está conformado por la superficie de transferencia de calor. El calor del vapor refrigerante caliente pasa a través de las paredes del condensador, como resultado de su pérdida de calor hacia el medio condensante, el vapor refrigerante es primero enfriado hasta la saturación y después condensado hasta la fase de estado líquido.

Los condensadores son de tres tipos generalmente:

- i. Los enfriados por aire, emplean el aire como medio condensante y pueden ser de tiro horizontal o vertical; los de tiro vertical son los llamados comúnmente como condensadores remotos.
- ii. Enfriado con agua, emplean el agua para condensar el refrigerante, el más común son los condensadores de casco y tubo.
- iii. Evaporativos; estos emplean tanto el aire como el agua, aun cuando se tiene algún aumento en la temperatura del aire que está pasando a través del condensador se efectúa principalmente por la evaporación del agua rociada o atomizada sobre el serpentín. La función del aire, es



aumentar la razón de evaporación sacando el vapor de agua que resulta del proceso de evaporación.

El calor de condensación ( $Q_c$ ) es el calor cedido o rechazado al medio externo y es definido como la suma de la capacidad del sistema más el calor o trabajo de compresión total.

$$Q_c = \sum Q_e + \sum w'$$

Donde  $\sum Q_e$  es la capacidad del sistema y  $\sum w'$  es el trabajo de compresión.

#### **2.2.4.3. Válvulas sistema de frío**

##### **a. Válvula de expansión 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 y el grado de apertura, la razón de flujo a través de la válvula de expansión manual permanecerá siempre constante independientemente de la presión que se tenga en el evaporador; la principal desventaja de esta válvula es que no responde a los cambios de carga del sistema.

##### **b. Válvula de expansión termostática**

Debido a su alta eficiencia, es la que se usa más en la actualidad para control de refrigerante. Mientras la válvula de expansión automática está basada en mantener una temperatura y la presión constante en el evaporador, la válvula de expansión termostática se basa en mantener un grado de sobrecalentamiento de la succión en la salida del evaporador.

**c. Interruptor tipo flotador**

Este tipo de válvula se usa para el control de nivel de líquido en recipientes. Los interruptores de flotador se usan para operar dispositivos eléctricos asociados con el sistema de refrigeración, puede trabajar también de forma invertida usando un interruptor de acción inversa.

**d. Válvula solenoide**

Las válvulas solenoides se colocan generalmente en las tuberías de líquido, en lugar de válvulas de cierre manual para tener una operación automática.

**e. Válvulas de servicio a compresores**

Las válvulas de servicio para los compresores por lo general están diseñadas para atornillarse directamente a la carcasa del compresor y permiten aislar el compresor durante su traslado y permite direccionar la succión y descarga.

**f. Válvulas manuales**

Las válvulas manuales usadas en refrigeración pueden ser de tipo globo o de paso en ángulo; pese a que los códigos de tuberías prohíben usar válvulas de compuerta salvo para instalaciones grandes o en tuberías de agua y salmuera.

Las válvulas de ángulo tienen menor resistencia al paso de flujo, su uso es recomendable siempre que esto resulte práctico.

**2.2.4.4. Evaporador**

Un evaporador es cualquier superficie de transferencia de calor en el cual se vaporiza un líquido volátil para eliminar calor de un espacio o producto y se clasifica en:

**a. De expansión seca**

Las principales ventajas de un enfriador de expansión seca con respecto a los de tipo inundado son las pequeñas cargas de refrigerante que requieren y el regreso seguro de aceite hacia el compresor.

**b. Inundados**

Los diseños estándar incluyen arreglos tanto de tubos simples como de pasos múltiples. Para flujos de pasos simple, los tubos están dispuestos de tal manera que el líquido pasa simultáneamente a través de todos los tubos y en una o doble dirección.

En este tipo de evaporadores deben instalarse en la descarga tanques separadores o tanques acumuladores para separar cualquier líquido entremezclado con el vapor.

**2.2.4.5. Fluidos refrigerantes**

Es una sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o fluido.

Con respecto al ciclo de compresión de vapor el refrigerante es el fluido de trabajo el cual alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor respectivamente. Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo de compresión vapor debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico durante su uso.

Los refrigerantes básicamente se clasifican en freones (artificiales) y los naturales.

La emisión y uso de los refrigerantes halogenados están regulados por el protocolo de Montreal y su uso está orientado solo para aplicaciones de baja y media potencia frigorífica.

Los refrigerantes Naturales están representados por el amoníaco, el CO<sub>2</sub>, el agua y los hidrocarburos.

El amoníaco es el refrigerante que se usa bastante en la actualidad en los sistemas industriales. Aunque el amoníaco es tóxico, algo inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones.

El amoníaco es el refrigerante de mayor efecto refrigerante por libra, el cual, a pesar de su volumen específico alto en la condición de vapor, tiene una gran capacidad refrigerante con un desplazamiento pequeño; su punto de ebullición a presión atmosférica estándar es a -2.22 °C, aunque en condición anhidra no es corrosivo para todos los metales; pero en presencia de la humedad es corrosivo para todos los metales no ferrosos, los cuales deben evitarse en las instalaciones frigoríficas donde se usa amoníaco como fluido refrigerante.

#### **2.2.4.6. Fluidos intermedios refrigerantes**

Llamados también como refrigerantes secundarios, los más usados son: el agua, salmueras de cloruro de sodio y calcio, glicoles de etileno, propileno y metanol.

En aplicaciones donde la temperatura deba ser mantenida por debajo del punto de congelación del agua se utilizan por lo general las salmueras; se le da el nombre de salmuera a la

solución de agua y cualquier tipo de sal ocasionando que la temperatura de congelación del agua pura descienda considerablemente, todo ello hasta un cierto porcentaje de concentración crítica, llamada solución eutéctica, a partir del cual la salmuera se precipitara en forma de cristales de hielo lejos de seguir favoreciendo el descenso de la temperatura.

Las salmueras más comunes en la práctica de la refrigeración son:

- a. Salmuera de cloruro de calcio, se le usa generalmente en aplicaciones donde se requiera tener temperaturas inferiores -17 °C; la temperatura eutéctica es aproximadamente -55 °C para lo que se tiene que alcanzar una concentración de aproximadamente de 30% en peso.

La principal desventaja de la salmuera de cloruro de calcio es su efecto deshidratador y su tendencia a impartir un sabor amargo a los productos alimenticios cuando hace contacto con ellos.

- b. La salmuera de cloruro de sodio se emplea bastante en instalaciones donde se necesita hielo para el congelamiento de carne de pescado y otros productos.

La temperatura mínima que se obtiene con la salmuera de cloruro de sodio es de -21 °C y esto para una concentración de 23% en peso.

Para prevenir la corrosión requiere de una elección adecuada de los materiales e inhibidores por lo que es necesario realizar un test

de PH por que el cloruro de calcio y el cloruro de sodio son potencialmente corrosivos.

Obtener un PH de 7.5 tanto para la salmuera de sodio como para la de calcio es ideal y una forma de contrarrestar es agregando soda caustica disuelta en agua caliente. Otro inhibidor usado generalmente es el dicromato de sodio y este es el más efectivo y económico.

### **2.3. Seguridad y prevención de accidentes en plantas de refrigeración por amoniaco**

El objetivo de diseñar y operar un sistema frigorífico basado en las normas o directrices definidas por instituciones como la IIAR y la OHSAS 18001:2007 parte del cuestionamiento del amoniaco como refrigerante.

La seguridad en las instalaciones parte básicamente de conocer al amoniaco y entender que, es un compuesto químico que a temperatura ambiente es un gas incoloro de olor muy penetrante y nauseabundo y que su inhalación provoca: edema pulmonar, inflamación pulmonar, daños a las vías respiratorias, ojos y que en concentraciones elevadas puede causar la muerte (300ppm) y en contacto con la piel provoca quemaduras e irritación.

El amoniaco usado en la refrigeración es del tipo anhidro, es decir 99.98% puro y su forma química es  $\text{NH}_3$ . La norma ANSI/ASHRAE 34-2010 "Designation and safety classification of refrigerants" clasifica al amoniaco anhidro como B2 (Alta toxicidad-baja inflamabilidad), por lo que el amoniaco es seguro si se trata con cuidado y respeto.

Para una operación segura basta conocer las ventajas y características con la intención de definir las condiciones que permitan contar con una

planta segura minimizando los accidentes sobre las personas, las instalaciones, propiedad y medio ambiente.

Es necesario prevenir para proteger a los trabajadores equipando, educando, capacitando y controlando aspectos técnicos en la ingeniería, implementación, operación y mantenimiento.

Para tener una operación segura de las plantas de amoniaco se debe llevar un registro detallado y completo de:

- Parámetros de operación de compresores.
- Mantenimientos de compresores, tanques, válvulas y sistemas de control.
- Consumo de aceite en compresores.
- Cantidad de aceite purgado en el sistema
- Registro de eventos importantes.

### **CAPITULO III**

#### **DIAGNOSTICO, SITUACION ACTUAL DE LA PLANTA**

La empresa para abastecer la demanda de sus clientes produce hielo industrial en dos pozas de 30 TM cada una; los bloques de hielo de 50 kg estaban listos en un periodo aproximado de 30 horas de inmersión en salmuera enfriada por un sistema de frío por amoníaco del tipo inundado.

El sistema de frío de la planta está compuesto por dos compresores VILTER abiertos accionados por motores de 125HP C/U los cuales están acoplados por fajas; 01 condensador evaporativo enfriado por aire y agua, 01 tanque receptor de líquido, 02 tanques separadores de baja (01 para cada poza), 04 serpentines para la evaporación del fluido refrigerante, (02 serpentines por cada poza), y para la interconexión mecánica del sistema de frío se utilizó tuberías centralizadas tanto para la línea de líquido como para la línea de vapor.

De inicios de operación la planta presentó inconvenientes como:

- Primero; al entrar ambas pozas en operación, la distribución de carga no estaba balanceada, porque la producción de la primera poza estaba al 100% y la segunda poza al 60% por lo que no se obtenía en el lapso de 24 horas los bloques de hielo listos.
- Segundo; durante la operación de la planta la retención de aceite en el sistema era demasiado alto, específicamente en el serpentín del evaporador, ocasionando recargas de aceite de hasta 4 galones semanales, con la intención de mantener el nivel adecuado de aceite



en los compresores; corriendo el riesgo de generar un golpe de aceite por un arrastre repentino en la succión; además el exceso de retención de aceite en el sistema disminuía la capacidad frigorífica en los serpentines evaporadores y el condensador.

Según requerimientos la producción de hielo en cada poza debería cerrarse en un tiempo de 20 a 22 horas de manera simultánea. Por lo tanto determinando la necesidad del mercado y evaluando los problemas de producción se plantea la interrogante ¿será posible mejorar el diseño técnico, selección de equipos y problemas de producción, para garantizar y justificar la ampliación con la finalidad de aprovechar la oportunidad de mercado?

## CAPITULO IV

### DESARROLLO DE LA AMPLIACION

#### 4.1 Cálculo de la potencia frigorífica

##### 4.1.1 Consideraciones de calculo

Para el cálculo de la potencia frigorífica se tomaran en cuenta las siguientes consideraciones:

- i. La producción de hielo en bloque se va realizará en 02 pozas independientes donde cada poza tendrá la capacidad de producir 30 toneladas métricas de hielo.
- ii. Los bloques de hielo serán de 50 kg cada uno, esto por un tema estrictamente comercial.
- iii. Temperatura final de hielo será de  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- iv. Temperatura ambiente promedio de Lima,  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- v. Temperatura promedio del agua igual a  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- vi. Humedad relativa de Lima se considera aprox. 85 a 90%.
- vii. El fluido intermedio para la transferencia de calor será salmuera eutéctica de cloruro de sodio (NaCl) en una concentración aproximada de 23% en masa.
- viii. Temperatura de la salmuera para la producción de hielo en bloques se considerara entre  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- ix. Pérdida de calor mínima de  $Q= 4\text{ BTU/h}\cdot\text{pie}^2$ , parámetro no medible físicamente pero muy usada por los

fabricantes de paneles (Multypanel) para balancear los costos del aislamiento y operación de los sistemas de refrigeración.

- x. La influencia por radiación solar no se considera debido a que esta bajo cubierta o techo y por debajo del nivel de piso terminado.
- xi. Temperatura promedio del piso de la tina igual a 15 °C.
- xii. Temperatura promedio de la pared la tina igual a 20 °C.

#### 4.1.2. Cálculo de la potencia frigorífica necesaria para producir 60 TM de hielo en bloques.

$$Q1 = m_{H2O} * Ce_{H2O} * \Delta T_1 + m_{H2O} * L_{fusion} + m_{Hielo} * Ce_{Hielo} * \Delta T_2$$

$$Q1 = 30000kg \times \frac{1kcal}{kg*^{\circ}C} \times (25^{\circ}C - 0^{\circ}C) + 30000kg \times \frac{80kcal}{kg} + 30000kg \times \frac{0.5kcal}{kg*^{\circ}C} \times (0 - (-10))^{\circ}C$$

$$Q1 = 30000 * (25 + 80 + 5) = 3300000kcal$$

Considerando un periodo normal de producción de 22 horas por día, se obtiene la carga térmica necesaria para producir los bloques de hielo:

$$Q1 = \frac{3300000kcal}{22h} = 150,000kcal / h$$

$$Q1 = 595,248BTUH = 49.61TR \dots\dots\dots(2)$$

#### 4.1.3. Cálculo de la potencia frigorífica por pérdida a través de las paredes, piso y tapa de la tina.

Según el esquema determinamos la resistencia equivalente tanto para la pared y el piso de la tina:

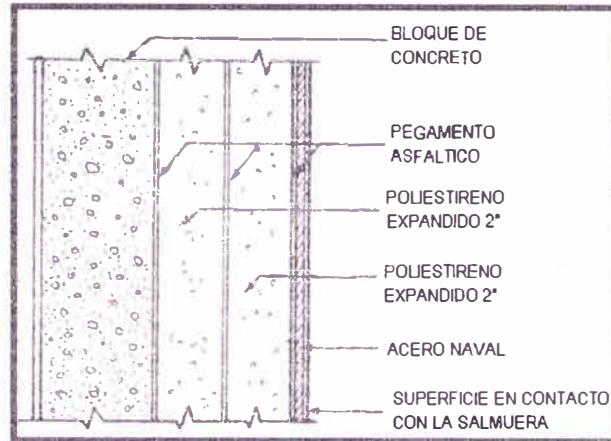


Figura Nº 4.1 (Disposición del aislamiento, pared de la tina)

Haciendo uso de la ecuación de transferencia de calor:

$$Q = U * A * \Delta T \dots\dots\dots (3)$$

Despejamos el coeficiente de transferencia de calor U y reemplazamos el valor de flujo de calor recomendado de

$$4 \frac{BTU}{h * pie^2} \text{ tomado del "Boletín técnico Nº 3" de la marca$$

REFRIPANEL - MULTYPANEL (Pág. 5) donde obtenemos:

$$q = \frac{Q}{A} = U * \Delta T = 4 \frac{BTU}{h * pie^2}$$

$$U = \frac{4}{\Delta T} = \frac{4}{T_{ext} - T_{salmuera}} \dots\dots\dots (4)$$

Despreciando el coeficiente convectivo entre la salmuera y la pared de la tina, la resistencia térmica equivalente del sistema quedara igual a:

$$R = \frac{1}{U} = \frac{e}{k} \dots\dots\dots (5)$$

Despejando "e" (espesor del aislamiento) de la ecuación (5):

$$e = R * k \dots\dots\dots (6)$$

Reemplazando los datos en la ecuación (4) calculamos los valores de los coeficientes de transferencia de calor total (U) tanto para el piso como para la pared de la tina:

$$\Delta T_1 = 15^\circ C - (-15^\circ C) = 30^\circ C$$

$$U_{piso} = 0.13333 \frac{BTU}{h * ft^2 * K}$$

$$R_{piso} = 7.50 \frac{h * ft^2 * K}{BTU} \dots\dots\dots(5)$$

$$\Delta T_2 = 20^\circ C - (-15^\circ C) = 35^\circ C$$

$$U_{pared} = 0.114286 \frac{BTU}{h * ft^2 * K}$$

$$R_{pared} = 8.75 \frac{h * ft^2 * K}{BTU} \dots\dots\dots(6)$$

Tomando el valor de la conductividad térmica (K) del poliestireno expandido de densidad de 20 Kg/m<sup>3</sup>

$$(k = 0.039938 \frac{BTU}{h * ft * K}) \text{ (dato tomado del manual de$$

INSTAPANEL pagina 4) calculamos el espesor de material aislante necesario tanto para el piso como para la pared de la tina productora de hielo

$$e_{piso} = R_{piso} * K = 0.299535 ft = 3.594 in \dots\dots\dots(7)$$

$$e_{pared} = R_{pared} * K = 0.3495 ft = 4.194 in \dots\dots\dots(8)$$

Considerando un espesor de plancha normalizado corregimos los espesores hallados:

- $e_{piso} = 4 in$  (01 planchas de 4 pulgadas de espesor)

- $e_{pared} = 6in$  (03 planchas de 2 pulgadas de espesor)

Siguiendo el mismo procedimiento anterior determinaremos la pérdida a través de la tapa de la tina, tablonces de madera tornillo.



Figura N° 4.2: (Disposición tapas de madera)

Observando la figura (4.3), determinaremos el coeficiente global de transferencia de calor y con ello la pérdida a través de la superficie de la tapa de la tina.

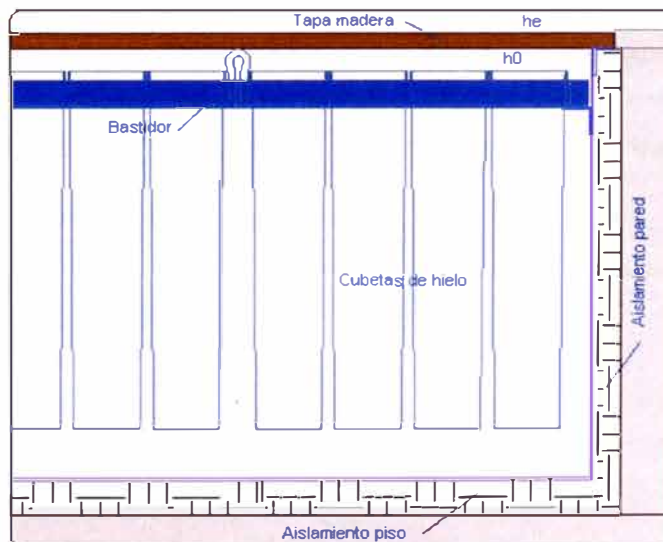


Figura N° 4.3: (Corte tina productora de hielo)

Tomando el valor de conductividad térmica de la madera

tornillo igual a  $k = 0.159 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ , cambiando las unidades

$$k = 0.1654 \frac{BTU}{h \cdot ft \cdot F} \quad (\text{dato obtenido de las tablas y}$$

diagramas de "National Institute of standards and technology" 1995).

Como la resistencia térmica de la madera es pequeña es necesario considerar el coeficiente convectivo del aire al interior y exterior; por lo tanto la resistencia térmica total será:

$$R_{Total} = R_{madera} + R_{h0} + R_{hexct}$$

Con los datos anteriores y el espesor de la madera igual a 4 cm (0.1312 ft) determinamos la resistencia térmica de la madera

$$R_{madera} = \frac{0.1312}{0.1654} = 0.7934 \frac{h \cdot ft^2 \cdot F}{BTU}$$

Considerando el coeficiente convectivo del aire en el interior, entre la madera y la superficie de la salmuera, igual a

$$h_0 = 1.6 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (\text{dato tomado de manual IIAR capitulo 12}$$

"REFRIGERATION LOAD") calculamos la resistencia convectiva del aire en el interior.

$$R_{h0} = \frac{1}{h_0} = 1.0953 \frac{h \cdot ft^2 \cdot F}{BTU}$$

Considerando que la superficie externa está expuesta a una velocidad de aire promedio de 15 metros por hora (mph), el coeficiente convectivo será  $h_{ext} = 6 \frac{W}{m^2 * K}$  (dato tomado del manual IIR capítulo 12 "REFRIGERATION LOAD") con el cual la resistencia convectiva del exterior será:

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext}} = 0.6203 \frac{h * ft^2 * F}{BTU}$$

Por lo tanto la resistencia térmica total será:

$$R_{total} = 0.7934 + 1.0953 + 0.6203 = 2.51 \frac{h * ft^2 * F}{BTU}$$

Haciendo uso de la ecuación (5) calculamos el coeficiente global:

$$U = \frac{1}{R} = 0.3986 \frac{BTU}{h * F * ft^2} \dots\dots\dots(9)$$

Con este valor determinamos la pérdida de calor a través de la superficie de la tapa de la tina

$$q = \frac{Q}{A} = U * \Delta T = (0.3986 * 63) \frac{BTU}{h * ft^2}$$

$$\Delta T = 77 - 14 = 63F$$

$$q = \frac{Q}{A} = 25.112 \frac{BTU}{h * ft^2} \dots\dots\dots(10)$$

Donde:

$$T_{amb} = 25^{\circ}C = 77F$$

$$T_{sup.salmuera} = -10^{\circ}C = 14F$$

$$Area_{sup\_base\_tina} = 14.1m * 5.6m = 78.96m^2 = 849.92ft^2$$



Por lo tanto reemplazando los datos en la ecuación (10) obtenemos:

$$Q = 25.112 \times 849.92 = 21343.02 \frac{BTU}{h}$$

**Resumen:** considerando todos los casos anteriores calculamos la potencia frigorífica necesaria:

- a. Por congelamiento de el agua en las cubetas

$$Q_a = 545644 \frac{BTU}{h} = 45.47TR$$

- b. Por perdidas a través del piso de la tina

$$Q_b = U * A * \Delta T = 0.1333 \times 849.92 \times (288 - 263) \frac{BTU}{h}$$

$$Q_b = 2832 \frac{BTU}{h} = 0.236TR$$

- c. Por perdidas a través de las paredes de la tina

$$Q_c = U * A * \Delta T = 0.1143 \times 508.92 \times (293 - 263) \frac{BTU}{h}$$

$$Q_c = 1744.87 \frac{BTU}{h} = 0.145TR$$

- d. Por perdida a través de la superficie de las tapas de madera

$$Q_d = U * A * \Delta T = 0.3986 \times 849.92 \times (77 - 14) \frac{BTU}{h}$$

$$Q_d = 21343.02 \frac{BTU}{h} = 1.779TR$$

Por lo tanto la potencia frigorífica será:

$$Q_{Total} = Q_a + Q_b + Q_c + Q_d = 49.61 + 0.236 + 0.145 + 1.778$$

$$Q_{Total} = 51.76TR \dots\dots\dots(11)$$

## 4.2. Selección de equipos de frío

### 4.2.2. Consideraciones para la selección de equipos

Tomando como referencia la potencia frigorífica estimada para el sistema, seleccionaremos los equipos necesarios para cubrir la demanda.

Al momento de seleccionar se tomara en cuenta las siguientes consideraciones:

- i. Temperatura de evaporación o succión del refrigerante

$$T_{\text{evaporacion}} = T_{\text{salmuera}} - 5^{\circ}C = -15^{\circ}C = 5F$$

- ii. Temperatura de condensación del amoniaco

$$T_{\text{condensacion}} = T_{\text{ambiente}} + 10^{\circ}C = 35^{\circ}C = 95F$$

- ii. Humedad relativa de la ciudad de Lima 85 a 90%

$$T_{\text{bulbo\_humedo}} = 23.3^{\circ}C = 74F$$

### 4.2.3. Selección del compresor

Para seleccionar el compresor determinaremos el requerimiento de flujo de refrigerante para la potencia frigorífica estimada.

Tomando como referencia la Figura N° 4.4 vamos a determinar el efecto refrigerante.

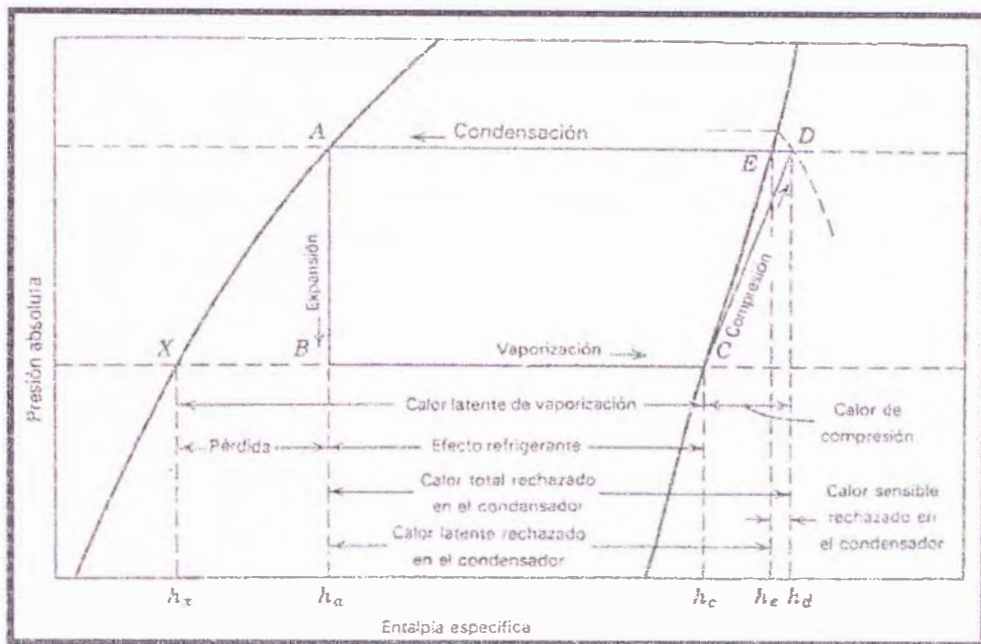


Figura N° 4.4: (Diagrama Presión vs Entalpia)

Del diagrama anterior hallamos los valores de las entalpías:

$$h_A = h_B = h_u = h_{f(35^{\circ}C)} = 351.71 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_C = h_{g(-15^{\circ}C)} = 1424 \frac{kJ}{kg}$$

Con el valor de las entalpías determinadas calculamos el efecto refrigerante:

$$\Delta h = h_{g(-15^{\circ}C)} - h_{f(35^{\circ}C)} = (1424 - 352) \frac{kJ}{kg} \dots\dots\dots(12)$$

$$\Delta h = 1,072 \frac{kJ}{kg} = 1016.06 \frac{BTU}{kg}$$

Ahora para cubrir la potencia frigorífica de todo el sistema consideraremos un factor de seguridad del 20% como adicional (Para enfriamiento de aceite, cabezales del compresor y pérdidas en las tuberías)

$$Q_c = Q_{necesario} = Q_{calculado} * 1.2 = 51.76 \times 1.2 = 62.10TR$$

$$Q_c = 62.10TR = 62.10 \times 12000 = 745200 \frac{BTU}{h} \dots\dots\dots(13)$$

Dividiendo las ecuaciones (13) y (12) calculamos el flujo másico del refrigerante

$$\dot{m} = \frac{Q_c}{\Delta h} = \frac{745,200.00}{1,016.06} = 733.42 \frac{kg}{h} \dots\dots\dots(14)$$

Considerando la formula de volumen especifico igual a:

$$v = \frac{\dot{V}}{\dot{m}} \dots\dots\dots(15)$$

De las tablas de vapor saturado del amoniaco determinamos el volumen especifico de la succión a -15 °C

$$v_{g(-15^\circ C)} = 0.5092 \frac{m^3}{kg} \dots\dots\dots(16)$$

Reemplazando los resultados de (14) y (16) en la ecuación (15) obtenemos el caudal o flujo de refrigerante

$$\dot{V} = v_g * \dot{m} = 0.51 \times 733.42 = 373.46 \frac{m^3}{h} \dots\dots\dots(17)$$

$$\dot{V} = 373.46 \frac{m^3}{h} = 6.2243 \frac{m^3}{min} = 219.81CFM$$

De las tablas proporcionadas por VILTER (fabricante de compresores reciprocantes) seleccionamos el modelo que cumpla con los requerimientos de caudal y capacidad térmica según lo calculado.

$$\dot{V} = 219.81CFM \quad y \quad Q = 62.1TR$$

$$T_{condensacion} = 35^\circ C = 95F$$

$$T_{evaporacion} = -15^\circ C = 5F$$

Tabla N° 4.1: (Catalogo técnico cortesía VILTER)

CONDENSING Pressure (psig) and Corresponding Temperature (°F)		REFRIGERANT R717 (AMMONIA) <i>Vilter</i> <b>450 XL</b> BAS											
		COMPRESSOR MODEL											
		SUCTION		452XL		454XL		456XL		458XL		4512XL	
Temp. of	Press. psig	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP		
175# 93.0°	-10	9.0	13.3	27.7	26.7	53.0	40.0	77.9	53.2	103.9	80.1	155.9	
	-5	12.2	15.8	29.6	31.6	56.6	47.4	83.2	63.0	110.9	94.8	166.5	
	0	15.7	18.5	31.5	37.0	60.2	55.5	88.5	73.8	118.0	111.0	177.1	
	5	19.6	21.4	33.2	42.9	63.4	64.3	93.2	85.5	124.3	128.7	186.5	
	10	23.8	24.7	34.8	49.5	66.5	74.2	97.8	98.7	130.3	148.5	195.6	
	15	28.4	28.5	36.2	57.1	69.3	85.6	101.9	113.9	135.8	171.2	203.8	
	20	33.5	32.5	37.5	65.1	71.7	97.6	105.4	129.8	140.5	195.2	210.9	
25	39.0	36.9	38.6	74.0	73.8	110.9	108.5	147.6	144.7	221.9	217.1		
30	45.0	41.6	39.4	83.4	75.3	125.0	110.7	166.3	147.6	250.1	221.5		
95° 181.1°	-10	9.0	13.1	28.0	26.3	53.5	39.4	78.7	52.4	104.9	78.9	157.3	
	-5	12.2	15.6	29.9	31.2	57.1	46.8	83.9	62.2	111.9	93.6	167.9	
	0	15.7	18.2	31.8	36.5	60.7	54.7	89.2	72.8	119.0	109.5	178.5	
	5	19.6	21.1	33.5	42.3	64.0	63.4	94.1	84.4	125.4	126.9	188.2	
	10	23.8	24.4	35.2	48.8	67.2	73.2	98.8	97.3	131.7	146.4	197.6	
	15	28.4	28.1	36.7	56.4	70.2	84.5	103.2	112.5	137.6	169.1	206.5	
	20	33.5	32.1	38.0	64.4	72.7	96.5	106.9	128.4	142.5	193.1	213.8	
25	39.0	36.6	39.2	73.4	75.0	110.0	110.3	146.4	147.0	220.1	220.6		
30	45.0	41.3	40.1	82.8	76.6	124.1	112.6	165.1	150.1	248.3	225.3		

Según el cuadro anterior se selecciona un compresor VILTER Modelo 456XL (06 pistones) que rinde una potencia frigorífica aproximada de 63.4TR y tiene una potencia de freno de 94.1BHP.



Figura N° 4.5: (Compresor VILTER – sala de maquinas)

#### 4.2.4. Selección del evaporador:

Conociendo la capacidad del compresor seleccionaremos el evaporador necesario tomando en consideración lo siguiente:

- i. Modo de operación del evaporador, es decir expansión seca o inundado.
- ii. Tipo de fluido intermedio para la transferencia según temperatura necesaria para la producción de hielo en bloque.
- iii. Velocidad de la salmuera necesaria para la transferencia de calor entre el amoniaco y el fluido intermedio.
- iv. En evaporadores inundados es necesario tener en cuenta la relación de circulación ( $\eta$ ) la cual según la IIAR esta debe estar alrededor de 2 a 4 para sistemas recirculados.

$$\eta = \frac{\text{Flujo de liquido al evaporador}}{\text{Flujo de vapor al compresor}}$$

Por lo tanto según diseño del fabricante (MEBRAFE) se considerará evaporadores inundados, (02 serpentines por poza) donde cada serpentín es fabricado a modo de tener 02 pases e ingreso de líquido por gravedad. Cada serpentín tendrá la potencia frigorífica de 32TR.



Figura N° 4.6: (Evaporador tipo sumergido, diseño MEBRAFE)

#### 4.2.5. Selección del condensador:

Determinado la capacidad del compresor se procede a calcular el condensador ideal por cada compresor, que para este caso y por la capacidad del sistema seleccionaremos un condensador del tipo evaporativo.

Pasos a seguir para una adecuada selección del condensador evaporativo:

- i. Determinar la capacidad frigorífica total del sistema, que para nuestro caso el sistema va estar integrado de 02 compresores Vilter Modelo 456XL por lo tanto la capacidad total será.

$$Q_{total} = 64 \times 2 = 128TR = 1536MBH$$

- ii. Determinar la intensidad del nivel sonoro aceptado por el proyecto, el cual depende de la ubicación de los equipos respecto a sectores habitacionales u áreas de trabajo de personal el cual nos permite cumplir con la OSHA.

La forma de controlar la intensidad sonora radica básicamente en el control de la velocidad y el diámetro de los ventiladores.

- iii. Determinar las condiciones de operación del condensador

$$T_{condensacion} = 35^{\circ}C = 95F$$

$$T_{bulbo-humedo} = 23.3^{\circ}C = 74F$$

$$H_{relativa} = 85.0\%$$

- iv. Según el gráfico N° 4.4 determinar las propiedades de la descarga del compresor considerando un proceso de

compresión ideal, isentrópico, que cumple lo siguiente ( $s_C = s_D$ ).

Con las propiedades halladas, anteriormente, para la succión determinamos el valor de la entropía en el punto C.

$$s_C = s_{g(-15^\circ C)} = 5.55 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Considerando las propiedades a la descarga de los compresores determinamos:

$$T_{condensacion} = T_E = 35^\circ C = 95F$$

$$P_E = P_D = P_{man\_descarga} = 12.5bar = 181.3psig$$

$$P_{Abs\_descarga} = P_{man} + P_{atm} = 195.99Psi = 1,351.32kPa$$

Con estos valores y de tablas sobre las propiedades del amoníaco sobre-calentado determinamos las propiedades en el punto "D"

$$h_D = 1,661.64 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_D = 104.10^\circ C$$

- v. Con las propiedades calculadas determinamos la capacidad del condensador por cada compresor ( $Q_B$ )

$$Q_B = \dot{m}^* (h_D - h_A)$$

$$Q_B = 733.42 \frac{kg}{h} \times (1661.637 - 351.71) \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_B = 760766.66 \frac{kJ}{kg} = 910593.176 \frac{BTU}{h} = 75.88TR$$



Por lo tanto la capacidad del condensador a instalar en la planta será de:

$$Q_{condensador} = 2 * Q_B = 2 \times 75.88 = 151.76TR$$

Pero este valor no considera las condiciones ambientales de operación como humedad relativa, altitud (msnm) de instalación; por lo que será necesario asignar factores de corrección para compensar estos efectos por lo que asumiremos lo siguiente:

- a. El condensador se instalará en la ciudad de Lima, (altura 0 msnm) el factor de corrección por altitud es igual a:  $f_h = 1$
- b. Humedad relativa promedio de 85% por lo que el factor de corrección por rechazo de calor para un compresor abierto a estas condiciones será: (Dato tomado pág. 316 del libro "Principio de refrigeración" autor: Roy J. Dossat)  $f_{HR} = 1.16$

Con lo que la capacidad del condensador será:

$$Q_{Total\_condensador} = 151.76 \times 1 \times 1.16 = 176.04TR$$

Por lo tanto de tablas del fabricante, BALTIMORE AIRCOIL (USA), determinamos el modelo del condensador el cual corresponde a:

- Condensador tipo: evaporativo
- Modelo :CXV 134KM
- Potencia cond. : 178.8TR.



Figura N° 4.7: (Condensador evaporativo CXV)

#### **4.3. Selección de tuberías, válvulas y sistemas intermedios**

##### **4.3.1. Selección de la tuberías**

Al momento de seleccionar la tubería en los sistemas de refrigeración se debe tener en cuenta lo siguiente:

1. La compatibilidad del material de la tubería con el tipo de refrigerante a usar.
2. Caudal y fase del refrigerante a transportar.
3. Longitud equivalente de la tubería.
4. Determinar el número de Reynolds adecuado para el transporte de refrigerante, se evita en lo posible un flujo laminar, la idea es tener la menor pérdida de presión y la velocidad suficiente para el arrastre del aceite en su retorno al compresor; según la IIAR se recomiendan los siguientes valores de velocidad.

- En tuberías de descarga de 12 a 16 m/s el cual dependerá mucho de la temperatura de descarga; además se considera una caída de presión de 1 a 3 °C.
  - En las líneas de líquido saturado, a la salida del condensador, se considera una velocidad de 0.2 a 0.8 m/s.
  - En la línea de succión seca, se considera en el rango de 16 a 40 m/s; además se debe considerar una pendiente de 1% para evacuar condensados. La caída de presión máxima para este caso será de 0.5 °C
5. Diámetro normalizado, tratando de elegir el de menor costo, que cumpla con los requerimientos de velocidad y disminuya las pérdidas en el transporte del refrigerante.
  6. El procedimiento de fabricación de las tuberías para uso en refrigeración, específicamente para el amoníaco como fluido refrigerante, según recomendación de la IIAR, será:
    - a. Para temperaturas de fluido hasta -29 °C se recomienda la fabricación bajo la norma ASTM A 160 GR B, pero de manera equivalente se puede usar las tuberías estándar A53 GRADO A o B tipo E (electro-soldable)
    - b. Para temperaturas por debajo de -29 °C se recomienda la fabricación bajo la norma ASTM A 333.
  7. Las características de las tuberías de amoníaco se deben elegir según la Norma ASME B31.5 el cual establece la siguiente regla:

- a. Tuberías de acero al carbono para línea de líquido menores o igual a 1-1/2" de espesor no debe ser inferior a SCH80
  - b. Líneas de líquido de 2" a 6" no debe ser inferior a SCH40.
  - c. Líneas de líquido de 8" a 12" no debe ser inferior a SCH20
  - d. Líneas de vapor de 6" no debe ser inferior a SCH40.
  - e. Líneas de vapor de 8" a 12" no debe ser inferior a SCH20
  - f. Líneas de vapor de 14" no debe ser inferior a SCH10
  - g. Todas las tuberías roscables no deben ser inferiores a SCH80.
  - h. Los codos, uniones y tees deben ser diseñados para una presión mínima de 21 MPa y construidos de acero forjado.
  - i. La calidad y procedimientos de soldadura se debe realizar de acuerdo a la sección IX del código ASME, en el que se establece los tipos y consideraciones para la preparación para la soldadura; específicamente en tuberías para transporte de amoniaco se usan los procedimientos descritos en el código ASME sección B31.5.
8. Para una selección rápida del diámetro de las tuberías se utilizaran tablas normalizadas proporcionadas por los fabricantes de equipos de frio y la IIAR.



Figura N° 4.8: (Tendido de tuberías de succión)

#### 4.3.2. Selección de válvulas

Para una correcta selección de las válvulas de los sistemas de refrigeración será necesario tomar en cuenta lo siguiente:

- a. La capacidad térmica de la tubería y la fase de fluido donde se va a instalar.
- b. Las válvulas deben generar la menor caída de presión salvo la válvula de expansión cuya función es producir la caída de presión necesaria para iniciar el proceso de evaporación.

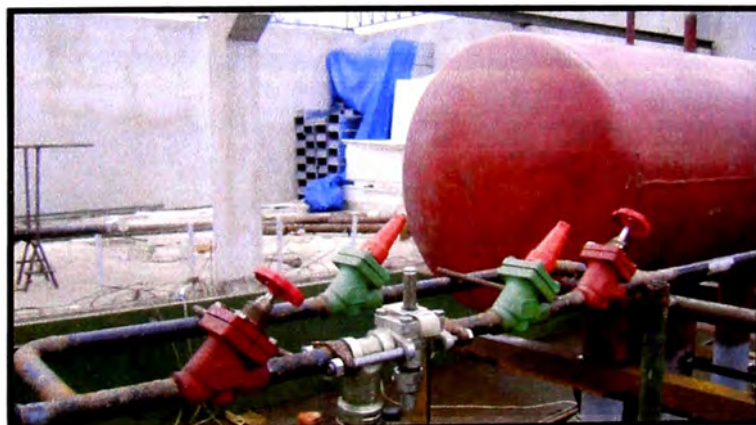


Figura N° 4.9: (Paquete válvulas inyección de líquido)



Figura N° 4.10:  
(Válvulas flotadoras control de nivel de líquido TSB)

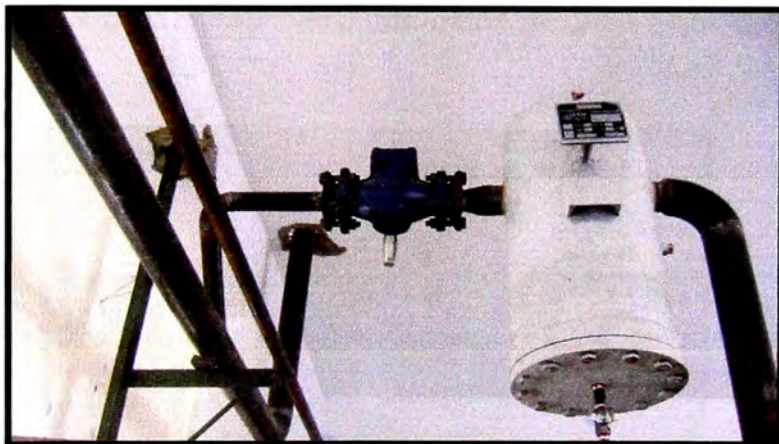


Figura N° 4.11: (Válvula check descarga y separador de aceite)

### 4.3.3. Selección de sistemas intermedios

#### a. Tanque separador de baja presión y vaporiter

Las trampas y los tanques de succión se dimensionan tomando en cuenta: la velocidad y/o flujo de vapor, la distancia de separación y volumen del acumulador.

La velocidad de separación del vapor debe ser tal que no se produzca la succión de burbujas líquidas, mayor al 1% de líquido en masa, el cual dependen del tipo de refrigerante, su densidad y la tensión superficial.

Cuando se dimensiona un separador horizontal de baja es necesario tomar en cuenta la velocidad de separación, de modo práctico para los tanques acumuladores se considera una velocidad mínima de 140 ft/min para compresores de simple etapa e igualmente como regla importante no debe exceder los 200 ft/min.

Esta velocidad debe ser confirmada para una distancia de separación de 20 pulgadas entre los 30° y 0°.

El material para la fabricación de estos tanques es SAE 516-70.



Figura N° 4.12: (TSB conectado a los serpentines evaporadores)

#### **b. Tanque recibidor de líquido**

En los sistemas industriales de refrigeración generalmente incorporan recibidores de refrigerante de alta presión para

manejar la variación de volumen entre el condensador y los sistemas del lado de baja presión durante la operación y además el barrido durante el defrost. Idealmente el receptor debería ser lo suficientemente grande para contener la carga de todo el sistema, pero esto no es generalmente lo más económico, un análisis del sistema nos permite determinar el tamaño óptimo del sistema.

El receptor esta comúnmente ecualizando la entrada del condensador y operando a la misma presión, por lo que para La selección y diseño de los tanques recibidores de líquido se realiza tomando en cuenta lo siguiente:

- El volumen del serpentín del condensador
- El volumen de los evaporadores el cual multiplicada por un factor que depende del tipo de operación (seca o inundada).
- El volumen de líquido en los tanques de baja y condensadores.

Por lo tanto el volumen del tanque receptor de líquido para el sistema aproximadamente será:

$$V_{TRL} = \frac{(V_{cond} * 0.8 + 4 * V_{evap\_mund} + 2 * V_{SBP} * 0.30)}{0.8}$$

Los tanques recibidores están constantemente ecualizando el condensador, por lo que es importante proveer la instalación de válvulas de seguridad, los cuales se elegirán de acuerdo a la norma ANSI/ASHRAE 15-1994 la cual establece la capacidad de descarga en pies cúbicos de aire por minuto según la fórmula:



$$C = f * D * L$$

Donde:

C: Es la capacidad de descarga mínima de la válvula en pies cúbicos por minuto, CFM.

$f$ : Factor para amoniaco igual 0.5

D: Diámetro del tanque en pies.

L: Longitud del tanque en pies.

Para la fabricación de los tanques se recomienda usar el material acero ASTM A-516 Gr 70 de un espesor mínimo de  $\frac{1}{4}$ " con un recocido térmico para alivio de tensiones; y además se someterá a presiones de prueba de 350 psig; por lo que la válvula de seguridad instalada deberá estar seteada a la siguiente presión de ruptura:

$$P_{set} = P_{prueba} * 0.9$$

$$P_{set} = 345 \times 0.9 = 310.5 \text{ psig}$$

Por lo que según presiones normalizadas elegimos una válvula de seguridad seteada a 300 psig.



Figura N° 4.13: (Tanque recibidor de liquido TRL)

### c. Agitador de salmuera

En principio tenemos que entender el funcionamiento de las hélices marinas, es decir de manera práctica podemos decir que el avance de una hélice es como la penetración en un corcho, en este caso sería el agua, que por cada giro que se realiza en el agua es empujado hacia atrás y que por principio de acción y reacción se produce la impulsión.

Desde el punto de vista de la física podríamos decir que se conserva la cantidad de movimiento, es decir la cantidad de movimiento del agua de mar es igual a la cantidad de movimiento de un barco.

Por lo tanto para determinar la cantidad de agua impulsada necesitaremos los siguientes datos:

- rpm del eje de la hélice.
- Diámetro de la hélice de impulsión (D).
- Paso de inclinación de la hélice.

Con los datos anteriores determinar el avance de la hélice en función al paso (característico de cada hélice) y las RPM.

$$Dis\ tan\ cia = paso * 2 \quad (m)$$

$$Avance = RPM * Dis\ tan\ cia \quad (m/min)$$

Por lo tanto la cantidad de fluido impulsado será aproximadamente igual a:

$$Caudal\_salmuera = \left( \frac{\pi * D^2}{4} \right) * Avance \quad (m^3/min)$$

Un valor recomendado, según experiencia, es de alrededor de 8 a 9 m<sup>3</sup>/min.

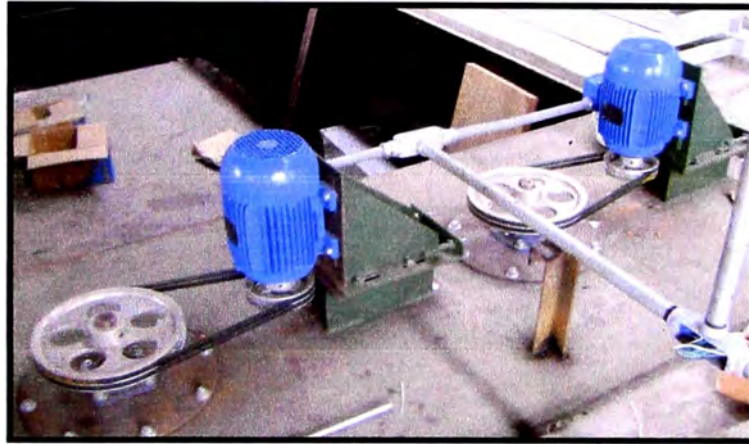


Figura N° 4.14: (Agitadores de salmuera)

#### d. Puente de grúa

Para el diseño del puente de grúa se toma en cuenta básicamente lo siguiente:

- El tipo de puente de grúa, es decir si es un sistema bi-riel o mono riel.
- Forma de operación, es decir manual u automático.
- Análisis estático de carga, para determinar el tipo de perfil, dimensiones y características del material del puente de grúa.
- Análisis dinámico de carga según la forma de operación.



Figura N° 4.15: (Puente de grúa, yugo y poza desmolde)

**e. Preparación de la salmuera.**

La salmuera de cloruro de sodio es muy usada como fluido intermedio en plantas productoras de hielo en bloques.

Basados en la premisa que:

- la salmuera eutéctica se alcanza con un 23% en peso.
- El punto más bajo de congelamiento es de -21 °C.
- La densidad de la solución eutéctica a 15 °C es igual a 1174 kg/m<sup>3</sup>.

Determinamos la cantidad de cloruro de sodio necesario para preparar la salmuera que servirá como fluido intermedio en el proceso de producción de hielo en bloque.

El volumen de salmuera necesaria a preparar lo determinaremos de la siguiente fórmula:

$$V_{util\_tina} = V_{Total} - V_{cubetas} - V_{serpentin}$$

$$V_{util\_tina} = L * W * H - 640 * V_{c/cubeta} - 2 * V_{serpentin} \dots\dots\dots(\alpha)$$

Definiendo la geometría de las cubetas calculamos el volumen ocupado por las cubetas.

Donde es necesario saber que cada tina productora de hielo hay 32 bastidores y cada bastidor contiene 20 cubetas de hielo por lo tanto tenemos 640 cubetas en total. Cada cubeta tiene una forma tronco trapezoidal cuyo volumen lo determinaremos, (Obsérvese el grafico N° 4.16).

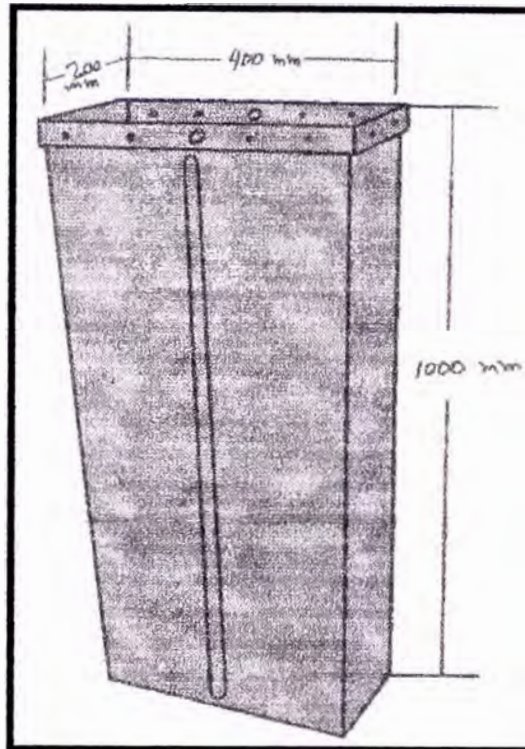


Figura N° 4.16: (Cubeta de hielo de 50 kg)

$$V_{c/cubeta} = \frac{h}{3} * (S_1 + S_2 + \sqrt{S_1 * S_2})$$

Donde:

$S_1$ : Área superior del tronco trapezoidal

$S_2$ : Área inferior del tronco trapezoidal

$h$ : Altura de nivel de salmuera en la cubeta

$$V_{c/cubeta} = \frac{0.975}{3} (0.20 \times 0.40 + 0.18 \times 0.38 + \sqrt{0.0800 \times 0.0684}) m^3$$

$$V_{c/cubeta} = 0.0723 m^3$$

Pero el volumen útil de hielo en la cubeta tendrá un volumen

$$\text{de: } V_{c/cubeta} = 0.0723 m^3 \times 0.85 = 0.061455 m^3$$

Con lo que masa promedio de hielo será:  $m = \rho_{hielo} * V_{hielo}$

$$m_{hielo} = 0.061455 \times 916.8 = 56kg$$

Ahora el volumen ocupado por cada serpentín es igual a 0.17 m<sup>3</sup>.

Por lo tanto reemplazando los datos en la ecuación (α) obtenemos:

$$V_{util\_tina} = (5.6 \times 14.1 \times 1.0 - 640 \times 0.0723 - 2 \times 0.17)m^3$$

$$V_{util\_tina} = 32.35m^3 = 32350.00litros$$

Entonces será necesario preparar 32.35 m<sup>3</sup> de salmuera con cloruro de sodio industrial; por lo tanto necesitaremos una masa de:

$$m_{Total} = \rho_{salmuera} * V_{total} = 1.174 \times 32350 = 37978.90kg$$

$$\text{Donde: } \rho_{salmuera} = 1.174 \frac{kg}{lit}$$

Por lo tanto la masa total de salmuera es igual a:

$$m_{Total} = m_{H2O} + m_{NaCl}$$

Ahora considerando que la salmuera eutéctica lo obtenemos con una concentración de 23% en peso de salmuera pero a -10°C; pero como la salmuera se va a preparar a una temperatura de 15°C consideraremos la concentración equivale a 22.4%, con lo que la masa de sal será igual a:

$$m_{sal} = \%peso * m_{total} = 0.224 \times 37978.90 = 8507.27kg$$

$$m_{agua} = 37,978.90 - 8,507.27 = 29,471.63kg$$

Las salmueras con un PH de 7.5 en especial en las de cloruro de sodio es ideal para evitar y prevenir la corrosión de los materiales de acero al carbono.

Para que la salmuera sea alcalina se le puede agregar dicromato de sodio en una cantidad  $2 \text{ kg/m}^3$ .

$$m_{\text{dicromato}} = 31.26 \text{m}^3 * 2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 62.52 \text{kg}$$

#### 4.4. Expediente técnico

##### 4.4.1. Equipos de refrigeración:

###### a. Compresor:

- Cantidad: 02
- Tipo: Reciprocante (Pistón)
- Marca: VILTER (USA)
- Modelo: VMC -456XL
- Tipo Refrigerante: R-717 (AMONIACO)
- Capacidad Frigorífica: 60.80 TR
- Temp. de succión:  $-15 \text{ }^\circ\text{C}$  (5 F)
- Temp. de condensación:  $+35 \text{ }^\circ\text{C}$  (95 F)

###### Observación:

Cada unidad de compresión está equipada con: Motor eléctrico de 125 hp (460V/3/60hz), Calentador de aceite de cárter, termómetro de aceite, Juegos de poleas (compresor – motor), fajas, separador de aceite, presostatos de alta y baja, manómetros, válvulas de servicio y sistema de enfriamiento de cabezales por inyección de amoníaco.

###### b. Condensador

- Cantidad: 01
- Tipo: Evaporativo.
- N° de ventiladores: 02 Tipo Axial
- Marca: BALTIMORE (USA)
- Modelo: CXV – 134KM
- Tipo Refrigerante: R-717 (AMONIACO)
- Capacidad Frigorífica: 178.8 TR
- Temp. de bulbo húmedo:  $25 \text{ }^\circ\text{C}$

- Temp. de condensación: 35 °C

**c. Evaporador**

- Cantidad: 04
- Tipo: Serpentin de inmersión.
- Modelo: Inundado
- Capacidad: 32.5 TR C/U.
- Temp. evaporación: -15 °C

**4.4.2. Equipos complementarios del sistema de refrigeración**

**a. Tanque recibidor de líquido**

- Cantidad: 01
- Modelo: TRL - Horizontal
- Volumen: 1.45 m<sup>3</sup>
- Capacidad NH<sub>3</sub>: 1,130 litros.
- Protección: Base zinc-cromato epóxico y Acabado con esmalte color amarillo
- Equipamiento:
  - Válvula de seguridad dual Marca Danfoss seteada a 300 psi.
  - Visor de nivel de líquido.
  - Válvulas de ingreso y salida.
  - Válvula de dren rápido de aceite de ½".

**b. Tanque separador de baja:**

- Cantidad: 02
- Tipo: TSB-Horizontal
- Protección: Base zinc-cromato epóxico
- Volumen int.: 0.6 m<sup>3</sup>
- Capacidad: 350 litros.
- Temp. operación: -15 °C
- Equipamiento:
  - Válvula de seguridad Marca Danfoss seteada en 150 psi.
  - Controles de nivel de liquido alta y baja.



**c. Tanque de succión:**

- Cantidad: 01
- Tipo: Vaporiter
- Protección: Base zinc- cromato epóxico.
- Volumen: (interior) 0.75 m<sup>3</sup>
- Capacidad NH<sub>3</sub>: 450 litros
- Temp. operación: -15 °C
- Equipamiento:
  - Válvula de seguridad seteada a 150 Psi.
  - Columna de nivel de líquido
  - Control de nivel de líquido alto.
  - Manómetro de baja de 30" Hg a 150 Psi.

**4.4.3. Válvulas, controles y tablero eléctrico****a. Set de válvulas de amoníaco**

Compuestas por:

- Válvula globo rectas y de paso en ángulo.
- Válvula solenoide (c/bridas, c/bobinas 220 V y c/filtro).
- Válvulas de expansión manual.
- Válvula de expansión termostática.
- Válvula control de nivel Tipo flotador.

**b. Tablero eléctrico de control y mando**

- Cantidad: 02
- Tipo: Gabinete
- Modelo: RITTAL C/ LLAVE
- Material: Metálico.
- N° de puertas: 02
- Equipamiento:
  - Llaves termo magnéticas principales y secundarias según capacidad del sistema.
  - Relés según capacidad equipo.
  - Temporizadores.
  - Arrancadores de estado sólido Marca AUCOM para motor de 125 hp (Mod. EMX3-220B-711)

- Monitores de calidad de la energía (Voltímetro y amperímetro)
- Protección contra sobre carga eléctrica y señalización en panel.



Figura N° 4.17: (Tablero eléctrico de fuerza y control)

#### 4.4.4. Componentes secundarios

##### a. Tina de almacenamiento de salmuera

- Cantidad: 02
- Material: Plancha naval ¼".
- Aislante térmico: Planchas de poliestireno Expandido. (Densidad 20 kg /m<sup>3</sup>)
- Dimensiones: L=14.20m x A=5.60m x H=1.3m.
- Protección: Base zinc-cromato y 02 capas de undercoating.
- Equipamiento:
  - 02 válvulas de bola Inoxidable 2-1/2" para rebose y mantenimiento de cada tina.
  - 08 barras de Zinc de 5 kg. para protección por ánodo de sacrificio y evitar la corrosión de materiales de acero al

carbono expuestas.

- Tapas de tinas con tabloncillos de madera tornillo pintadas con barniz marino.

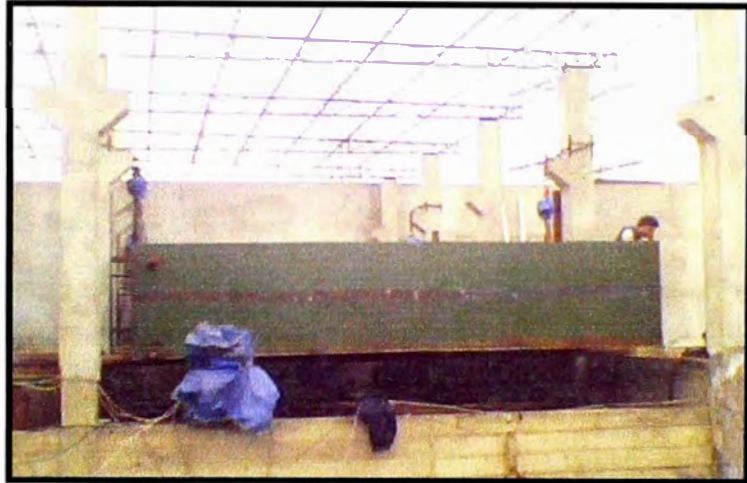


Figura N° 4.18: (Tina almacenamiento de salmuera)

#### b. Tanque llenador de cubetas

- Cantidad: 02
- Material: Plancha de Fierro A-36 de 1/4"
- Tipo: Cilíndrico horizontal.
- Volumen: 2.39 m<sup>3</sup>
- Capacidad: 1,800 litros de agua útil.
- Protección: Pintura epóxica interior y exterior.



Figura N° 4.19: (Tanque llenador de cubetas)

**c. Volteador de cubetas:**

- Cantidad: 02
- Material: Angulo de Fierro A-36 de 1/4" x 3".
- Modelo: Giratorio manual.
- Protección: Base zinc-cromato y acabado con under-coating.
- Revestimiento: Base y espaldar soporte cubetas con madera tornillo 2".
- Capacidad: 2000 kg.

**d. Rampa desmoldeadora de cubetas:**

- Cantidad: 02
- Material: Tablones de madera tornillo.
- Protección: Pintado con barniz marino y anclado con pernos de expansión.



Figura N° 4.20: (Rampa desmoldeadora)

**e. Bastidores (Soporte de cubetas)**

- Cantidad: 64  
(32 unidades c/tina)
- Material: Platina fierro A-36 de 3" x 1/2".
- Capacidad: 20 cubetas c/u

**d. Moldes o cubetas para hielo**

- Cantidad: 1280
- Capacidad: 50 kg. de hielo c/u
- Material: Fierro galvanizado de 1/16"

- Dimensiones: (1.5mm) de espesor.  
0.40 m x 0.20 m x 1.00 m.

**e. Yugo elevador de bastidor**

- Cantidad: 02
- Material: Riel ASCE 60
- Longitud: 2.75 m.
- Protección: Base zinc-cromato y revestido con undercoating.
- Equipamiento: 02 Garfios de fierro corrugado de 1" templado.



Figura N° 4.21: (Yugo elevador, bastidor y tanque llenador)

**f. Puente de grúa**

- Cantidad: 02
- Tipo de desplazamiento: Manual
- Material: Soporte riel: Viga H 5".  
y riel ASCE 30  
Puente grúa: viga H 6" Gr 70
- Equipamiento: Polipasto eléctrico marca Kamiuchi 2Tn; 04 ruedas de 15" de diámetro.

**g. Agitadores de salmuera**

- Cantidad: 04
- Potencia motor: 05 hp c/u.
- Marca motor: DELCROSA.
- Agitadores: De bronce de 11" (03 hélices).

#### h. Moledor de hielo

- Cantidad: 02
- Material: Estructura de planchas de Acero estructural A-36.
- Material Triturador: Dientes de acero inoxidable.
- Equipamiento:
  - Motor eléctrico SIEMENS 50 hp.
  - Tubo de caucho de 6" para descarga de hielo.
  - Arranque y parada por pulsador eléctrico.

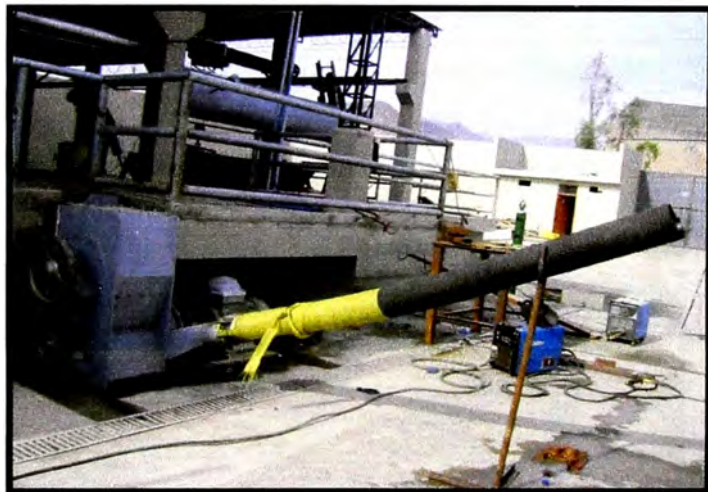


Figura N° 4.22: (Triturador de hielo)



Figura N° 4.23: (Carga de hielo triturado)

## I. Silo de almacenamiento de hielo

- Cantidad: 01
- Dimensiones L=15 m x A = 8 m x H = 3.1m
- Material: Paneles de poliuretano enchapado en planchas de hierro pre-pintado de blanco (tipo sándwich).
- Equipamiento:
  - 02 unidades condensadoras Marca BITZER Mod.: LH84-4FC/5.2Y – R-404A.
  - 02 Evaporadores Marca: MIPAL Mod. MI-110E G2.
  - Sistema de drenaje con resistencia eléctrica.
  - Controles eléctricos Marca FULL GAUGE
  - Tablero eléctrico de control y fuerza.



Figura N° 4.24: (Silo de hielo T=-10 °C)

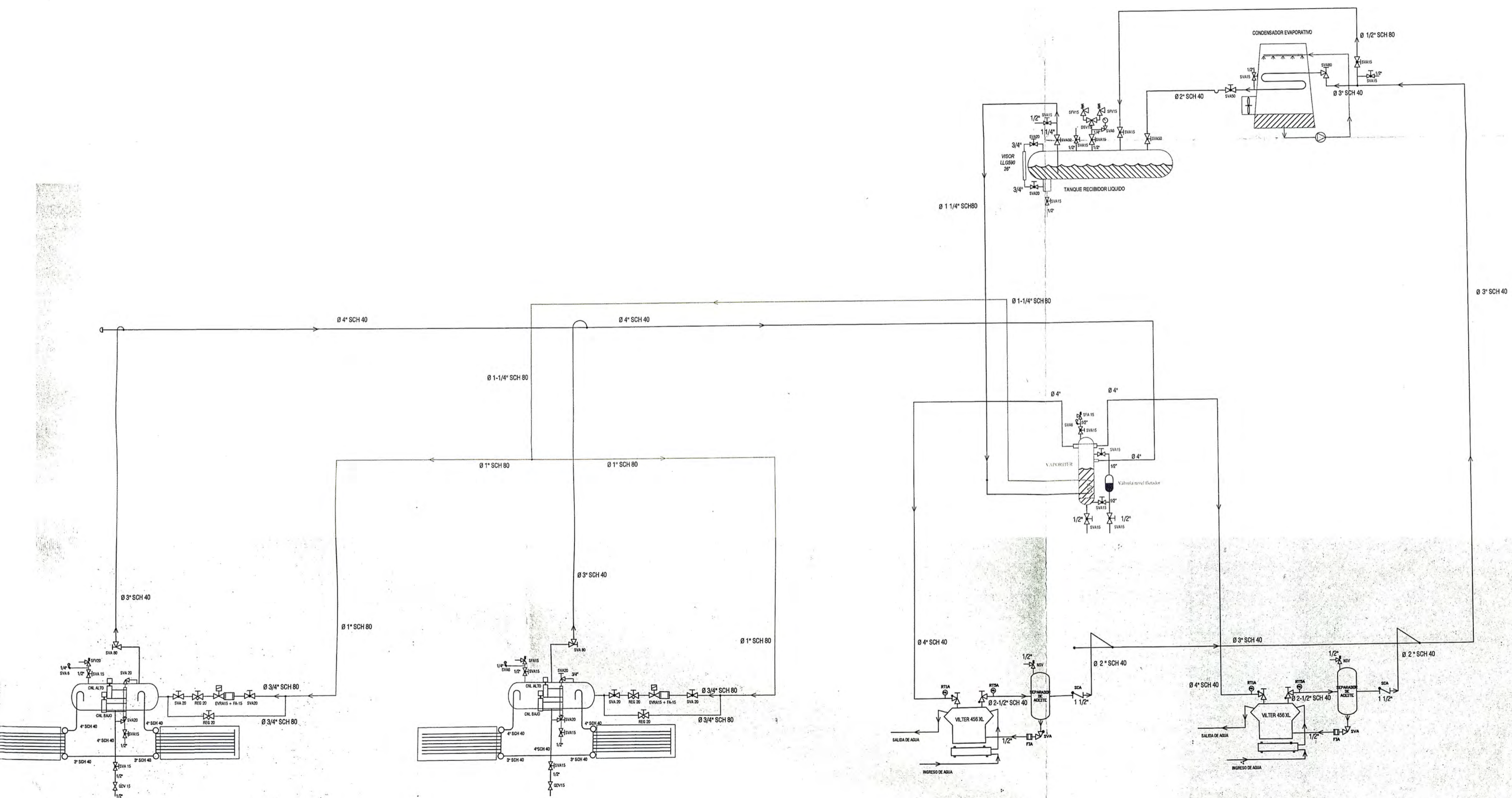


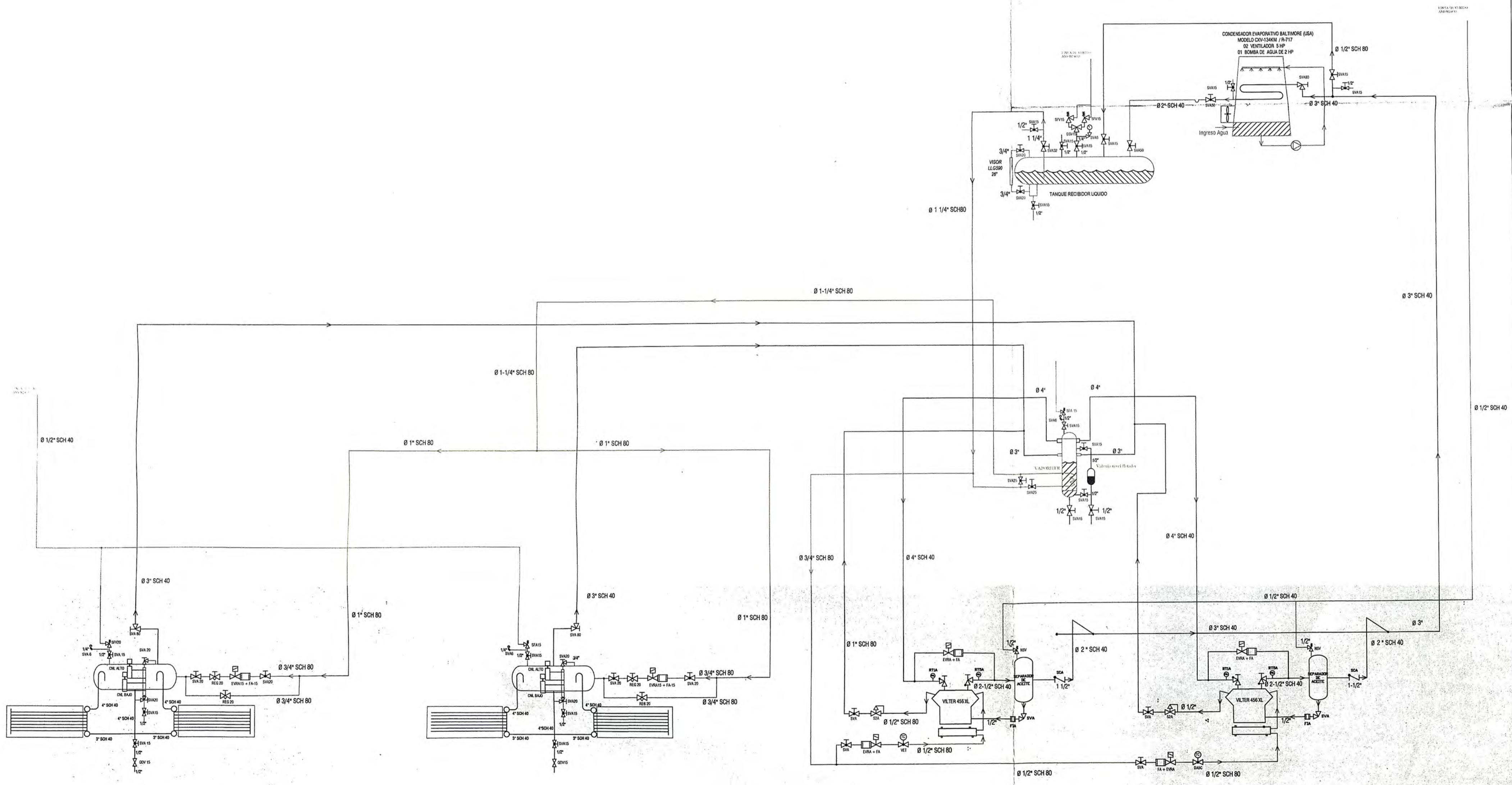
Figura N° 4.25: (Unidad condensadora, silo de hielo)

## **4.5. Diagrama técnico de planta**

- **PLANO A-01:** Esquema técnico NH<sub>3</sub> Planta 01
- **PLANO A-02:** Esquema técnico NH<sub>3</sub> Planta 02







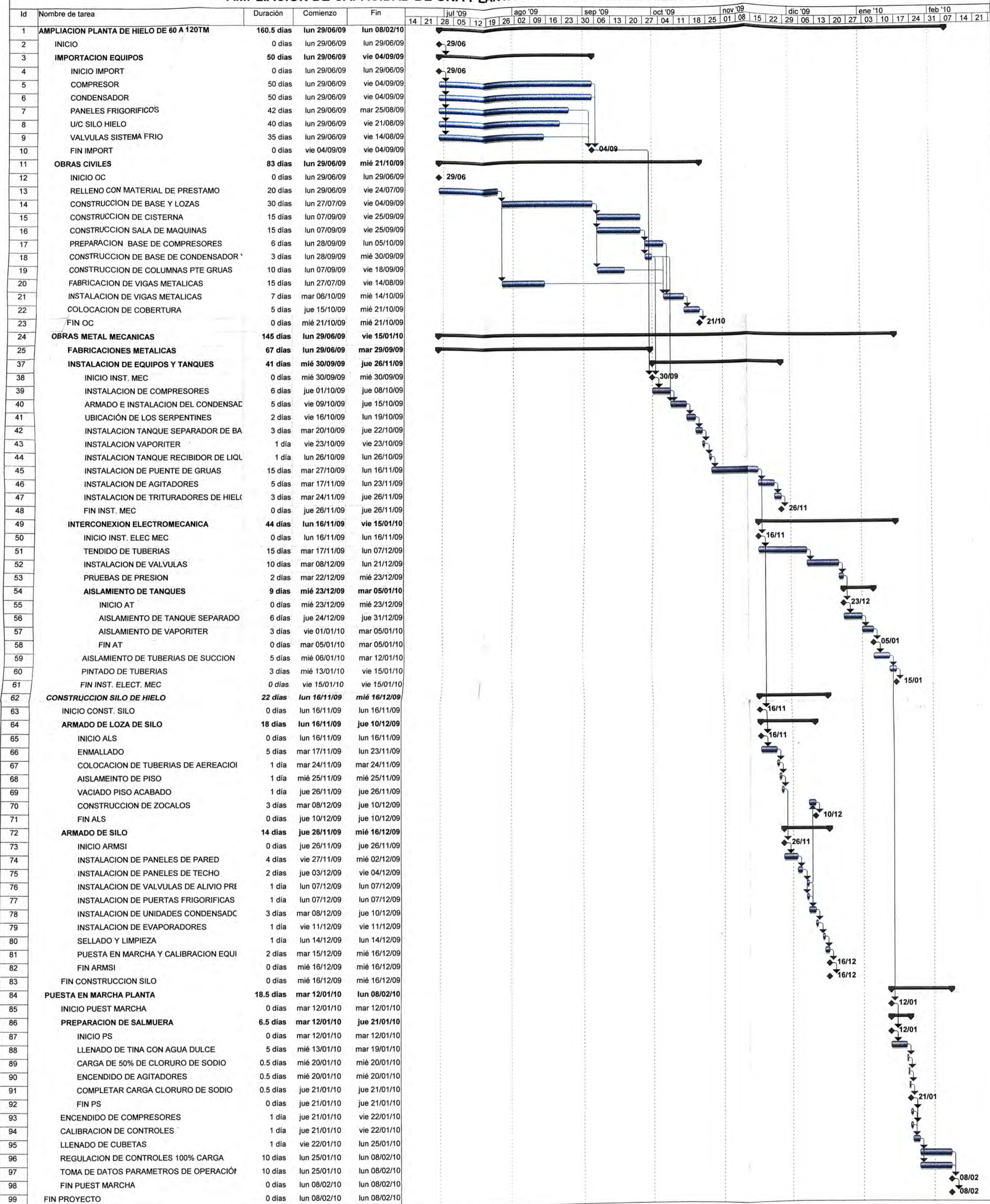
AMPLIACION PLANTA DE HIELO 60 TM				
Esquema Técnico NH3 Planta 02				
JCHT	JRE	SE	13/10/09	PR-037

A-02

## **4.6. Programación de obra**

- Diagrama GANTT (MS PROYECT)

## AMPLIACION DE CAPACIDAD DE UNA PLANTA DE PRODUCCION DE HIELO EN BLOQUES



## CAPITULO V

## ESTIMACION DE COSTOS

## 5.1 Costos de la ampliación:

ITEM	CANT	UNID.	DESCRIPCION	MODELO	COST. UNIT. (US \$)	TOTAL (US \$)	SUB TOTAL
------	------	-------	-------------	--------	---------------------	---------------	-----------

## EQUIPOS DE FRIO

1	2	PZ	COMPRESOR RECIPROCANTE MARCA VILTER (60TR /-15 °C)	VMC -456XL	35,000.00	70,000.00	
2	1	PZ	COND. EVAP. (171TR / TBH 25 °C / TCOND. 35 °C)	CXV-134KM	44,744.00	44,744.00	
3	1	UNID.	MOTOR DE 125 hp WEG		14,076.05	14,076.05	
4	1	GLB	MONTAJE, ALINAMIENTO Y PRUEBA DE HERMETICIDAD		275.00	275.00	129,095.05

## FABRICACION METALMECANICA

## TINA PRODUCTORA DE HIELO (02 UNIDADES)

1	28	PZ.	PLANCHA ACERO NAVAL 1,8 m x 6,0 m de 1/4"		431.66	12,086.59	
2	28	PZ.	ANGULOS Fe A -36 de 1/4 X 3" (L= 6m)		35.89	1,005.03	
3	2	PZ.	PLATINA Fe A-36 de 1/4" X 2"		12.11	24.21	
4	5	PZ	BARRA RED. LISO Fe A-36 1-1/4" x 6m		44.63	223.16	
5	1	GLB	CORTE Y SOLDADURA		800.00	800.00	
6	1	GLB	MANIOBRA (TECLE, MONTACARGA, GRUA, ETC)		1,500.00	1,500.00	
7	2	GLB	AISLAMIENTO DE POZA (PL. POLIESTIRENO + POLIURETANO IYECTADO)		5,130.00	10,260.00	
8	1	GLB	TABLONES DE 2" x 0,40m.		5,163.64	5,163.64	
9	12	PZ	BARRA RED.LISO A-36 3/8" x 6 mt.		16.89	202.69	
10	1	GLB	MANO DE OBRA MONTAJE		4,581.82	4,581.82	35,847.14

## BASTIDOR PORTA CUBETAS (64 UNIDADES)

11	122	PZ.	PLATINAS Fe A-36 de 1/2 X 3"		37.02	4,515.93	
12	10	PZ.	BARRA RED.LISO Fe A-36 1/2" x 6 mt.		28.09	280.91	
13	1	GLB	CORTE		900.00	900.00	
14	1	GLB	CONSUMIBLES (MATERIAL APORTE, ENERGIA ELECT.,ETC)		960.00	960.00	
15	1	GLB	MANO DE OBRA		610.91	610.91	7,267.74

## CUBAS DE HIELO (1280 UNIDADES)

16	640	PZ.	PLANCHAS DE AC. GALVANIZADO de 1,5mm x 1,2 x 2,4		32.37	20,719.87	
17	256	PZ.	PLATINAS Fe A-36 de 3/16" x 1" (L= 6m)		26.87	6,877.90	
18	1	GLB	CORTE Y DOBLEZ		12,800.00	12,800.00	
19	1	GLB	CONSUMIBLES (MATERIAL APORTE, ENERGIA ELECT., ETC)		10,240.00	10,240.00	
20	1	GLB	MANO DE OBRA		6,981.82	6,981.82	57,619.59

## PTE. GRUA (02 UNIDADES)

21	4	PZ.	VIGA H A-572 12" x 53.00 Lb x 10'		717.85	2,871.40	
22	13	PZ.	VIGA H 125 x 125 x 23.6Kg/m x 6.1m		111.94	1,455.22	
23	9	PZ.	RIEL ASCE 15 Kg/m x L=9m		160.65	1,445.85	
24	8	PZ.	RUEDAS DE 14" PARA RIEL TIPO ASCE		183.21	1,465.68	
25	1	Metros	CABLE DE ACERO 1/4"		46.00	46.00	
26	2	PZ.	POLIPASTO ELECTRICO DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL	KAMIUCHI	5,800.00	11,600.00	
27	1	GLB	CONSUMIBLES (MATERIAL APORTE)		220.00	220.00	
28	1	GLB	ACCESORIOS		75.00	75.00	
29	1	GLB	MANO DE OBRA (FABRICACION E INSTALACION)		1,003.64	1,003.64	20,182.79

**LLENADOR DE CUBETAS Y SOPORTES TANQUE (02 UNIDADES)**

29	10	PZ	PL . LAC 1200 x 2400 mm x 1/4"		185.70	1,857.00	
30	17	PZ	ANGULO Fe 1/4" x 3" x 6m		36.78	625.26	
31	3	PZ	TUBO Fe GALVANIZADO 2-1/2" L=6m		60.00	180.00	
32	1	GLB	ACCESORIOS (FLEJES, CHUMACERA, GRACERAS, CODOS, ETC)		836.36	836.36	
33	1	GLB	CONSUMIBLES		350.00	350.00	
34	1	GLB	MANO DE OBRA		523.64	523.64	4,372.26

**AGITADORES (04 UNIDADES)**

35	4	PZ	MOTOR 5 hp, 1715 RPM - 440V	WEG	286.25	1,145.00	
36	4	PZ	IMPULSORES NAVALES DE BRONCE		250.00	1,000.00	
37	0.5	PZ	PLANCHA NAVAL 1/4" x 1800 x 6000		431.66	215.83	
38	1	PZ	ANGULOS DE Fe A -36 de 1/4" X 2" (L= 6m)		30.85	30.85	
39	4	GLB	ACCESORIOS (POLEAS, FAJAS, RODAJES, ETC)		677.52	2,710.08	
40	1	GLB	MANO DE OBRA		275.00	275.00	5,376.76

**TRITURADOR DE HIELO (02 UNIDADES)**

41	2	PZ	MOTOR ELECTRICO 50 hp – 1715 RPM – 440V/3ph/60Hz	WEG	1,983.75	3,967.50	
42	2	PZ	PLANCHA ESTRIADA 1/4" x 1200 x 2400 mm		200.00	400.00	
43	1	GLB	ACCESORIOS (POLEAS, EJES, RODAMIENTOS, ETC)		3,250.00	3,250.00	
44	1	GLB	CONSUMIBLES		600.00	600.00	
45	1	GLB	MANO DE OBRA		700.00	700.00	8,917.50

**MATERIAL INTERCONEXION MECANICA DE EQUIPOS****VALVULAS Y TUBERIAS**

46	1	KIT	55 VALVULAS Y ACCESORIOS, INTERCONEXION Y CONTROL	DANFOSS	13,562.81	13,562.81	
47	5	UNID.	CONTROL DE NIVEL DE LIQUIDO	HANSSEN	505.00	2,525.00	
48	10	PZ.	T.N.SCH40 A53/API 5L S/C 3"		62.97	629.75	
49	2	PZ.	T.N.SCH80 A53/API 5L S/C 1" x DL		15.30	30.60	
50	3	PZ.	T.N.SCH80 A53/API 5L S/C 3/4" x DL		11.38	34.15	
51	1	PZ.	T.N.SCH80 A53/API 5L S/C 1/2" x DL		8.69	8.69	
52	1	KIT	CODOS		350.00	350.00	
53	60	ML	AISLAMIENTO + COBERTURA ALUMINIO TUBERIA 3" x 0.5mm		35.00	2,100.00	
54	1	KIT	CONSUMIBLES		1,500.00	1,500.00	20,741.00

**FABRICACION DE TANQUE Y HABILITACION****TANQUES SEPARADORES DE BAJA (02 UNIDADES)**

55	2	PZ	PLANCHA DE ACERO NAVAL 1/4" x 1.80 x 6,00 mt		423.20	846.40	
56	1	PZ	TUBO DE FIERRO NEGRO diam. 4" x SCH 40		97.33	97.33	
57	2	GLB	SERV. DE ROLADO		300.00	600.00	
58	4	PZ	SERV. DE BOMBEADO 4 TAPAS SEMIESFERICAS		85.00	340.00	
59	2	GLB	CONSUMIBLES (MATERIAL APORTE, ENERGIA ELECT., ETC)		250.00	500.00	
60	1	GLB	ACCESORIOS		150.00	150.00	
61	2	GLB	PRUEBA DE HERMETICIDAD N2		700.00	1,400.00	
62	2	GLB	AISLAMIENTO + COBERTURA TANQUES		550.00	1,100.00	
63	1	GLB	MANO DE OBRA		436.36	436.36	5,470.09



## TANQUE RECIBIDOR DE LIQUIDO (01 UNIDAD)

64	1	PZ	PLANCHA DE ACERO NAVAL 3/8" x 1800x 3600mm		629.51	629.51	
65	2	GLB	SERV. DE BOMBEADO 2 TAPAS SEMIESFERICAS		85.00	170.00	
66	1	GLB	SERV. DE ROLADO		500.00	500.00	
67	1	GLB	ACCESORIOS		200.00	200.00	
68	1	GLB	CONSUMIBLES (MATERIAL APORTE, ENERGIA ELECT., ETC)		220.00	220.00	
69	1	GLB	PRUEBA DE HERMETICIDAD		400.00	400.00	
70	1	GLB	MANO DE OBRA		272.73	272.73	2,392.24

## VAPORITER (01 UNIDAD)

71	1	PZ	PLANCHA DE ACERO NAVAL 1/4" x 1,8 x 3,6m		423.20	423.20	
72	2	GLB	SERV. DE BOMBEADO 2 TAPAS SEMIESFERICAS		85.00	170.00	
73	1	GLB	ACCESORIOS		800.00	800.00	
74	1	GLB	CONSUMIBLES		220.00	220.00	
75	1	GLB	MANO DE OBRA		272.73	272.73	
76	1	GLB	AISLAMIENTO + COBERTURA		650.00	650.00	
77	1	GLB	PRUEBA DE HERMETICIDAD		400.00	400.00	2,935.93

## SERPENTINES (4 UNIDADES)

78	320	PZ	TUBERIA DE FIERRO NEGRO diam. 1" x SCH 40 L=6,0m		15.03	4,809.60	
79	10	PZ	TUBO DE ACERO NEGRO diam. 2-1/2" x SCH 40 L=6,0m		52.07	520.70	
80	1	PZ	TUBO DE FIERRO NEGRO diam. 4" x SCH 40		97.33	97.33	
81	1	PZ	TUBO CUADRADO DE 1/8" X 4"		51.06	51.06	
82	9	PZ	CANAL U de 2"x 1" x 3mm L= 6 m		18.75	168.75	
83	1	GLB	CONSUMIBLES		3,600.00	3,600.00	
84	1	GLB	PINTURA		1,200.00	1,200.00	
85	1	GLB	PRUEBA HERMETICIDAD		960.00	960.00	
86	1	PZ	MANO DE OBRA		4,200.00	4,200.00	15,607.44

## TABLERO ELECTRICO

87	1	GLB	CONTROLES ELECTRICOS DE EQUIPOS		8,697.00	8,697.00	
88	2	GLB	TABLERO ELECTRICOS DE CONTROL Y FUERZA		1,500.00	3,000.00	
89	2	GLB	ARRANCADORES DE ESTADO SOLIDO		1,800.00	3,600.00	
90	1	GLB	INTERCONEXION CONTROLES		1,200.00	1,200.00	
91	1	GLB	ACCESORIOS		500.00	500.00	16,997.00

## SILO DE HIELO

96	273.8	M2	PANELES DE PUR-100		46.00	12,592.96		
97	1	PZ	PUERTA CORREDERA		3,740.00	3,740.00		
98	1	KIT	ACCESORIOS DE MONTAJE DE CAMARA		320.00	320.00		
99	2	PZ	VALVULA DE ALIVIO DE PRESION		130.91	261.82		
100	2	GLB	COMPRESOR RECIPROCANTE SEMI HERMETICO BITZER		4,870.00	9,740.00		
101	2	PZ	EVAPORADOR FORZADO DE AIRE MIPAL		1,544.00	3,088.00		
102	128	M2	AISLAMIENTO PISO		40.00	5,120.00		
103	1	GLB	MANO DE OBRA		3,000.00	3,000.00	37,862.78	
						<b>SUB TOTALES (US \$)</b>	370,685.31	
						<b>IGV (19%)</b>	70,430.21	370,685.31
						<b>TOTAL (US \$)</b>	441,115.51	

### 5.1 Determinación del VAN y TIR:

Los costos operativos de la planta de 60 TM son:

ITEM	DESCRIPCION	MONTO USD
1	Energía eléctrica	1,709.09
2	Agua potable	545.45
3	Vigilancia	309.09
4	Gastos operativos	1,090.91
5	Gastos administrativos	1,818.18
6	Local	2,000.00
		7,472.73

Suponiendo una producción mensual de 10 batch por cada poza, calculamos el ingreso mensual por la venta de los bloque de hielo:

ITEM	DESCRIPCION	CANT. TM	BATCH MENS	INGRESO x VENTAS	
				P. UNIT. X TM	INGRESO MEN.
1	Ingreso por ventas mensuales	60	10	42.91	25,745.45

Por lo que el ingreso neto mensual será:

DESCRIPCION	USD
INGRESO TOTAL MENSUAL	25,745.45
GASTO OPERAT. MENSUAL	7,472.73
<b>INGRESO NETO MENSUAL</b>	<b>18,272.73</b>

Por lo tanto para analizar el proyecto consideraremos lo siguiente:

- Tiempo de vida promedio de las plantas productoras de hielo aproximadamente de 15 años.
- Tasa de interés efectiva anual (TEA) por contrato de Leasing es de 25%.

- Aportación mensual neta asegurando la estabilidad de la empresa se considera como máximo igual a USD 15,000.00.

Usando la fórmula del VAN analizaremos el proyecto:

$$VAN = -I + \sum_1^N \left( \frac{C_n}{(1+r)^n} \right) \dots\dots\dots(\beta)$$

Donde:

I : Inversión del proyecto

C<sub>n</sub> : Flujo de caja neta

r : Tasa de interés

n : Numero de periodos de pago

Por lo tanto:

- Tiempo de retorno de la inversión, el cual se obtiene considerando el VAN=0 en la ecuación (β) y reemplazando las consideraciones financieras se determina que el retorno de la inversión se logra en un periodo igual a n = 35.2 meses, es decir 36 meses.
- Valor actualizado neto (VAN) y la tasa interna de retorno de la inversión (TIR), los cuales se obtienen reemplazando convenientemente las consideraciones financieras del proyecto en la ecuación (β).

$$VAN = \text{USD } 702,402.10 > 0$$

$$TIR = 48.55 \% > 25\%$$

Según lo determinado queda sentado que el proyecto es rentable lográndose recuperar la inversión en un plazo de 36 meses.

## CONCLUSIONES

1. La ampliación de la planta productora de hielo permite producir 60 ton/día más en un tiempo de 20 horas aún estando las dos pozas con el 100% de carga y esto gracias a la independización de las líneas de succión el cual permite balancear y mejorar la respuesta a los cambios de carga del sistema y asegurar el mayor retorno de aceite al compresor.
2. El cambio del diseño del evaporador inundado permitió: mejorar la transferencia de calor, disminuir la retención de aceite y con él prolongar el intervalo de las purgas que representan un peligro para el operador, el personal y la planta.
3. El silo de hielo tiene un sistema de refrigeración independiente con equipos más pequeños que operan con freón R-404A que permite mantener el hielo almacenado a un bajo costo operativo y consumo de energía.
4. La recuperación de la inversión por la ampliación de la planta productora de hielo en bloque se produce en un tiempo aproximado de 36 meses, hecho que lo hace altamente rentable ya que la vida promedio de estas plantas es de aproximadamente 15 años; además el VAN >>0 y el TIR >>25%.
5. La programación de obra basados en la estructura de desglose del trabajo planteada permite planificar y controlar los entregables de manera independiente ya que para el proyecto se pueden sub contratar 1 o más empresas.

## RECOMENDACIONES

1. Los compresores de tornillo, tienen un mejor performance para procesos con carga variable, como las plantas productoras de hielo en bloque, ya que van regulando la capacidad en función al consumo; que a diferencia de los de pistón donde la regulación de capacidad se hace en saltos como por ejemplo para un compresor de 6 pistones con control de capacidad se puede regular en tres rangos: 33%, 66% y 100% todo ello con la intención de ahorrar energía cuando la demanda de carga frigorífica baja.
2. La seguridad en las plantas industriales en materia de manejo del amoníaco debe estar claramente establecida en los protocolos de seguridad y ser de conocimiento de todo el personal que labora en la planta; los cuales deben establecer los procedimientos de seguridad, determinar las brigadas de evacuación y rescate, así también la indumentaria adecuada según el nivel de exposición y riesgo.
3. Los programas de mantenimiento en las plantas industriales de refrigeración donde se usa amoníaco como fluido refrigerante deben ser establecidas y cumplidas de manera estricta con la intención de: planificar, ejecutar, verificar y controlar los riesgos y accidentes inherentes al uso y manejo del amoníaco.

## **BIBLIOGRAFÍA:**

1. Yunus Cengel “Transferencia de calor y masa” Universidad de Nevada  
Editora Mc Graw Hill – 2007
2. Roy J. Dossat “Principios de refrigeración” Vigésima quinta reimpresión  
México, Editorial Continental - 2004
3. Gordon J. Van Wylen / Richard E. Sonntag “Fundamentos de Termodinámica”  
II Edición - Editora Limusa S.A. - 2002
4. Ramírez Pajuelo, José L “Proyecto de planta de hielo con bloque de capacidad  
de 10 Ton/día y cámara de conservación de hielo en complejo  
pesquero Iquitos” 1994
5. Medrano Godoy, Francisco W “Calculo, diseño y selección de componentes de  
una planta desmontable para procesamiento, refrigeración de  
pescado y producción de hielo” - 1988.
6. William V. Richards “A critical look at old habits in ammonia vessel  
,specifications”  
IIAR 7<sup>th</sup> annual meeting – 1985
7. Ramírez López, Pedro Augusto “Cálculo y diseño para la instalación de una  
fábrica de Hielo en la ciudad de Pucallpa – 1982

### **Revistas:**

1. IIAR “Ammonia Refrigeration Piping Handbook” - 2004
2. Multy panel “Refripanel - Boletín Técnico N° 3” Mexico.

# PLANOS

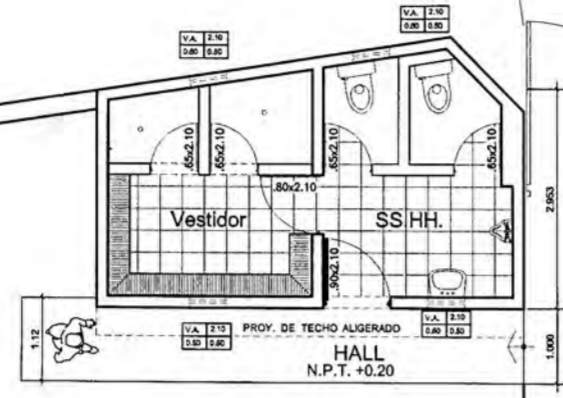
- **Plano base A1:** Distribución general primer piso
- **Plano ampliación A1:** Distribución general primer piso
- **Plano ampliación A2:** Cortes y elevación



AV. CONFRATERNIDAD

D

B



INGRESO VEHICULAR

INGRESO PEATONAL

OFICINA DE CONTROL DE BALANZA

ARCHIVOS

S.H.

CÁMARA DE CONSERVACIÓN A -7°C altura: 4.0m

CASETA DE VIGILANCIA

ADMINISTRADOR

DESCARGA DE HIELO

BALANZA

22 SHP DESPACHO Trituradora de Hielo

POZA DE DESCONGELAMIENTO

PATIO DE MANIOBRAS

POZA N°2

POZA N°1

MANTENIMIENTO

SALA DE MAQUINAS

SUB-ESTACION ELECTRICA

LOTE N° 1

CALLE 1

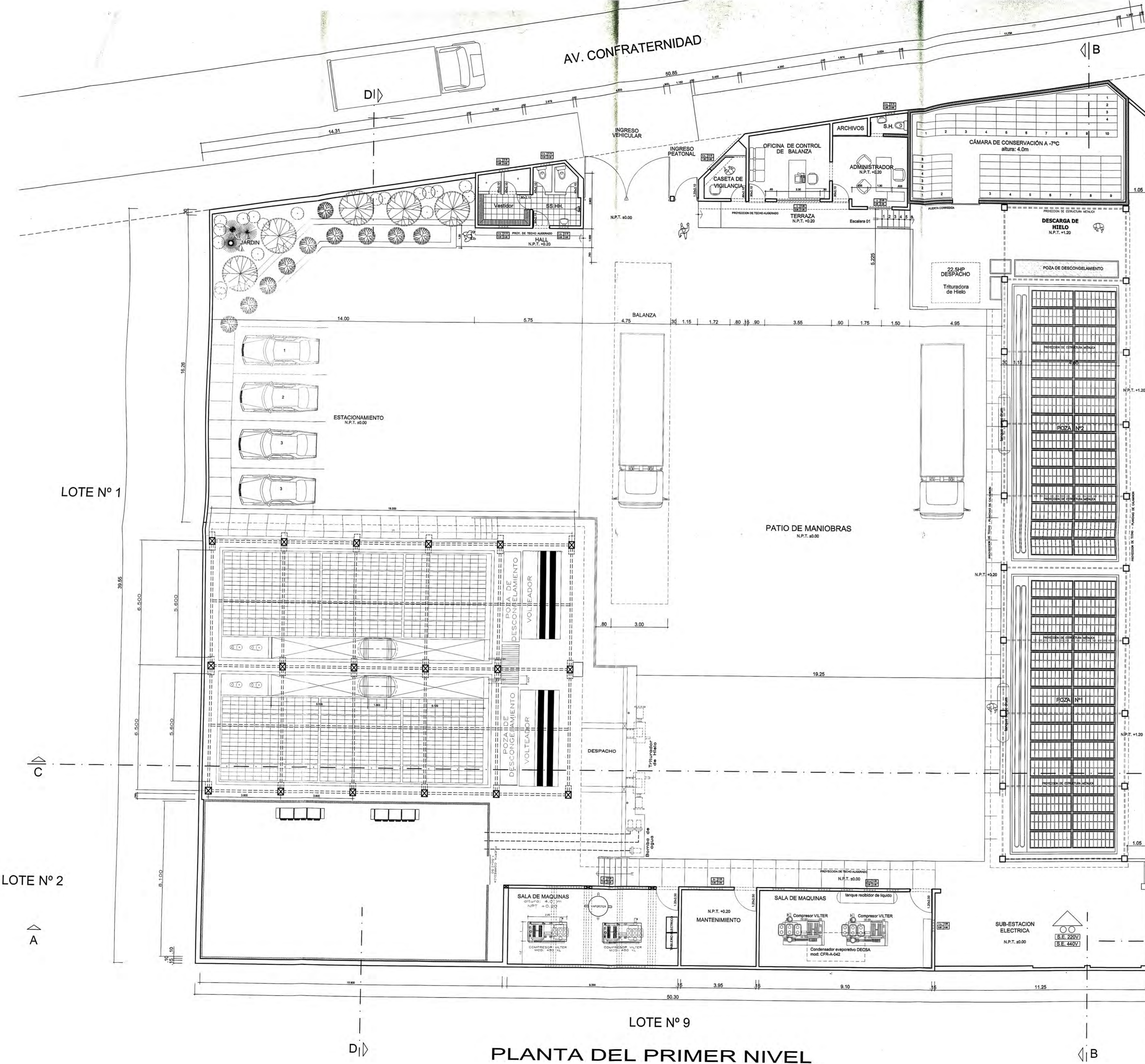
LOTE N° 2

LOTE N° 9

PLANTA DEL PRIMER NIVEL

PROFESIONAL RESPONSABLE:			
PROPIETARIO:			
PROYECTO: MODIFICACION Y AMPLIACION - PLANTA DE ELABORACION DE BLOQUES DE HIELO			LAMINA :
PLANO: DISTRIBUCION GENERAL - PRIMER PISO			A-01
UBICACION:			
REVISADO:	DIBUJO CAD:	FECHA: MAYO - 2,009	ESCALA: 1/100

AV. CONFRATERNIDAD

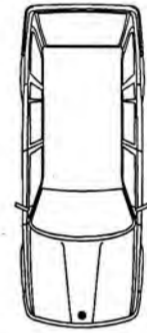


LOTE N° 1

LOTE N° 2

LOTE N° 9

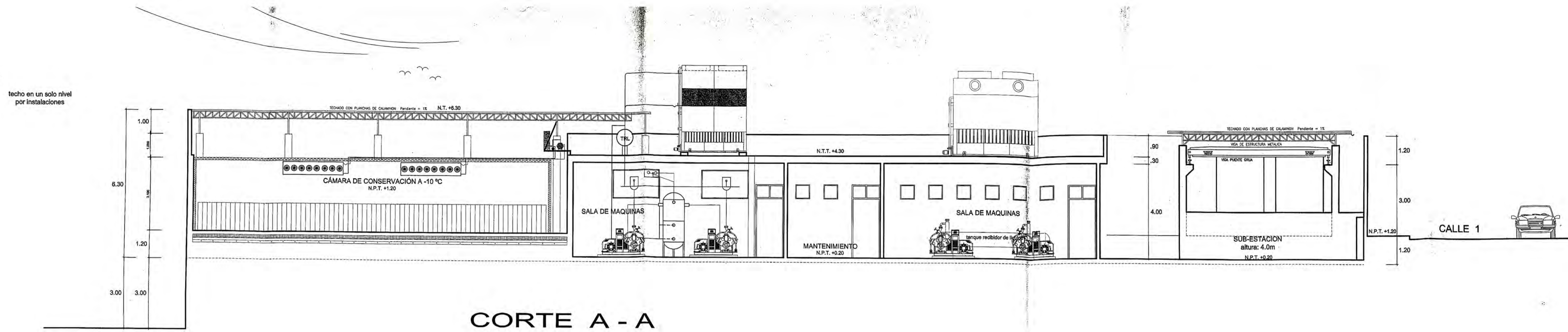
PLANTA DEL PRIMER NIVEL



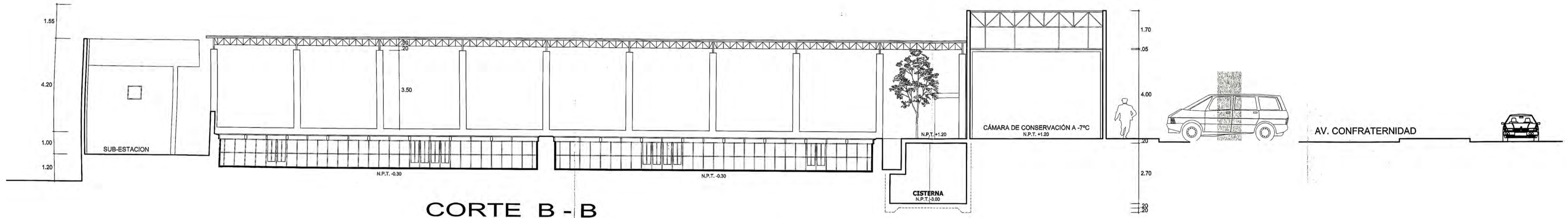
CALLE 1

PROFESIONAL RESPONSABLE:	
PROPIETARIO:	
PROYECTO:	AMPLIACION - PLANTA DE ELABORACION DE BLOQUES PISO
PLANO:	DISTRIBUCION GENERAL - PRIMER PISO
UBICACION:	
REVISADO:	
DIBUJO CAD:	
FECHA:	
ESCALA:	

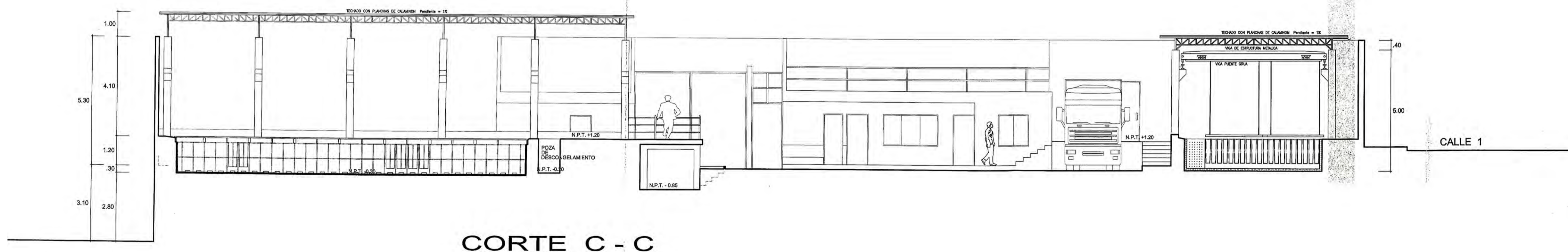
A-01



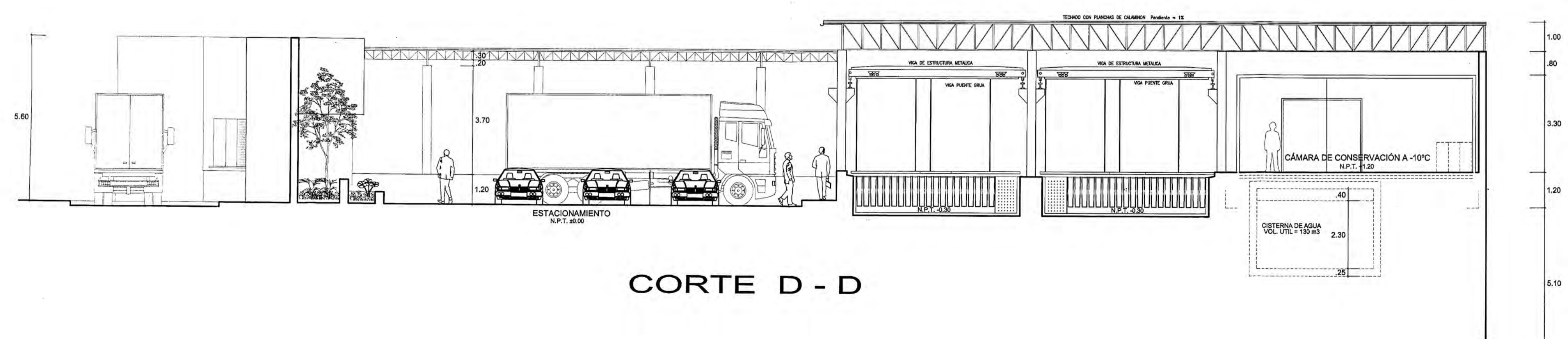
CORTE A - A



CORTE B - B



CORTE C - C



CORTE D - D

PROFESIONAL RESPONSABLE:	
PROPIETARIO:	
ANTEPROYECTO: MODIFICACION Y AMPLIACION - PLANTA DE ELABORACION DE BLOQUES DE HIELO	
PLANO:	CORTES Y ELEVACION
UBICACION:	
REVISADO:	DIBUJO CAD:
FECHA:	MAIO 2000
ESCALA: 1/100	

LAMINA :  
**A-02**

# **ANEXOS**

**ANEXO 1: (Anexo C – GRUPO I: HCFCs (consumo) – Fuente: Protocolo de Montreal NOVENA EDICION 2009)**

<b>Partes que no operan al amparo del párrafo 1 del Artículo 5: Consumo</b>		<b>Partes que operan al amparo del párrafo 1 del Artículo 5: Consumo</b>	
Nivel básico:	Consumo en 1989 + 2.8% del consumo de CFC en 1989	Nivel básico:	Consumo en 2015
Congelación:	1996	Congelación:	1° de enero de 2016
Reducción del 35%:	1° de enero de 2004	Reducción del 100%:	1° de enero de 2040
Reducción del 65%:	1° de enero de 2010		
Reducción del 90%:	1° de enero de 2015		
Reducción del 99.5%:	1° de enero de 2020, y en lo sucesivo, consumo restringido al mantenimiento del equipo de refrigeración y aire acondicionado existente en esa fecha.		
Reducción del 100%:	1° de enero de 2030		

**ANEXO 2: (Tabla N° 1: Selección rápida de espesores de aislamiento – Fuente MANUAL MULTY PANEL BOLETIN TECNICO 3)**

Diferença de temperatura (°C)	Espessura de isolamento (mm)			Coeficiente Global de Transmissão de Calor (kcal/hm <sup>2</sup> °C)		
	PUR	EPS	LDR	PUR	EPS	LDR
12	30	42	56	0.5907	0.5907	0.5907
15	38	53	69	0.4836	0.4836	0.4836
20	50	70	93	0.3714	0.3714	0.3714
25	63	88	116	0.3014	0.3014	0.3014
30	75	105	139	0.2536	0.2536	0.2536
35	88	123	162	0.2189	0.2189	0.2189
40	100	140	185	0.1926	0.1926	0.1926
45	113	158	208	0.1719	0.1719	0.1719
50	125	175	231	0.1552	0.1552	0.1552
55	138	193	254	0.1415	0.1415	0.1415
60	150	210	278	0.1300	0.1300	0.1300
65	163	228	301	0.1202	0.1202	0.1202
70	175	245	324	0.1118	0.1118	0.1118
75	188	263	347	0.1045	0.1045	0.1045
80	200	280	370	0.0981	0.0981	0.0981

**ANEXO 3: (Tabla N° 2: Propiedades de los fluidos intermedios – Fuente tesis “Calculo y diseño para la instalación de una fábrica de hielo en la ciudad de Pucallpa”-1982)**

Temperatura C	Salmuera	Solucion (en peso) (%)	Densidad (gr/cm <sup>3</sup> )	Calor Especifico (Kcal/Kg. C)	Conductivida termica (Kcal.m/ m <sup>2</sup> . C. h)	Viscosidad (centipoises)	Punto de congelacio ( C)	Punto de Ebullicion ( C)	l/frigoría por 10 C de variacion	hb *	vb **	Coste relativo por litro de solucion
-1	Cloruro de sodio	12	1.092	0.86	0.417	2.2	-8	101.7	0.347	4.594	0.49	1
	Cloruro de calcio	12	1.108	0.83	0.476	2.4	-7.2	100.5	0.357	4.74	0.54	3
	Agua con metanol	15	0.985	1	0.417	3.2	-10.3	86.1	0.334	3.813	0.8	13
	Agua con etanol	20	0.977	1.04	0.402	5.5	-11.1	87.2	0.323	3.031	1.4	20
	Etilenglicol	25	1.036	0.92	0.447	3.7	-10.6	102.8	0.343	3.783	0.89	42
	Propilenglicol	30	1.033	0.94	0.387	8	-10.5	102.2	0.336	2.563	1.93	43
-10.5	Cloruro de sodio	21	1.166	0.8	0.372	4.2	-17.2	102.2	0.35	3.383	0.88	1
	Cloruro de calcio	20	1.198	0.72	0.461	4.8	-17.2	101.1	0.377	3.564	1	5
	Agua con metanol	22	0.967	0.97	0.387	5.3	-15.3	83.3	0.349	2.924	1.35	19
	Agua con etanol	25	0.977	1.02	0.372	8.2	-15.3	86.1	0.328	2.46	2.08	25
	Etilenglicol	35	1.057	0.86	0.417	6.8	-17.8	103.9	0.361	2.812	1.6	60
	Propilenglicol	40	1.046	0.89	0.367	20	-20.1	103.3	0.351	502	2.05	68
-20.5	Cloruro de calcio	25	1.255	0.67	0.432	10.3	-29.4	101.7	0.388	2.504	2.56	6
	Agua con metanol	35	0.961	0.89	0.342	9.9	-30	80	0.384	478		30
	Agua con etanol	36	0.97	0.95	0.327	13.5	-26.6	83.9	0.357	473		35
	Etilenglicol	45	1.079	0.79	0.372	17.2	-26.4	106.1	0.384	502		78
	Propilenglicol	60	1.065	0.83	0.342	80	-33.9	105.5	0.37	478		75
-34.5	Cloruro de sodio	30	1.315	0.63	0.417	27.8	-43.9	102.2	0.395	537		8
	Agua con metanol	45	0.961	0.8	0.327	18	-42.8	77.2	0.426	444		39
	Agua con etanol	52	0.953	0.81	0.283	20.2	-45.5	81.7	0.424	405		50
	Etilenglicol	55	1.105	0.73	0.327	75	-41.6	108.3	0.406	454		97
	Propilenglicol	60	1.076	0.77	0.312	700	-48.3	108.3	0.395	444		90

\* hb = coeficiente de transferencia de calor entre la salmuera y la superficie (Kcal/h.m<sup>2</sup>. C) a velocidad de 2.1 m/seg para tubo de 14.07 mm. de diametro interior.

\*\* Vb = velocidad minima de la salmuera (m/seg) a Re=3.500 para tubo de 14.07 mm de diametro interior.

**ANEXO 4:** (Tabla N° 3: Propiedades de la salmuera de cloruro de sodio – Fuente tesis “Calculo y diseño para la instalación de una fábrica de hielo en la ciudad de Pucallpa”-1982)

Temperatura C	Salmuera	Solucion (en peso) (%)	Densidad (gr/cm <sup>3</sup> )	Calor Especifico (Kcal/Kg. C)	Conductivida termica (Kcal.m/ m <sup>2</sup> . C. h)	Viscosidad (centipoises)	Punto de congelacio ( C)	Punto de Ebullicion ( C)	l/frigoría por 10 C de variacion	hb *	vb **	Coste relativo por litro de solucion
-1	Cloruro de sodio	12	1.092	0.86	0.417	2.2	-8	101.7	0.347	4.594	0.49	1
	Cloruro de calcio	12	1.108	0.83	0.476	2.4	-7.2	100.5	0.357	4.74	0.54	3
	Agua con metanol	15	0.985	1	0.417	3.2	-10.3	86.1	0.334	3.813	0.8	13
	Agua con etanol	20	0.977	1.04	0.402	5.5	-11.1	87.2	0.323	3.031	1.4	20
	Etilenglicol	25	1.036	0.92	0.447	3.7	-10.6	102.8	0.343	3.783	0.89	42
	Propilenglicol	30	1.033	0.94	0.387	8	-10.5	102.2	0.336	2.563	1.93	43
-10.5	Cloruro de sodio	21	1.166	0.8	0.372	4.2	-17.2	102.2	0.35	3.383	0.88	1
	Cloruro de calcio	20	1.198	0.72	0.461	4.8	-17.2	101.1	0.377	3.564	1	5
	Agua con metanol	22	0.967	0.97	0.387	5.3	-15.3	83.3	0.349	2.924	1.35	19
	Agua con etanol	25	0.977	1.02	0.372	8.2	-15.3	86.1	0.328	2.46	2.08	25
	Etilenglicol	35	1.057	0.86	0.417	6.8	-17.8	103.9	0.361	2.812	1.6	50
	Propilenglicol	40	1.046	0.89	0.367	20	-20.1	103.3	0.351	502	2.05	68
-20.5	Cloruro de calcio	25	1.255	0.67	0.432	10.3	-29.4	101.7	0.388	2.504	2.56	6
	Agua con metanol	35	0.961	0.89	0.342	9.9	-30	80	0.384	478		30
	Agua con etanol	36	0.97	0.95	0.327	13.5	-26.6	83.9	0.357	473		35
	Etilenglicol	45	1.079	0.79	0.372	17.2	-26.4	106.1	0.384	502		78
	Propilenglicol	60	1.065	0.83	0.342	80	-33.9	105.5	0.37	478		75
-34.5	Cloruro de sodio	30	1.315	0.63	0.417	27.8	-43.9	102.2	0.395	537		8
	Agua con metanol	45	0.961	0.8	0.327	18	-42.8	77.2	0.426	444		39
	Agua con etanol	52	0.953	0.81	0.283	20.2	-45.5	81.7	0.424	405		50
	Etilenglicol	55	1.105	0.73	0.327	75	-41.6	108.3	0.406	454		97
	Propilenglicol	60	1.076	0.77	0.312	700	-48.3	108.3	0.395	444		90

\* hb = coeficiente de transferencia de calor entre la salmuera y la superficie (Kcal/h.m<sup>2</sup>. C) a velocidad de 2.1 m/seg para tubo de 14.07 mm. de diametro interior.

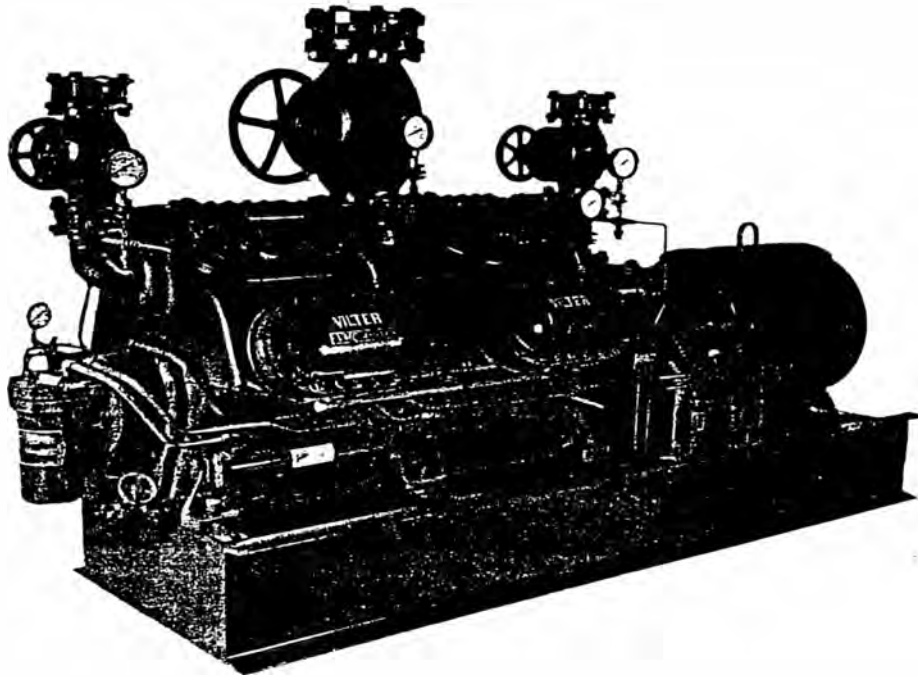
\*\* Vb = velocidad minima de la salmuera (m/seg) a Re=3.500 para tubo de 14.07 mm de diametro interior.

# **FICHA TECNICA EQUIPOS**



# Vilter VMC<sup>®</sup> 450XL<sup>™</sup>

## HIGH STAGE COMPRESSOR RATINGS



### RATING CONDITIONS AND LIMITATIONS

Ratings for all refrigerants are based on saturated conditions at a compressor speed of 1200 RPM. A direct ratio can be used for other speeds. All BHP ratings are based on direct drive and do *not* include belt losses. Add 3% to BHP for V-Belt driven units.

Maximum Direct Drive Motor HP: 375HP

### TEMPERATURE LIMITATIONS

Suction Superheat: 25 degrees (F) for R-22, R-502, R-717.  
+ 65°F (actual gas temperature) or  
25 degrees (F) of Superheat, whichever is greater, for R-12

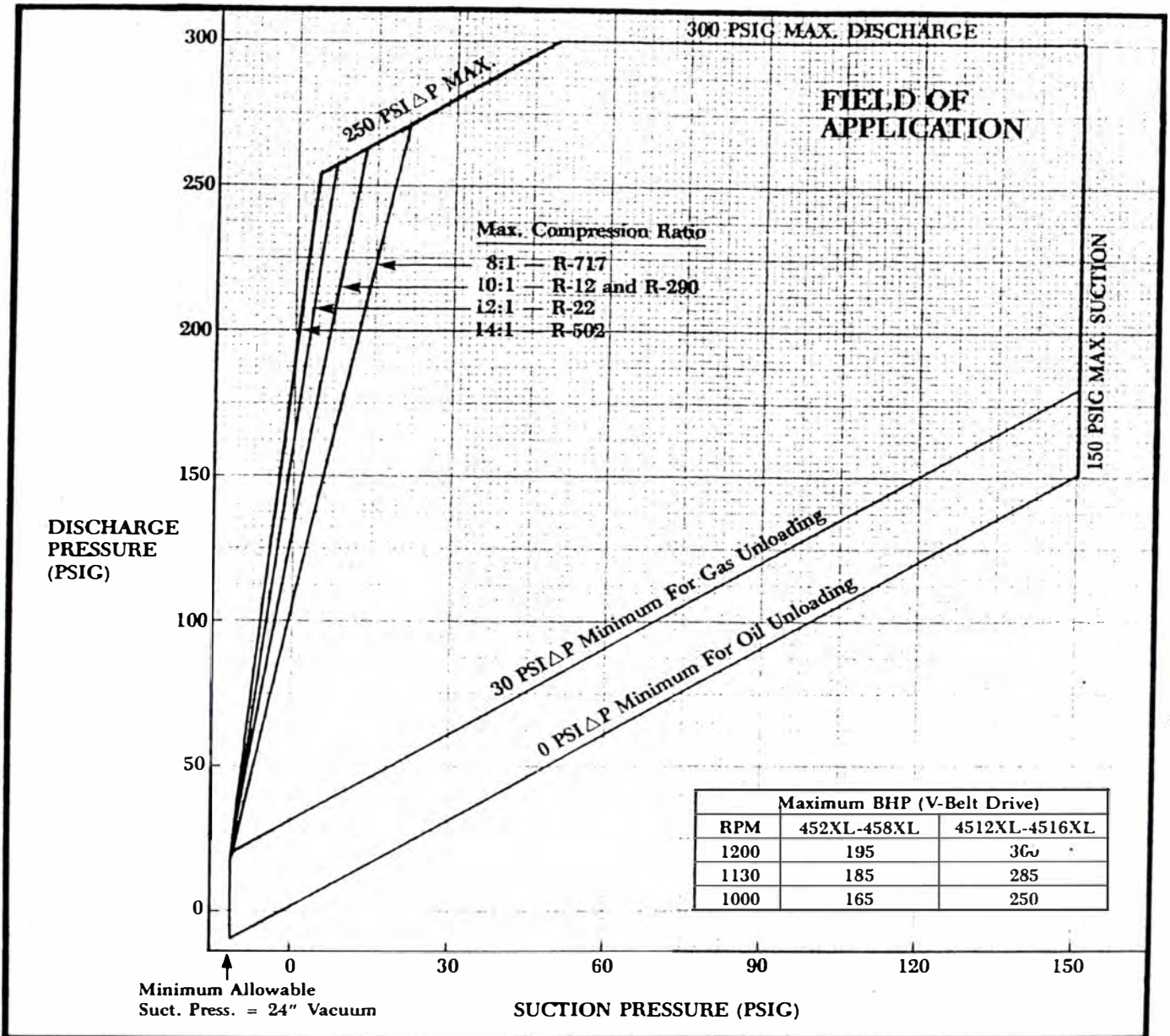
Maximum Discharge Temperature: 300°F

Crankcase Oil Temperature Operating Range: 110°F to 130°F. If oil temperature exceeds 130°F premature wear and/or failure may result.

(See Page 2 for Application Range and other notes.)

**HIGH STAGE RATINGS for Refrigerants 12-22-502-717 (Ammonia)**

# VMC 450 XL™ APPLICATION RANGE



## APPLICATION NOTES


Some Safety Relief Valves simmer when subjected to a pressure which is 85% of their popping pressure. These high pressures, which cause Safety Relief Valves to simmer, must be considered when selecting high side components.

For example, if a VMC 450XL ammonia compressor is selected for 265 psig condensing pressure it is recommended that the high side components be designed for 350 psig, *not* 300 psig. The reason that the system should be designed for the higher pressure is that the 300 psig design would be protected by a 300 psig Safety Relief Valve, which could simmer above 255 psig. The 350 psig design would be protected by a 350 psig Safety Relief Valve, which would *not* simmer at 265 psig.

THE TEMPERATURE RANGES COVERED BY THESE RATINGS WERE DETERMINED FOR MOST PRACTICAL APPLICATIONS. CHECK WITH HOME OFFICE FOR RATINGS THAT STILL FALL WITHIN THE COMPRESSOR APPLICATION LIMITS BUT ARE NOT SHOWN IN THE TABLES.

CONDENSING Pressure (psig) and Corresponding Temperature (°F.)		REFRIGERANT R717 (AMMONIA)										Filter. 450XL		BASED ON 1200 RPM	
		COMPRESSOR MODEL													
		SUCTION		452XL		454XL		456XL		458XL		4512XL		4516XL	
Temp. °F	Press. psig	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP		
95# 61.0°	-25	1.3	9.2	17.8	18.4	34.0	27.6	50.0	36.7	66.6	55.2	100.0	73.7	133.5	
	-20	3.6	11.4	19.0	22.8	36.3	34.2	53.4	45.5	71.1	68.4	106.8	91.3	142.5	
	-15	6.2	13.9	20.2	27.8	38.7	41.7	56.9	55.4	75.9	83.4	113.8	111.3	151.9	
	-10	9.0	16.5	21.3	33.0	40.7	49.5	59.8	65.8	79.8	99.0	119.7	132.1	159.8	
	-5	12.2	19.2	22.4	38.4	42.8	57.6	62.9	76.6	83.9	115.2	125.9	153.7	168.0	
	0	15.7	22.1	23.3	44.3	44.5	66.4	65.4	88.3	87.2	132.9	130.9	177.3	174.7	
	5	19.6	25.5	24.2	51.0	46.2	76.5	67.9	101.7	90.6	153.0	135.9	204.2	181.4	
	10	23.8	29.0	24.7	58.2	47.3	87.2	69.5	116.1	92.7	174.5	139.1	233.0	185.7	
	15	28.4	32.9	25.2	65.9	48.1	98.8	70.7	131.4	94.3	197.6	141.5	263.8	188.8	
	20	33.5	37.1	25.4	74.3	48.5	111.4	71.3	148.2	95.1	222.8	142.6	297.4	190.4	
	30	45.0	46.3	25.1	92.7	47.9	139.0	70.4	184.8	93.9	278.0	140.9	371.1	188.1	
115# 70.4°	-25	1.3	8.5	18.8	17.1	36.0	25.6	52.9	34.1	70.6	51.3	105.9	68.5	141.3	
	-20	3.6	10.1	20.3	21.5	38.9	32.1	57.2	42.9	76.2	64.5	114.4	86.1	152.7	
	-15	6.2	13.2	22.0	26.4	42.0	39.6	61.7	52.6	82.3	79.2	123.5	105.7	164.9	
	-10	9.0	15.6	23.4	31.3	44.7	46.9	65.7	62.4	87.6	93.9	131.5	125.3	175.5	
	-5	12.2	18.3	24.7	36.6	47.3	54.9	69.5	73.0	92.7	109.8	139.1	146.5	185.7	
	0	15.7	21.2	25.9	42.4	49.6	63.6	72.9	84.6	97.2	127.2	145.9	169.7	194.7	
	5	19.6	24.5	27.1	49.0	51.8	73.5	76.2	97.7	101.5	147.0	152.3	196.2	203.4	
	10	23.8	28.0	27.9	56.1	53.4	84.1	78.5	111.9	104.7	168.2	157.1	224.6	209.7	
	15	28.4	31.8	28.6	63.7	54.7	95.5	80.4	127.0	107.2	191.0	160.9	255.0	214.8	
	20	33.5	35.9	29.0	71.9	55.4	107.8	81.4	143.4	108.6	215.6	162.9	287.8	217.5	
	30	45.0	40.4	29.1	80.9	55.7	121.3	81.9	161.3	109.2	242.6	163.8	323.8	218.7	
135# 78.7°	-25	1.3	7.8	19.9	15.7	38.0	23.5	55.9	31.3	74.5	47.1	111.8	62.9	149.2	
	-20	3.6	10.1	21.7	20.2	41.5	30.3	61.0	40.3	81.3	60.6	122.1	80.9	162.9	
	-15	6.2	12.4	23.6	24.9	45.2	37.3	66.4	49.7	88.6	74.7	132.9	99.7	177.5	
	-10	9.0	14.7	25.4	29.5	48.6	44.2	71.4	58.8	95.3	88.5	142.9	118.1	190.8	
	-5	12.2	17.4	27.0	34.8	51.7	52.2	76.0	69.4	101.3	104.4	152.1	139.3	203.0	
	0	15.7	20.2	28.6	40.4	54.6	60.6	80.3	80.6	107.0	121.2	160.6	161.7	214.4	
	5	19.6	23.4	30.0	46.9	57.3	70.3	84.2	93.5	112.3	140.7	168.5	187.7	225.0	
	10	23.8	27.0	31.1	54.0	59.4	81.0	87.3	107.7	116.4	162.0	174.7	216.2	233.2	
	15	28.4	30.6	32.1	61.4	61.3	92.0	90.1	122.4	120.2	184.1	180.3	245.8	240.7	
	20	33.5	34.6	32.6	69.4	62.3	104.0	91.6	138.4	122.1	208.1	183.2	277.8	244.6	
	30	45.0	39.2	33.0	78.5	63.1	117.7	92.8	156.5	123.7	235.4	185.6	314.2	247.7	
155# 86.1°	-15	6.2	11.7	24.7	23.4	47.3	35.1	69.5	46.7	92.7	70.2	139.1	93.7	185.7	
	-10	9.0	14.0	26.7	28.0	51.0	42.0	75.0	55.8	100.0	84.0	150.0	112.1	200.2	
	-5	12.2	16.5	28.5	33.1	54.4	49.6	80.0	66.0	106.6	99.3	160.0	132.5	213.6	
	0	15.7	19.3	30.2	38.7	57.7	58.0	84.8	77.2	113.1	116.1	169.7	154.9	226.5	
	5	19.6	22.4	31.8	44.8	60.7	67.2	89.2	89.3	119.0	134.4	178.5	179.3	238.3	
	10	23.8	25.8	33.1	51.7	63.3	77.5	93.1	103.1	124.1	155.1	186.2	207.0	248.5	
	15	28.4	29.5	34.4	59.2	65.7	88.7	96.6	118.1	128.8	177.5	193.2	237.0	257.9	
	20	33.5	33.5	35.3	67.2	67.4	100.7	99.1	134.0	132.1	201.5	198.2	269.0	264.6	
	25	39.0	38.0	36.0	76.1	68.9	114.1	101.3	151.7	135.0	228.2	202.6	304.6	270.5	
	30	45.0	42.7	36.6	85.6	70.0	128.3	102.9	170.7	137.2	256.7	205.9	342.7	274.8	
	165# 89.6°	-15	6.2	11.3	25.3	22.6	48.4	33.9	71.2	45.1	94.9	67.8	142.3	90.5	190.0
-10		9.0	13.6	27.3	27.3	52.2	40.9	76.7	54.4	102.3	81.9	153.5	109.3	204.9	
-5		12.2	16.1	29.2	32.3	55.8	48.4	82.0	64.4	109.4	96.6	164.1	129.3	219.1	
0		15.7	18.9	31.0	37.8	59.3	56.7	87.2	75.4	116.2	113.4	174.4	151.3	232.8	
5		19.6	21.9	32.6	43.8	62.4	65.7	91.7	87.3	122.3	131.4	183.5	175.3	245.0	
10		23.8	25.2	34.2	50.5	65.3	75.7	96.0	100.7	128.0	151.5	192.1	202.2	256.4	
15		28.4	29.0	35.5	58.1	67.9	87.1	99.8	115.9	133.1	174.2	199.7	232.6	266.6	
20		33.5	33.0	36.6	66.1	70.0	99.1	102.9	131.8	137.2	198.2	205.9	264.6	274.8	
25		39.0	37.4	37.6	74.9	71.8	112.3	105.6	149.4	140.7	224.6	211.2	299.8	281.9	
30		45.0	42.1	38.3	84.3	73.2	126.4	107.6	168.1	143.5	252.8	215.3	337.5	287.4	

Ratings above line for extrapolation only.

CONDENSING Pressure (psig) and Corresponding Temperature (°F.) ↓			REFRIGERANT R717 (AMMONIA)													
			 <span style="float: right;">BASED ON 1200 RPM</span>													
			COMPRESSOR MODEL													
SUCTION		452XL		454XL		456XL		458XL		4512XL		4516XL				
Temp. °F	Press. psig	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP			
175# 93.0°	-10	9.0	13.3	27.7	26.7	53.0	40.0	77.9	53.2	103.9	80.1	155.9	106.9	208.1		
	-5	12.2	15.8	29.6	31.6	56.6	47.4	83.2	63.0	110.9	94.8	166.5	126.5	222.2		
	0	15.7	18.5	31.5	37.0	60.2	55.5	88.5	73.8	118.0	111.0	177.1	148.1	236.4		
	5	19.6	21.4	33.2	42.9	63.4	64.3	93.2	85.5	124.3	128.7	186.5	171.7	248.9		
	10	23.8	24.7	34.8	49.5	66.5	74.2	97.8	98.7	130.3	148.5	195.6	198.2	261.1		
	15	28.4	28.5	36.2	57.1	69.3	85.6	101.9	113.9	135.8	171.2	203.8	228.6	272.1		
	20	33.5	32.5	37.5	65.1	71.7	97.6	105.4	129.8	140.5	195.2	210.9	260.6	281.5		
	25	39.0	36.9	38.6	74.0	73.8	110.9	108.5	147.6	144.7	221.9	217.1	296.2	289.7		
	30	45.0	41.6	39.4	83.4	75.3	125.0	110.7	166.3	147.6	250.1	221.5	333.9	295.6		
95° 181.1#	-10	9.0	13.1	28.0	26.3	53.5	39.4	78.7	52.4	104.9	78.9	157.3	105.3	210.0		
	-5	12.2	15.6	29.9	31.2	57.1	46.8	83.9	62.2	111.9	93.6	167.9	124.9	224.2		
	0	15.7	18.2	31.8	36.5	60.7	54.7	89.2	72.8	119.0	109.5	178.5	146.1	238.3		
	5	19.6	21.1	33.5	42.3	64.0	63.4	94.1	84.4	125.4	126.9	188.2	169.3	251.3		
	10	23.8	24.4	35.2	48.8	67.2	73.2	98.8	97.3	131.7	146.4	197.6	195.4	263.8		
	15	28.4	28.1	36.7	56.4	70.2	84.5	103.2	112.5	137.6	169.1	206.5	225.8	275.6		
	20	33.5	32.1	38.0	64.4	72.7	96.5	106.9	128.4	142.5	193.1	213.8	257.8	285.4		
	25	39.0	36.6	39.2	73.4	75.0	110.0	110.3	146.4	147.0	220.1	220.6	293.8	294.5		
	30	45.0	41.3	40.1	82.8	76.6	124.1	112.6	165.1	150.1	248.3	225.3	331.5	300.7		
185# 96.2°	-10	9.0	13.0	28.1	26.0	53.8	39.0	79.1	51.8	105.5	78.0	158.2	104.1	211.2		
	-5	12.2	15.4	30.0	30.9	57.4	46.3	84.4	61.6	112.5	92.7	168.8	123.7	225.4		
	0	15.7	18.0	31.9	36.1	61.0	54.1	89.7	72.0	119.6	108.3	179.4	144.5	239.5		
	5	19.6	20.9	33.6	41.9	64.3	62.8	94.5	83.6	126.0	125.7	189.1	167.7	252.4		
	10	23.8	24.2	35.4	48.4	67.6	72.6	99.4	95.5	132.5	145.2	198.8	193.8	265.4		
	15	28.4	27.9	37.0	56.0	70.7	83.9	103.9	111.7	138.6	167.9	207.9	224.2	277.6		
	20	33.5	31.9	38.3	64.0	73.3	95.9	107.8	127.6	143.7	191.9	215.6	256.2	287.8		
	25	39.0	36.4	39.6	73.0	75.7	109.4	111.3	145.6	148.4	218.9	222.6	292.2	297.2		
	30	45.0	41.1	40.5	82.4	77.4	123.5	113.8	164.3	151.7	247.1	227.6	329.9	303.9		
205# 102.3°	-5	12.2	14.6	31.0	29.3	59.2	43.9	87.0	58.4	116.0	87.9	174.1	117.3	232.4		
	0	15.7	17.1	33.2	34.2	63.4	51.3	93.2	68.2	124.3	102.6	186.5	136.9	248.9		
	5	19.6	20.1	35.2	40.2	67.3	60.3	98.9	80.2	131.9	120.6	197.9	160.9	264.2		
	10	23.8	23.4	37.3	46.8	71.3	70.2	104.8	93.3	139.8	140.4	209.7	187.3	279.9		
	15	28.4	27.1	39.2	54.3	74.9	81.4	110.1	108.3	146.8	162.9	220.3	217.4	294.1		
	20	33.5	31.1	40.9	62.4	78.2	93.5	115.0	124.4	153.3	187.1	230.0	249.8	307.0		
	25	39.0	35.5	42.5	71.2	81.3	106.7	119.5	142.0	159.4	213.5	239.1	285.0	319.2		
	30	45.0	40.4	44.0	81.0	84.1	121.4	123.6	161.5	164.8	242.9	247.3	324.2	330.2		
225# 108.0°	0	15.7	16.5	34.0	33.0	65.0	49.4	95.6	65.8	127.4	99.0	191.2	132.1	255.2		
	5	19.6	19.2	36.5	38.4	69.7	57.6	102.5	76.6	136.6	115.2	205.0	153.7	273.6		
	10	23.8	22.4	38.8	44.9	74.1	67.3	108.9	89.5	145.2	134.7	217.9	179.7	290.9		
	15	28.4	26.1	41.0	52.2	78.3	78.3	115.1	104.1	153.5	156.6	230.3	209.0	307.4		
	20	33.5	30.0	43.0	60.2	82.3	90.2	121.0	120.0	161.3	180.5	242.0	241.0	323.1		
	25	39.0	34.6	45.0	69.3	86.0	103.9	126.4	138.2	168.6	207.8	252.9	277.4	337.6		
	30	45.0	39.3	46.8	78.8	89.4	118.1	131.4	157.1	175.2	236.3	262.9	315.4	351.0		
	245# 113.3°	5	19.6	18.6	37.7	37.2	72.0	55.8	105.8	74.2	141.1	111.6	211.8	148.9	282.7	
10		23.8	21.7	40.2	43.5	76.9	65.2	113.0	86.7	150.7	130.5	226.2	174.1	301.9		
15		28.4	25.3	42.8	50.7	81.8	76.0	120.3	101.1	160.3	152.1	240.6	203.0	321.2		
20		33.5	29.2	45.0	58.5	86.1	87.7	126.6	116.7	168.8	175.4	253.2	234.2	338.0		
25		39.0	33.7	47.2	67.6	90.3	101.3	132.7	134.8	177.0	202.7	265.6	270.6	354.5		
30		45.0	38.4	49.1	77.0	93.9	115.4	138.0	153.5	184.0	230.9	276.2	308.2	368.7		
265# 118.4°	10	23.8	21.0	41.4	42.0	79.2	63.0	116.4	83.8	155.2	126.0	232.9	168.1	310.9		
	15	28.6	24.5	44.1	49.0	84.3	73.5	123.9	97.7	165.2	147.0	247.9	196.2	331.0		
	20	33.5	28.4	46.7	57.0	89.2	85.4	131.1	113.7	174.8	170.9	262.3	228.2	350.2		
	25	39.0	32.7	49.0	65.5	93.6	98.2	137.6	130.6	183.5	196.4	275.3	262.2	367.5		
	30	45.0	37.5	50.9	75.2	97.4	112.7	143.2	150.0	190.9	225.5	286.5	301.0	362.4		

Ratings above line for extrapolation only.

**REFRIGERANT 22**



BASED ON 1200 RPM

CONDENSING Pressure (psig) and Corresponding Temperature (°F.)

**COMPRESSOR MODEL**

↓	SUCTION		452XL		454XL		456XL		458XL		4512XL		4516XL	
	Temp. °F	Press. psig	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP	TONS	BHP
	<p><b>60°</b> 101.6#</p>													
-40	0.5	6.9	16.6	13.9	31.8	20.8	46.8	27.7	62.3	41.7	93.5	55.6	124.9	
-35	2.6	8.3	18.2	16.6	34.8	24.9	51.2	33.1	68.2	49.8	102.4	66.5	136.6	
-30	4.9	9.9	19.7	19.8	37.6	29.7	55.3	39.5	73.7	59.4	110.6	79.3	147.6	
-25	7.4	11.6	21.0	23.3	40.2	34.9	59.1	46.5	78.8	69.9	118.2	93.3	157.8	
-20	10.2	13.6	22.3	27.3	42.7	40.9	62.8	54.4	83.7	81.9	125.6	109.3	167.6	
-15	13.2	15.8	23.5	31.6	45.0	47.4	66.2	63.0	88.2	94.8	132.4	126.5	176.7	
-10	16.5	18.0	24.7	36.1	47.2	54.1	69.4	72.0	92.5	108.3	138.8	144.5	185.3	
-5	20.1	20.2	25.7	40.7	49.2	61.0	72.3	81.2	96.4	122.1	144.7	162.9	193.2	
0	24.0	22.8	26.6	45.7	50.9	68.5	74.8	91.1	99.8	137.1	149.7	182.9	199.8	
5	28.2	25.6	27.4	51.3	52.3	76.9	76.9	102.3	102.5	153.9	153.8	205.4	205.3	
10	32.8	28.9	28.1	57.9	53.7	86.8	78.9	114.5	105.3	173.6	157.9	231.8	210.8	
15	37.7	32.3	28.6	64.8	54.7	97.1	80.4	129.2	107.2	194.3	160.9	259.4	214.8	
20	43.0	36.2	29.0	72.5	55.4	108.7	81.4	144.6	108.6	217.4	162.9	290.2	217.5	
25	48.8	40.1	29.0	80.3	55.5	120.4	81.6	160.1	108.8	240.8	163.2	321.4	217.9	
30	54.9	44.4	28.8	89.0	55.0	133.4	80.9	177.5	107.8	266.9	161.8	356.3	215.9	
35	61.5	49.1	28.2	98.4	54.0	147.5	79.4	196.2	105.8	295.1	158.8	393.9	212.0	
40	68.5	54.1	27.5	108.4	52.6	162.5	77.3	216.2	103.1	325.1	154.7	433.9	206.5	
45	76.0	59.5	26.6	119.3	50.8	178.8	74.8	237.9	99.6	357.8	149.4	477.6	199.4	
50	84.0	65.0	25.5	130.2	48.8	195.2	71.7	259.6	95.7	390.5	143.5	521.2	191.6	
<p><b>70°</b> 121.4#</p>														
-40	0.5	6.4	17.2	12.8	32.8	19.2	48.2	25.5	64.3	38.4	96.5	51.2	128.8	
-35	2.6	7.4	18.7	14.9	35.8	22.3	52.6	29.7	70.2	44.7	105.3	59.7	140.6	
-30	4.9	8.9	19.9	17.8	38.0	26.7	55.9	35.5	74.5	53.4	111.8	71.3	149.2	
-25	7.4	10.6	22.0	21.2	42.0	31.8	61.7	42.3	82.3	63.6	123.5	84.9	164.9	
-20	10.2	12.5	23.5	25.0	44.9	37.5	66.0	49.9	88.0	75.0	132.1	100.1	176.3	
-15	13.2	14.6	25.0	29.3	47.7	43.9	70.1	58.4	93.5	87.9	140.3	117.3	187.3	
-10	16.5	17.3	26.3	34.7	50.3	52.0	73.9	69.2	98.6	104.1	147.9	138.9	197.5	
-5	20.1	19.2	27.6	38.4	52.8	57.6	77.6	76.6	103.5	115.2	155.3	153.7	207.3	
0	24.0	21.7	28.9	43.5	55.2	65.2	81.1	86.7	108.2	130.5	162.3	174.1	216.7	
5	28.2	24.4	29.9	48.9	57.2	73.3	84.1	97.5	112.1	146.7	168.2	195.8	224.6	
10	32.8	27.6	30.9	55.2	59.0	82.8	86.7	110.1	115.6	165.6	173.5	221.0	231.6	
15	37.7	30.9	31.7	62.0	60.6	92.9	89.1	123.6	118.8	185.9	178.2	248.2	237.9	
20	43.0	34.6	32.3	69.4	61.8	104.0	90.9	138.4	121.1	208.1	181.8	277.8	242.6	
25	48.8	38.4	32.8	77.0	62.8	115.4	92.3	153.5	123.1	230.9	184.7	308.2	246.6	
30	54.9	42.7	33.1	85.6	63.3	128.3	93.1	170.7	124.1	256.7	186.2	342.7	248.5	
35	61.5	47.2	32.9	94.6	62.9	141.8	92.5	188.6	123.3	283.7	185.0	378.7	247.0	
40	68.5	52.1	32.4	104.3	62.0	156.4	91.1	208.0	121.5	312.8	182.3	417.5	243.4	
45	76.0	57.1	31.8	114.5	60.7	171.6	89.2	228.3	119.0	343.4	178.5	458.3	238.3	
50	84.0	62.6	30.9	125.5	59.0	188.1	86.7	250.3	115.6	376.4	173.5	502.4	231.6	
<p><b>85°</b> 155.7#</p>														
-40	0.5	5.1	17.3	10.3	33.0	15.4	48.5	20.5	64.7	30.9	97.1	41.2	129.6	
-35	2.6	6.1	19.1	12.2	36.6	18.3	53.8	24.3	71.7	36.6	107.6	48.8	143.7	
-30	4.9	7.5	21.0	15.0	40.1	22.5	59.0	29.9	78.6	45.0	117.9	60.1	157.4	
-25	7.4	9.1	22.8	18.2	43.5	27.3	64.0	36.3	85.3	54.6	127.9	72.9	170.8	
-20	10.2	10.9	24.6	21.9	47.1	32.8	69.2	43.7	92.3	65.7	138.5	87.7	184.9	
-15	13.2	12.9	26.3	25.9	50.3	38.8	73.9	51.7	98.6	77.7	147.9	103.7	197.5	
-10	16.5	15.1	28.1	30.2	53.7	45.3	78.9	60.2	105.3	90.6	157.9	120.9	210.8	
-5	20.1	17.3	30.0	34.6	56.9	51.9	83.6	69.0	111.5	103.8	167.3	138.5	223.4	
0	24.0	19.7	31.4	39.4	60.0	59.1	88.2	78.6	117.6	118.2	176.5	157.7	235.6	
5	28.2	22.3	32.8	44.6	62.8	66.9	92.3	88.9	123.1	133.8	184.7	178.5	246.6	
10	32.8	25.1	34.3	50.3	65.5	75.4	96.3	100.3	128.4	150.9	192.6	201.4	257.2	
15	37.7	28.3	35.5	56.8	67.8	85.1	99.7	113.3	132.9	170.3	199.4	227.4	266.2	
20	43.0	31.6	36.5	63.4	69.7	95.0	102.5	126.4	136.6	190.1	205.0	253.8	273.6	
25	48.8	35.2	37.3	70.5	71.3	105.7	104.8	140.6	139.8	211.4	209.7	282.2	279.9	
30	54.9	39.2	38.1	78.5	72.8	117.7	107.0	156.5	142.7	235.4	214.1	314.2	285.8	
35	61.5	43.3	38.7	86.8	73.9	130.1	108.6	173.1	144.8	260.3	217.3	347.5	290.1	
40	68.5	47.7	39.0	95.6	74.5	143.3	109.5	190.6	146.0	286.7	219.1	382.7	292.5	
45	76.0	52.6	38.9	105.3	74.3	157.9	109.2	210.9	145.6	315.8	218.5	421.5	291.7	
50	84.0	57.4	38.6	115.0	73.8	172.4	108.5	229.3	144.7	344.9	217.1	460.4	289.7	

ISO 9001  
COMPANY



Up to 1888 Nominal Ammonia Tons  
(2340 Nominal R-22 Tons)

# CXV EVAPORATIVE CONDENSERS



Baltimore Aircoil

B.A.C. FAN DRIVE  
5  
YEAR  
WARRANT

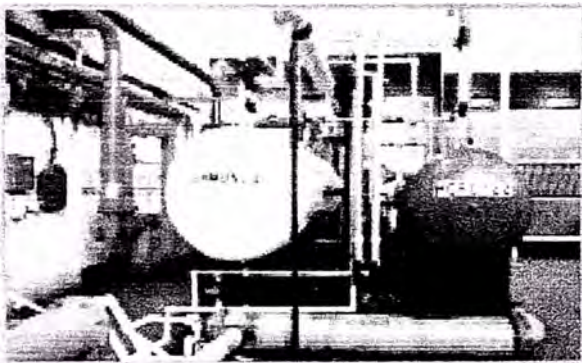
CONTROL SYSTEMS  
EVAPORATIVE CONDENSERS  
CLOSED CIRCUIT COOLING

## Proven Performance Dependable Operation

Performance tested and rated by BAC, a leading industry proponent for the development of programs for independent certification of thermal performance.

Time-tested components ensure dependable service.

Thousands of owners currently benefit from BAC's patented Advanced Coil Technology.



## Advanced Coil Technology

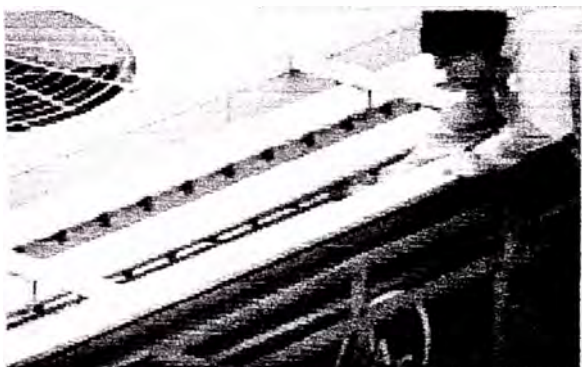
Advanced Coil Technology reduces scaling potential.

Wide-spaced, non-clog air inlet louvers.

Corrosion resistant FRP casing on CXV-T Models.

Water distribution system accessible from unit exterior, while unit's operating.

Easy access to service points reduces maintenance costs and helps extend equipment life.

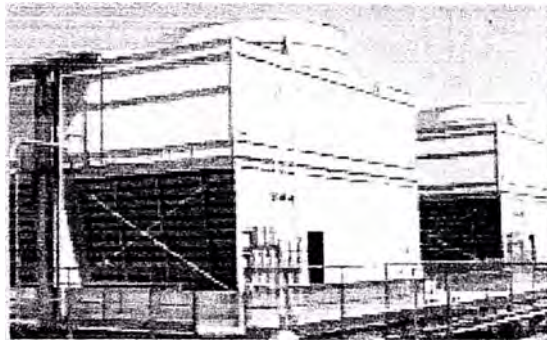


## Unparalleled Application Flexibility

Extensive product line ranges from 64 to 1888 nominal ammonia tons in a single unit: Largest single cell unit in the industry.

Single and multi-fan offer units flexibility for a broad range of redundancy and capacity control options.

Induced-draft configuration reduces sound levels at grade by directing mechanical noise skyward.



## Reduces Cost of Ownership

Fewer coil connections reduce costs of pipe, valves, purgers, and labor.

Reduced refrigerant charge lowers installation costs and may help satisfy refrigerant charge thresholds.

Lighter operating weight reduces support requirements.

Ideal replacement unit - direct replacement for many older configurations.

Top-mounted, induced-draft axial fans and rugged construction permit wet operation year-round to maximize energy savings.

Operating Charge



# BAC's Patented Advanced

## Superior Thermal and Mechanical Performance

**Reliable performance** delivered through the innovative combination of two proven heat transfer designs.

**Efficient year-round evaporative condensing** with induced-draft fans in the warm airstream, above the wet areas.

**Low scaling tendency** reduces maintenance requirements and sustains peak performance between service intervals.

**Extended service intervals** due to low scaling tendency, non-clog, wide-spaced air inlet louvers and accessible large-orifice water distribution system.

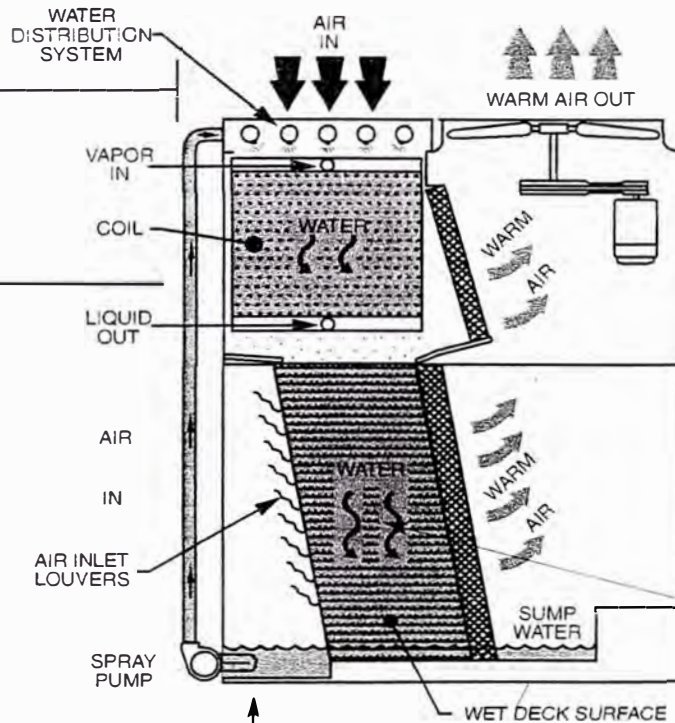
**Spacious plenum provides easy maintenance** of fan drive system, heat transfer coil and cold water basin.

**Fewer coil connections, reduced refrigerant charge, and low unit weights** minimize installation costs.

## CXV Series Principle of Operation

Water is sprayed in parallel with the fresh ambient air flowing over the outside of the condensing coil. Parallel air and water paths minimize scale-producing dry spots that may be found on the bottom of the tubes in other conventional condensers.

The condensing coil rejects heat through both evaporative cooling using the fresh air stream and, more significantly, through sensible cooling using the pre-cooled recirculating spray water. Reducing this evaporative cooling component from the coil section helps to minimize the propensity to form scale on the relatively hot coil surface.



The cooled water increases the temperature differential between the water and the warm refrigerant, which permits the CXV to employ a reduced coil size, fewer coil connections, a lower refrigerant charge, and reduced unit weights. This facet further reduces the tendency to form scale on the coil since cooler water offers higher solubility for scale producing compounds.

The recirculating spray water falls from the coil to a wet deck surface section where it is cooled by a second fresh air stream using both evaporative and sensible heat transfer processes.

Water is pumped over the condensing coil at a rate of 10 GPM ft<sup>2</sup> of coil face area to ensure continuous flooding of the primary heat transfer surface which enhances heat transfer efficiency and minimizes scale formation.



# Coil Technology Delivers...

## Superior Maintenance Features

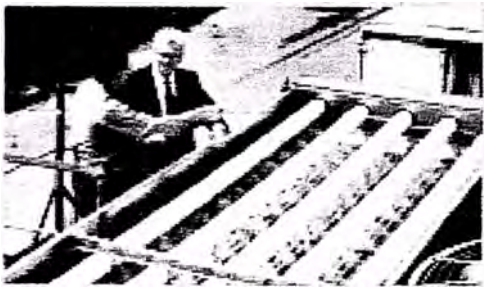
The CXV delivers unique and valuable features using proven components. The many maintenance and accessibility features of the CXV eliminate cramped spaces and limited accessibility to service points associated with conventional evaporative condensers. The CXV design builds upon decades of operating experience, incorporating components that are proven to be durable and simple to maintain.

### Hinged Access Doors for Easy Entry

Oversized access doors in end wall provides easy access to the unit interior.



### Easy Access to Spray System



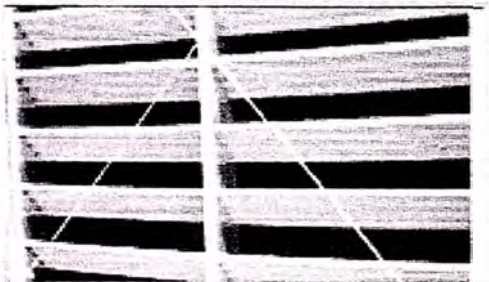
The parallel air and water flows of the CXV allow the spray area to be uncovered (drift eliminators are inside), permitting quick and easy inspection of the sprays and coils from outside the unit while the CXV is in full operation.

### Easy Access to Fan Drive System and Condensing Coil



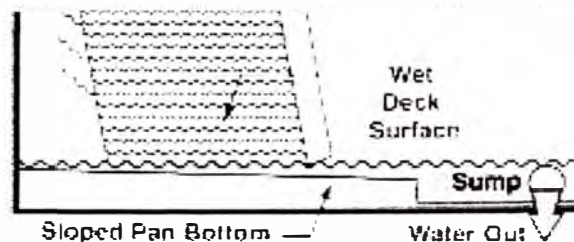
A spacious plenum provides easy access to the fan drive system and the condensing coil through easily removable PVC eliminators.

### Wide Spaced Air Inlet Louvers



Durable, wide-spaced air inlet louvers reduce the potential for performance-robbing scale build-up and damaging ice formations at the air/water interface.

### Sloped Pan Bottom and Wet Deck Surface

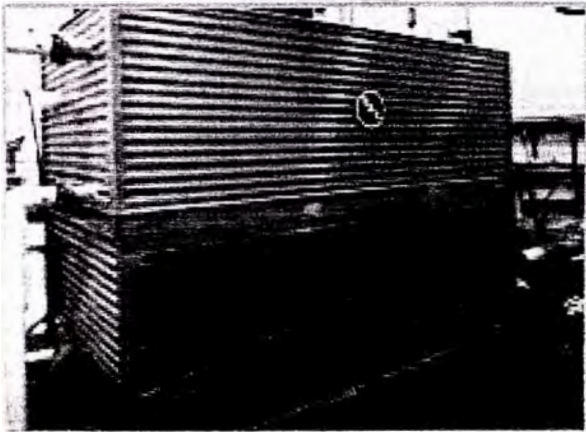


The floor of the water basin is sloped toward the depressed section and the wet deck is elevated to facilitate flushing dirt and debris from this critical area.

# Standard Features

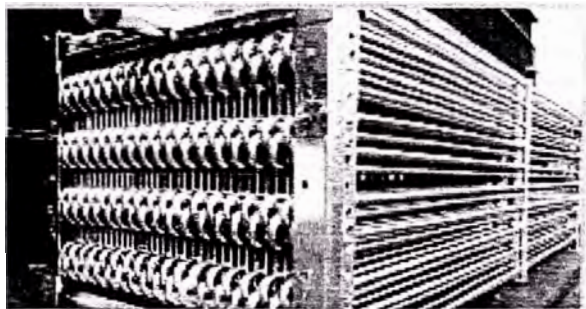
## Corrosion-Resistant Construction

CXV Evaporative Condensers are constructed from heavy gauge G-235 (Z700 metric) hot-dipped galvanized steel as standard. For CXV-T models casing panels and air inlet louvers, which are critical components for extended unit life, are constructed of non-metallic, corrosion resistant fiberglass reinforced polyester (FRP) which has been proven by decades of successful performance on large industrial equipment. This standard construction will provide reliable corrosion protection and long unit life with minimum maintenance requirements for most installations.



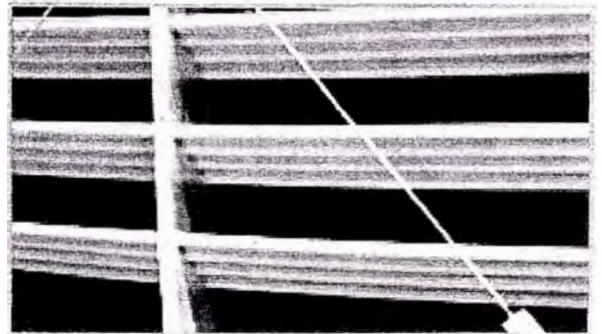
## Condensing Coil

The serpentine condensing coil is constructed of continuous lengths of all prime surface steel and hot-dip galvanized after fabrication (HDGAF). Continuous circuits eliminate potential problems associated with intermediate butt welds. Each coil is pressure tested to 375 psig (2687 kPa).



## Durable, Wide-Spaced Air Inlet Louvers

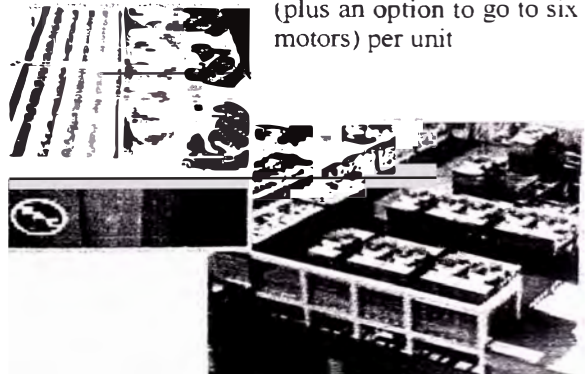
The air inlet louvers on the CXV Evaporative Condenser are constructed of low maintenance, corrosion resistant FRP. They are widely spaced to reduce the potential for performance-robbing scale or ice build-up. The durable heavy-gauge, wave-formed FRP can easily withstand the rigors of cleaning and year-round operation.



The CXV product line offers models with up to six fans per unit. Single-fan models are available in both the smallest tonnage ranges and in models that deliver more than 940 nominal ammonia tons per fan. On installations with multiple condensers, fewer fans may be desired to minimize the number of moving parts.

For moderately sized projects or those where redundancy and fan cycling for capacity control are more pressing issues, the CXV has standard models with up to six fans and four fan motors

(plus an option to go to six motors) per unit



# Optional Features

## BALTIBOND® Corrosion Protection System on Galvanized Steel

The BALTIBOND® Corrosion Protection System is a hybrid polymer coating which is applied on top of galvanized steel in a rigorously controlled process at BAC's factories. This proprietary coating technology was developed by BAC to increase protection for galvanized steel from abnormally corrosive environments or upsets in water quality.

## Welded Stainless Steel Basin



A welded, Type 304 stainless steel basin is available to increase leak protection and corrosion protection of this critical component. All seams between panels inside the cold water basin are welded. The basin is leak tested at the factory and comes with a five-year leak-proof guarantee. Type 304 stainless steel provides an additional measure of corrosion protection should this component be exposed to abnormally corrosive conditions such as upsets in water quality.

## ASME "U"-Stamped Coil Construction

This coil construction is available to provide an added measure of security or where codes or system designs require an ASME coil. The ASME coil is designed, manufactured, and tested per the stringent requirements of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, and bears the ASME "U" Symbol.

## Low Sound Fans & Sound Attenuation

The induced-draft CXV fans are located on top to direct sound skyward and are carefully selected to produce optimal thermal performance with minimal sound levels. For projects requiring lower sound levels, low sound fans and/or sound attenuation baffles are available.

## External Service Platform

An optional external service platform with aluminum ladder mounted on the louver face of the unit or perimeter handrails and ladders for CXV-T models provide easy access to the water distribution system.



## Internal Ladder, Walkway or Platform

Internal ladder, walkway or platform provides easier access to the fan drive system and coil.

Other options:

- Multiple-Circuit or Split-Circuit Coils
- Copper Sweat Fittings
- Heavy-Wall Coils
- Stainless Steel or Copper Coils
- Basin Heaters and Heater Control Packages
- Electric Water Level Control Packages
- Redundant Pump Systems
- Two-Speed and Variable-Speed Motors
- Miscellaneous Special Motors
- Gear-Driven Fan System (CXV-T Models)
- Extended Lubrication Lines
- Vibration Cut-Out Switches
- Debris Screens

## Independent Fan System

The independent fan system provides dedicated motors and drives for multiple-fan models so that each fan can be cycled independently, providing additional capacity control flexibility.

The ENERGY-MISER® Fan System features a second fan motor which is sized to deliver approximately 75% of full-speed capacity while consuming approximately 33% of the full-speed fan horsepower. This configuration provides energy-saving capacity control and the reserve capacity of a standby motor in the event of a failure.

# Construction Details

## Induced Draft

- Minimizes possible water leaks
- Diminishes potential for fan freeze-ups
- Reduces recirculation risk
- Directs sound skyward

## Corrosion Resistant Construction

- Heavy gauge G-235 (Z700 metric) galvanized steel
- Corrosion resistant FRP casing on CXV-T models.

Efficient axial fan design  
Corrosion resistant aluminum construction  
Lower-sound fans available

Five-year motor and drive warranty  
Totally enclosed air-over (TEAO) motor  
Heavy duty bearings (280,000 hour average life)  
Cast aluminum sheaves

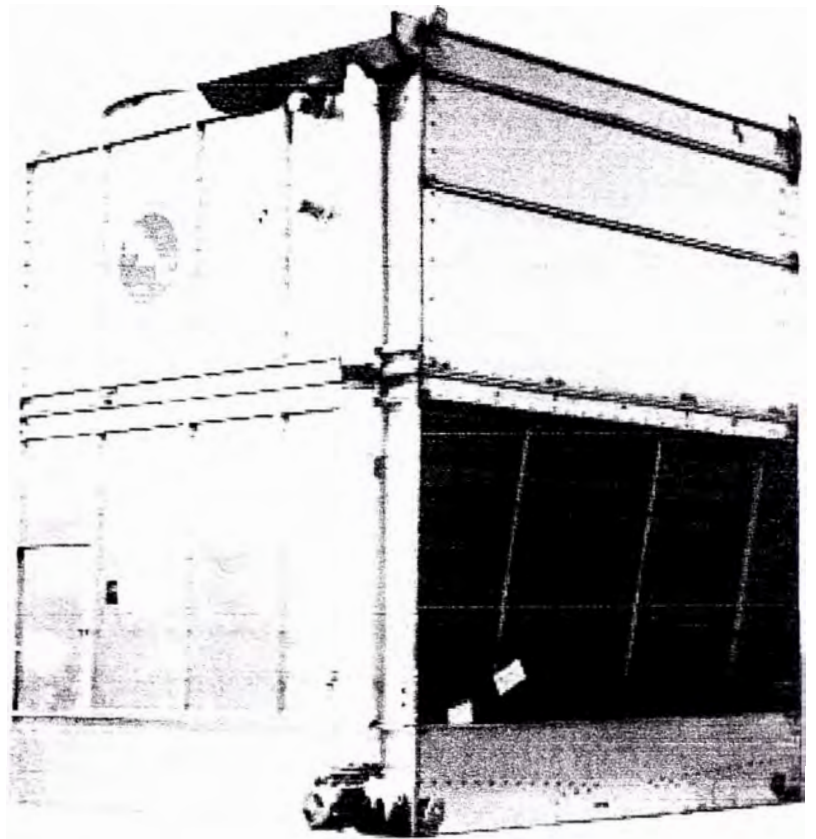
Easy-latch, inward swinging doors  
Located on both endwalls

## Drift Eliminators

- Efficiently remove entrained moisture from leaving air stream
- Non-corroding polyvinyl chloride (PVC)
- Removable sections permit quick access to the coil section

## Water Distribution System

- Visible and accessible without disassembly or having to enter cramped spaces
- Overlapping spray patterns ensure proper water coverage
- Large-diameter, 360° spray nozzles minimize clogging



Close-coupled, bronze fitted centrifugal pump with mechanical seal and TEFC motor  
Bleed line and metering valve discharge to overflow connection

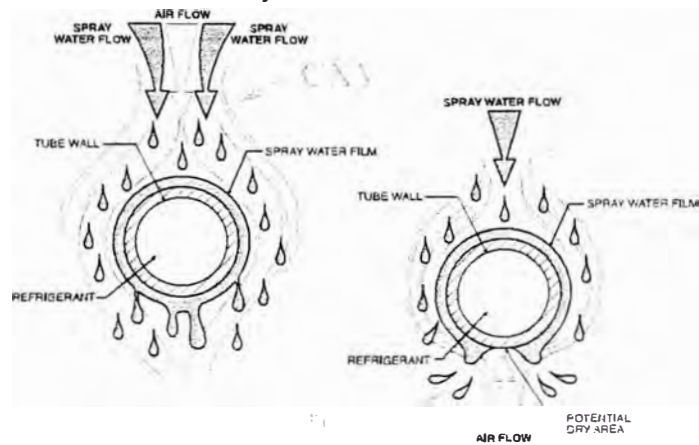
Sloped basin below elevated wet deck facilitates cleaning  
Corrosion resistant G-235 galvanized steel construction  
Welded, Type 304 stainless steel basin available

## Reduced Scale Tendency

Four facets of the CXV Evaporative Condenser work together to reduce the propensity for scale build-up when compared with conventional condensers:

### 1. Air and Water Flow in Parallel Path.

Better water coverage around the tubes is due to air and spray water flowing in a smooth, parallel, downward path over the condensing coil, maintaining full tube coverage. This parallel flow eliminates scale-promoting dry spots since the water is not stripped from the underside of the tubes by the airflow.



**2. Increased Water Flow over Coil.** The spray water flow rate over the coil is more than twice that of most conventional evaporative condensers. This provides continuous flooding of the primary heat transfer surface for decreased scaling potential. No increase in pump horsepower is required with this higher flow due to the CXV's unique heat transfer system.

**3. Evaporation Occurs Primarily in Wet Deck.** The CXV incorporates combined-flow technology using both primary and secondary heat transfer surfaces. The primary heat transfer surface, the serpentine condensing coil, is the most important as well as the most expensive component in the evaporative condenser. The coil of the CXV is protected from detrimental scale since the CXV coil relies primarily on sensible heat transfer and therefore is less susceptible to scale formation than are other designs that rely primarily on latent (evaporative) heat transfer from the coil surface.

**4. Colder Spray Water.** Spray water at colder temperatures has a lower propensity to form scale because scaling compounds remain in solution rather than depositing as solids on the coil. In the CXV, the spray water over the coil is commonly 6°F to 8°F colder than other condenser designs due to the addition of the secondary heat transfer surface. The colder spray water alone typically reduces the scaling potential\* of the CXV by 25% compared to other designs. This is above and beyond the reduction achieved due to the first three facets discussed above.

\*Using Langelier Index

## FRP Louvers

- Durable, corrosion resistant FRP
- Widely spaced to eliminate louver plugging and facilitate cleaning
- Removable for unhampered access

## Coil Panels

- Durable, corrosion resistant fiberglass reinforced polyester (FRP) on CXV-T models

Corrosion resistant G-235 galvanized steel on all other models.

Pneumatically tested at 375 psig  
0.06" nominal tube wall thickness  
Connection quantity is typically 1/2 that of other similar size units  
CRN for projects in Canada

Polyvinyl chloride (PVC)  
Impervious to rot, decay, or biological attack  
Elevated above basin floor to facilitate cleaning

# Selection

## Heat Rejection Method

In a mechanical refrigeration system, the function of an evaporative condenser is to reject heat to the environment. The heat to be rejected is the sum of the heat input at the evaporator and the energy input at the compressor. For a given set of operating conditions, the energy input through the compression process can vary. Therefore, to accurately determine the proper evaporative condenser required, it is necessary to establish the compressor energy input as well as the heat absorbed in the evaporator.

### Selection Procedure

The Base Heat Rejection of each evaporative condenser is shown in Table 1. Tables 2 and 3 present correction factors to be applied to the system heat rejection for various condensing temperatures, wet bulbs, and refrigerants.

1. Establish total heat rejection required in thousands of Btu per hour (MBH):  
  
Total heat rejection = compressor evaporator capacity (MBH) + compressor Bhp x 2.545
2. Determine the refrigerant and design conditions for condensing temperature and wet bulb temperature.
3. Using the appropriate table for the system refrigerant (Table 2 or 3), determine the correction factor for the design condensing temperature and wet bulb temperature.
4. Multiply the total heat rejection found in Step 1 by the correction factor determined in Step 3.
5. From Table 1, select the evaporative condenser whose Base Heat Rejection equals or exceeds the corrected heat rejection calculated in Step 4.

**Notes:** Consult your BAC Representative for evaporative condenser selections for systems utilizing refrigerants other than R-717, R-22, or R-134a and systems requiring special considerations, such as screw compressors with water cooled oil coolers, evaporative condensers with ammonia desuperheaters or halocarbon subcooling.

Table 1. Base Heat Rejection

CXV-64	1,327
CXV-77	1,596
CXV-86	1,783
CXV-95	1,969
CXV-103	2,135
CXV-119	2,467
CXV-125	2,591
CXV-134	2,777
CXV-143	2,964
CXV-153	3,171
CXV-160	3,316
CXV-171	3,544
CXV-179	3,710
CXV-192	3,980
CXV-184	3,814
CXV-206	4,270
CXV-196	4,062
CXV-210	4,353
CXV-220	4,560
CXV-235	4,871
CXV-253	5,244
CXV-264	5,472
CXV-283	5,866
CXV-290	6,011
CXV-305	6,322
CXV-310	6,425
CXV-324	6,716
CXV-337	6,985
CXV-349	7,234
CXV-373	7,731
CXV-388	8,042
CXV-398	8,249
CXV-416	8,622
CXV-427	8,850
CXV-449	9,306
CXV-466	9,659
CXV-481	9,970
CXV-420	8,705
CXV-470	9,742
CXV-506	10,488
CXV-528	10,944
CXV-566	11,731
CXV-580	12,022
CXV-610	12,643
CXV-620	12,851
CXV-648	13,431
CXV-674	13,970
CXV-698	14,467
CXV-746	15,462
CXV-776	16,084
CXV-796	16,499
CXV-832	17,245
CXV-854	17,701
CXV-898	18,613
CXV-932	19,318
CXV-962	19,939
CXV-N465	9,638
CXV-N491	10,177
CXV-N530	10,985
CXV-N559	11,586
CXV-N574	11,897
CXV-N605	12,540
CXV-N636	13,182
CXV-N664	13,763
CXV-N687	14,239
CXV-T645	13,369
CXV-T686	14,219
CXV-T717	14,861
CXV-T729	15,110
CXV-T763	15,815
CXV-T792	16,416
CXV-T791	16,395
CXV-T827	17,141
CXV-T857	17,763
CXV-T876	18,157
CXV-T906	18,779
CXV-T944	19,566
CXV-T1290	26,738
CXV-T1372	28,437
CXV-T1434	29,723
CXV-T1458	30,220
CXV-T1526	31,629
CXV-T1584	32,832
CXV-T1582	32,790
CXV-T1654	34,282
CXV-T1714	35,526
CXV-T1752	36,314
CXV-T1812	37,557
CXV-T1888	39,133

Table 2. Heat Rejection Capacity Factors—R-717 (Ammonia)

Condensing Temp. (°F)	Wet Bulb Temp. (°F)	Entering Wet Bulb Temperature (°F)																
		70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100	
151.7	85	0.96	1.01	1.06	1.10	1.17	1.24	1.33	1.42	1.54	1.70	1.88	2.13	2.47	2.96	3.73	-	-
165.9	90	0.82	0.85	0.89	0.92	0.96	1.01	1.06	1.12	1.19	1.27	1.38	1.50	1.66	1.86	2.13	2.51	3.07
168.9	91	0.80	0.83	0.86	0.89	0.93	0.97	1.02	1.07	1.14	1.22	1.31	1.42	1.56	1.73	1.96	2.27	2.72
171.9	92	0.78	0.80	0.83	0.86	0.90	0.93	0.98	1.03	1.09	1.16	1.24	1.34	1.46	1.61	1.81	2.07	2.44
174.9	93	0.75	0.78	0.81	0.83	0.87	0.90	0.94	0.99	1.04	1.11	1.18	1.27	1.38	1.51	1.68	1.90	2.21
178.0	94	0.73	0.76	0.78	0.81	0.84	0.87	0.91	0.95	1.00	1.06	1.13	1.21	1.30	1.42	1.57	1.76	2.02
181.1	95	0.71	0.74	0.76	0.78	0.81	0.85	0.88	0.92	0.96	1.02	1.08	1.15	1.24	1.34	1.47	1.64	1.85
185.0	96.3	0.69	0.71	0.73	0.75	0.78	0.81	0.84	0.88	0.92	0.96	1.02	1.08	1.16	1.25	1.36	1.51	1.68
187.4	97	0.68	0.70	0.71	0.74	0.76	0.79	0.82	0.85	0.89	0.94	0.99	1.05	1.12	1.20	1.31	1.43	1.59
190.6	98	0.66	0.68	0.70	0.72	0.74	0.77	0.79	0.83	0.86	0.90	0.95	1.01	1.07	1.14	1.24	1.35	1.49
193.9	99	0.64	0.66	0.68	0.70	0.72	0.74	0.77	0.80	0.83	0.87	0.91	0.96	1.02	1.09	1.17	1.27	1.39
197.2	100	0.62	0.64	0.66	0.68	0.70	0.72	0.75	0.78	0.80	0.84	0.88	0.92	0.98	1.04	1.11	1.20	1.31
214.2	105	0.55	0.57	0.58	0.60	0.61	0.62	0.64	0.66	0.69	0.71	0.74	0.77	0.80	0.85	0.89	0.94	1.01
232.3	110	0.50	0.50	0.51	0.53	0.54	0.55	0.56	0.58	0.59	0.61	0.63	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.81

Table 3. Heat Rejection Capacity Factors—R-22, R-134a

Condensing Temp. (°F)	Wet Bulb Temp. (°F)	Entering Wet Bulb Temperature (°F)																	
		70	72	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92	94	96	98	100		
155.7	95.2	85	1.16	1.21	1.27	1.33	1.41	1.50	1.60	1.72	1.87	2.05	2.29	2.59	3.01	3.61	4.56	-	-
168.4	104.3	90	0.99	1.03	1.07	1.12	1.16	1.22	1.29	1.36	1.45	1.56	1.68	1.84	2.03	2.29	2.62	3.09	3.79
171.0	106.2	91	0.97	1.00	1.04	1.08	1.13	1.18	1.24	1.31	1.39	1.49	1.60	1.74	1.91	2.13	2.41	2.80	3.36
173.7	108.1	92	0.94	0.97	1.01	1.04	1.09	1.14	1.19	1.26	1.33	1.42	1.52	1.65	1.80	1.99	2.23	2.56	3.02
176.4	110.0	93	0.91	0.94	0.98	1.01	1.05	1.10	1.15	1.21	1.28	1.36	1.45	1.56	1.70	1.86	2.08	2.35	2.73
179.1	111.9	94	0.89	0.92	0.95	0.98	1.02	1.06	1.11	1.17	1.23	1.30	1.39	1.49	1.61	1.76	1.94	2.18	2.50
181.8	113.9	95	0.87	0.89	0.92	0.95	0.99	1.03	1.07	1.12	1.18	1.25	1.33	1.42	1.53	1.66	1.82	2.03	2.30
184.6	115.9	96	0.84	0.87	0.90	0.93	0.96	1.00	1.04	1.09	1.14	1.20	1.27	1.35	1.45	1.57	1.71	1.90	2.13
187.4	117.5	97	0.82	0.85	0.87	0.90	0.93	0.97	1.01	1.05	1.10	1.15	1.22	1.30	1.38	1.49	1.62	1.78	1.98
190.2	119.9	98	0.80	0.82	0.85	0.88	0.91	0.94	0.97	1.01	1.06	1.11	1.17	1.24	1.32	1.42	1.53	1.68	1.85
193.0	122.1	99	0.78	0.80	0.83	0.85	0.88	0.91	0.94	0.98	1.03	1.07	1.13	1.19	1.27	1.35	1.46	1.58	1.74
195.9	124.1	100	0.76	0.78	0.81	0.83	0.86	0.88	0.92	0.95	0.99	1.04	1.09	1.14	1.21	1.29	1.39	1.50	1.64
210.7	149.6	105	0.68	0.70	0.71	0.73	0.75	0.77	0.80	0.82	0.85	0.88	0.92	0.96	1.00	1.05	1.11	1.18	1.26
226.4	146.4	110	0.61	0.62	0.64	0.65	0.67	0.68	0.70	0.72	0.74	0.76	0.79	0.82	0.85	0.89	0.93	0.97	1.03

Example 10.1

Given: R-717 refrigerant  
 Compressor evaporator capacity = 550 tons  
 Compressor Bhp = 600  
 Condensing temperature = 95°F  
 Wet bulb temperature = 76°F

Determine the total heat rejection:  
 Compressor evaporator capacity =  
 $550 \text{ TR} \times 12,000 \text{ Btu/hr/TR} = 6,600,000 \text{ Btu/hr}$   
 Compressor Bhp input =  
 $600 \text{ Bhp} \times 2,545 \text{ Btu/hr/Bhp} = 1,527,000 \text{ Btu/hr}$   
 Total heat rejection =  $8,127,000 \text{ Btu/hr} = 8,127 \text{ MBH}$

From Table 2, the heat rejection capacity factor for R-717 at 95°F condensing temperature and 76°F wet bulb temperature is 1.34.

Multiply:  $8,127 \text{ MBH} \times 1.34 = 10,890 \text{ MBH}$

From Table 1, select a unit with a Base Heat Rejection equal to or greater than 10,890 MBH: Model CXV-N530.

# Selection

## Evaporator Ton Method

This selection method is based on estimated horsepower requirements for open reciprocating compressors only, and cannot be considered to be precise. Critical selections of this type should be checked by the heat rejection method shown on pages 10 and 11.

### Selection Procedure

1. Determine the evaporator capacity in Refrigeration Tons (one Refrigeration Ton = 12,000 Btu/hr).
2. Determine refrigerant and design conditions of condensing temperature, suction temperature, and wet bulb temperature.
3. Using tables appropriate for the system refrigerant, determine two correction factors: the Evaporator Capacity Factor (Table 5 and 7) and the Suction Temperature Factor (Tables 6 and 8).
4. Multiply the evaporator capacity in tons by the two correction factors determined in Step 3.
5. From Table 4, select an evaporative condenser whose model number equals or exceeds the product (factors x tons) calculated in Step 4.

**Notes:** Consult your BAC Representative for evaporative condenser selections for systems utilizing refrigerants other than R-717, R-22, or R-134a and systems requiring special considerations, such as screw compressors with water cooled oil coolers, evaporative condensers with ammonia desuperheaters or halocarbon subcooling.

### Selection Example Open Reciprocating Compressor

**Given:** R-134a refrigerant  
 Evaporator capacity = 145 tons  
 Condensing temperature = 105°F  
 Suction temperature = 30°F  
 Wet bulb temperature = 80°F

#### Solution:

From Table 7, the capacity factor for R-134a at 105°F condensing temperature and 80°F wet bulb is 0.84.

From Table 8, the capacity factor for R-134a at 30°F suction temperature is 1.03.

Multiply:  $145 \times 0.84 \times 1.03 = 125.5$  corrected tons.

From Table 4, select a unit with Corrected Evaporator Tons equal or greater to 125.5:  
 Model CXV-134.

Table 4. Base Corrected Evaporator Tons

CXV-64	64
CXV-77	77
CXV-86	86
CXV-95	95
CXV-103	103
CXV-119	119
CXV-125	125
CXV-134	134
CXV-143	143
CXV-153	153
CXV-160	160
CXV-171	171
CXV-179	179
CXV-192	192
CXV-184	184
CXV-206	206
CXV-196	196
CXV-210	210
CXV-220	220
CXV-235	235
CXV-253	253
CXV-264	264
CXV-283	283
CXV-290	290
CXV-305	305
CXV-310	310
CXV-324	324
CXV-337	337
CXV-349	349
CXV-373	373
CXV-388	388
CXV-398	398
CXV-416	416
CXV-427	427
CXV-449	449
CXV-466	466
CXV-481	481
CXV-420	420
CXV-470	470
CXV-506	506
CXV-528	528
CXV-566	566
CXV-580	580
CXV-610	610
CXV-620	620
CXV-648	648
CXV-674	674
CXV-698	698
CXV-746	746
CXV-776	776
CXV-796	796
CXV-832	832
CXV-854	854
CXV-898	898
CXV-932	932
CXV-962	962
CXV-N465	465
CXV-N491	491
CXV-N530	530
CXV-N559	559
CXV-N574	574
CXV-N605	605
CXV-N636	636
CXV-N664	664
CXV-N687	687
CXV-T645	645
CXV-T686	686
CXV-T717	717
CXV-T729	729
CXV-T763	763
CXV-T792	792
CXV-T791	791
CXV-T827	827
CXV-T857	857
CXV-T876	876
CXV-T906	906
CXV-T944	944
CXV-T1290	1,290
CXV-T1372	1,372
CXV-T1434	1,434
CXV-T1458	1,458
CXV-T1526	1,526
CXV-T1584	1,584
CXV-T1582	1,582
CXV-T1654	1,654
CXV-T1714	1,714
CXV-T1752	1,752
CXV-T1812	1,812
CXV-T1888	1,888



Table 5. Evaporator Capacity Factors-R-717 (Ammonia)

Evaporator Temp (°C)	Evaporator Temp (°F)	Evaporator Wet Bulb Temp (°C)																
		0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
151.7	85	0.70	0.73	0.76	0.80	0.84	0.89	0.95	1.02	1.11	1.22	1.35	1.53	1.77	2.12	2.67	-	-
165.9	90	0.60	0.62	0.65	0.67	0.70	0.73	0.77	0.82	0.87	0.93	1.00	1.09	1.21	1.35	1.53	1.82	2.23
168.9	91	0.58	0.60	0.63	0.65	0.68	0.71	0.74	0.78	0.83	0.89	0.95	1.03	1.13	1.26	1.43	1.65	1.98
171.9	92	0.57	0.59	0.61	0.63	0.66	0.69	0.72	0.75	0.80	0.85	0.91	0.98	1.07	1.18	1.32	1.51	1.78
174.9	93	0.55	0.57	0.59	0.61	0.64	0.66	0.69	0.73	0.77	0.81	0.87	0.93	1.01	1.11	1.23	1.39	1.61
178.0	94	0.54	0.56	0.58	0.59	0.62	0.64	0.67	0.70	0.74	0.78	0.83	0.89	0.96	1.04	1.15	1.29	1.48
181.1	95	0.53	0.54	0.56	0.58	0.60	0.62	0.65	0.68	0.71	0.75	0.80	0.85	0.91	0.99	1.08	1.20	1.36
185.0	96.3	0.51	0.53	0.54	0.56	0.58	0.60	0.62	0.65	0.68	0.71	0.75	0.80	0.86	0.92	1.00	1.11	1.24
187.4	97	0.50	0.52	0.53	0.55	0.57	0.59	0.61	0.63	0.66	0.70	0.73	0.78	0.83	0.89	0.97	1.06	1.18
190.6	98	0.49	0.50	0.52	0.53	0.55	0.57	0.59	0.61	0.64	0.67	0.71	0.75	0.79	0.85	0.92	0.99	1.10
193.9	99	0.48	0.49	0.51	0.52	0.54	0.55	0.57	0.60	0.62	0.65	0.68	0.72	0.76	0.81	0.87	0.95	1.04
197.2	100	0.47	0.48	0.49	0.51	0.52	0.54	0.56	0.58	0.60	0.63	0.66	0.69	0.73	0.78	0.83	0.90	0.98
214.2	105	0.42	0.43	0.44	0.45	0.46	0.47	0.49	0.50	0.52	0.54	0.56	0.58	0.61	0.64	0.67	0.71	0.76
232.3	110	0.37	0.38	0.39	0.40	0.41	0.42	0.43	0.44	0.46	0.47	0.48	0.50	0.52	0.54	0.56	0.59	0.62

Table 6. Super Temperature Factors-R-717 (Ammonia)

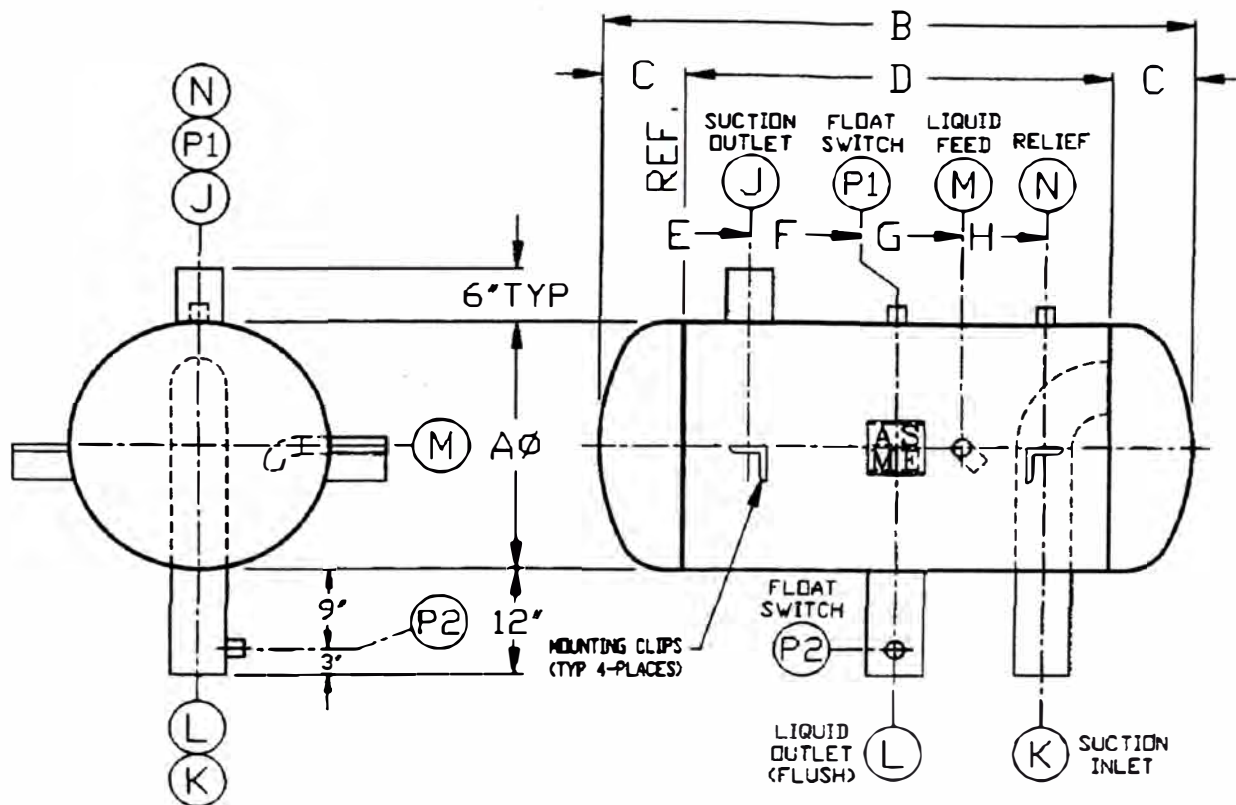
Super Temp (°C)	-20	-10	0	+10	+20	+30	+40	+50
100	1.14	1.11	1.07	1.04	1.00	0.98	0.95	0.93

155.7	95.2	85	0.78	0.82	0.86	0.90	0.95	1.01	1.08	1.16	1.26	1.39	1.55	1.75	2.03	2.44	3.08	-	-
168.4	104.3	90	0.68	0.71	0.73	0.76	0.80	0.84	0.88	0.93	0.99	1.07	1.15	1.26	1.39	1.56	1.79	2.11	2.59
171.0	106.2	91	0.66	0.69	0.71	0.74	0.77	0.81	0.85	0.90	0.95	1.02	1.10	1.19	1.31	1.46	1.65	1.92	2.31
173.7	108.1	92	0.65	0.67	0.69	0.72	0.75	0.78	0.82	0.86	0.92	0.98	1.05	1.13	1.24	1.37	1.53	1.76	2.07
176.4	110.0	93	0.63	0.65	0.67	0.70	0.73	0.76	0.79	0.83	0.88	0.94	1.00	1.08	1.17	1.28	1.43	1.62	1.88
179.1	111.9	94	0.61	0.63	0.66	0.68	0.70	0.73	0.77	0.81	0.85	0.90	0.96	1.03	1.11	1.21	1.34	1.51	1.73
181.8	113.9	95	0.60	0.62	0.64	0.66	0.69	0.71	0.74	0.78	0.82	0.86	0.92	0.98	1.06	1.15	1.26	1.40	1.59
184.6	115.9	96	0.59	0.60	0.62	0.64	0.67	0.69	0.72	0.75	0.79	0.83	0.88	0.94	1.01	1.09	1.19	1.32	1.48
187.4	117.5	97	0.57	0.59	0.61	0.63	0.65	0.67	0.70	0.73	0.76	0.80	0.85	0.90	0.96	1.04	1.13	1.24	1.38
190.2	119.9	98	0.56	0.58	0.59	0.61	0.63	0.65	0.68	0.71	0.74	0.78	0.82	0.87	0.92	0.99	1.07	1.17	1.29
193.0	122.1	99	0.55	0.56	0.58	0.60	0.62	0.64	0.66	0.69	0.72	0.75	0.79	0.83	0.88	0.95	1.02	1.11	1.22
195.9	124.1	100	0.54	0.55	0.56	0.58	0.60	0.62	0.64	0.67	0.69	0.73	0.76	0.80	0.85	0.91	0.97	1.05	1.15
210.7	149.6	105	0.48	0.49	0.51	0.52	0.53	0.55	0.56	0.58	0.60	0.63	0.65	0.68	0.71	0.75	0.79	0.84	0.90
226.4	146.4	110	0.44	0.45	0.46	0.47	0.48	0.49	0.50	0.52	0.53	0.55	0.57	0.59	0.61	0.64	0.67	0.70	0.74

Super Temp (°C)	-20	-10	0	+10	+20	+30	+40	+50
100	1.20	1.16	1.13	1.09	1.06	1.03	1.00	0.98



## RVS STD. ASME 150# HORIZONTAL SURGE DRUMS



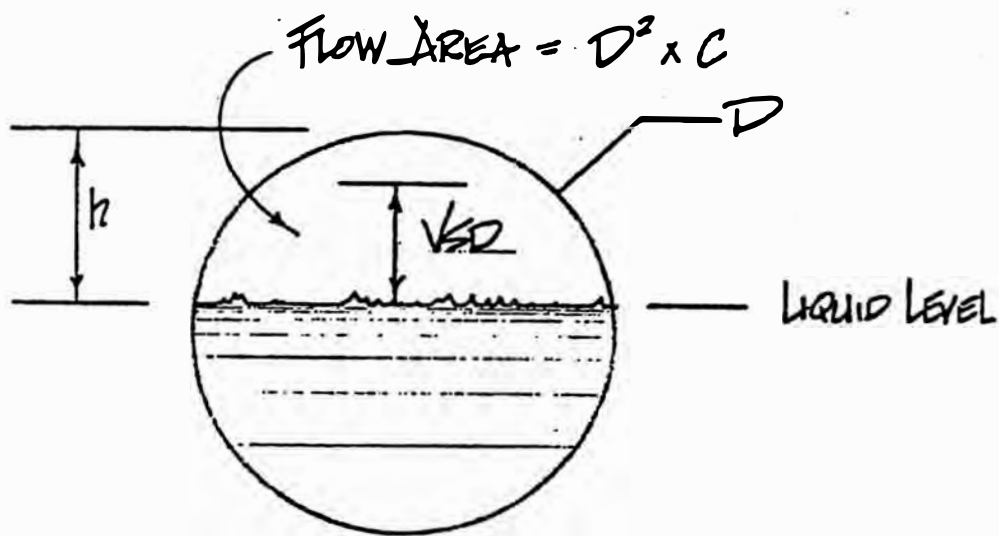
Model No.	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Surge Vol. Cubic Ft.	Weight lbs.
HSD12	12-3/4	48	5-1/2	37	3	18-1/2	26	34	2	2-1/2	2-1/2	1/2	1/2	3/4	1.1	225
HSD16	16	60	6-1/2	47	3	23-1/2	33	43	2-1/2	3	3	3/4	1/2	3/4	2.4	375
HSD20	20	72	7-1/2	57	3	28-1/2	41	53	3	4	4	3/4	1/2	3/4	4.8	550
HSD24	24	72	8-1/4	55 1/2	4	27-3/4	39	50	3	5	4	1	1/2	3/4	7.0	675
HSD30	30	96	9-1/2	77	4	38-1/2	55	71	4	5	5	1	1/2	3/4	16	1100
HSD36	36	96	11	74	6	37	53	68	4	6	6	1-1/4	1/2	3/4	24	1350
HSD42	42	120	12-1/2	95	6	47-1/2	68	87	5	8	8	1-1/4	3/4	3/4	42	1950

RVS Standard Horizontal Surge Drum Capacities (Tons) NH <sub>3</sub>											
Model No.	Diameter	30°F	20°F	10°F	0°F	-10°F	-20°F	-30°F	-40°F	-50°F	
HSD12	12-3/4	18	16	14	13	11	10	9	8	7	
HSD16	16	30	28	24	21	19	17	15	13	12	
HSD20	20	50	47	42	35	30	27	20	17	13	
HSD24	24	77	70	63	55	47	42	37	28	20	
HSD30	30	120	110	97	82	72	62	50	43	37	
HSD36	36	175	155	145	115	105	92	75	60	50	
HSD42	42	240	220	180	160	140	120	100	85	65	

Capacities of 12" & 16" based on connection sizes.  
 Capacities of 20" & larger based on high level at the center.  
 Surge capacities based on a 3" controlled level & surge to centerline of vessel.

EVAPCO, Inc. / P.O. Box 1300 / Westminster, MD 21158 / 410-756-2600 / Fax: 410-756-6450

RVS / P.O. Box 4649 / Bryan, Texas 77805 / 409-778-0095 / Fax: 409-778-0030

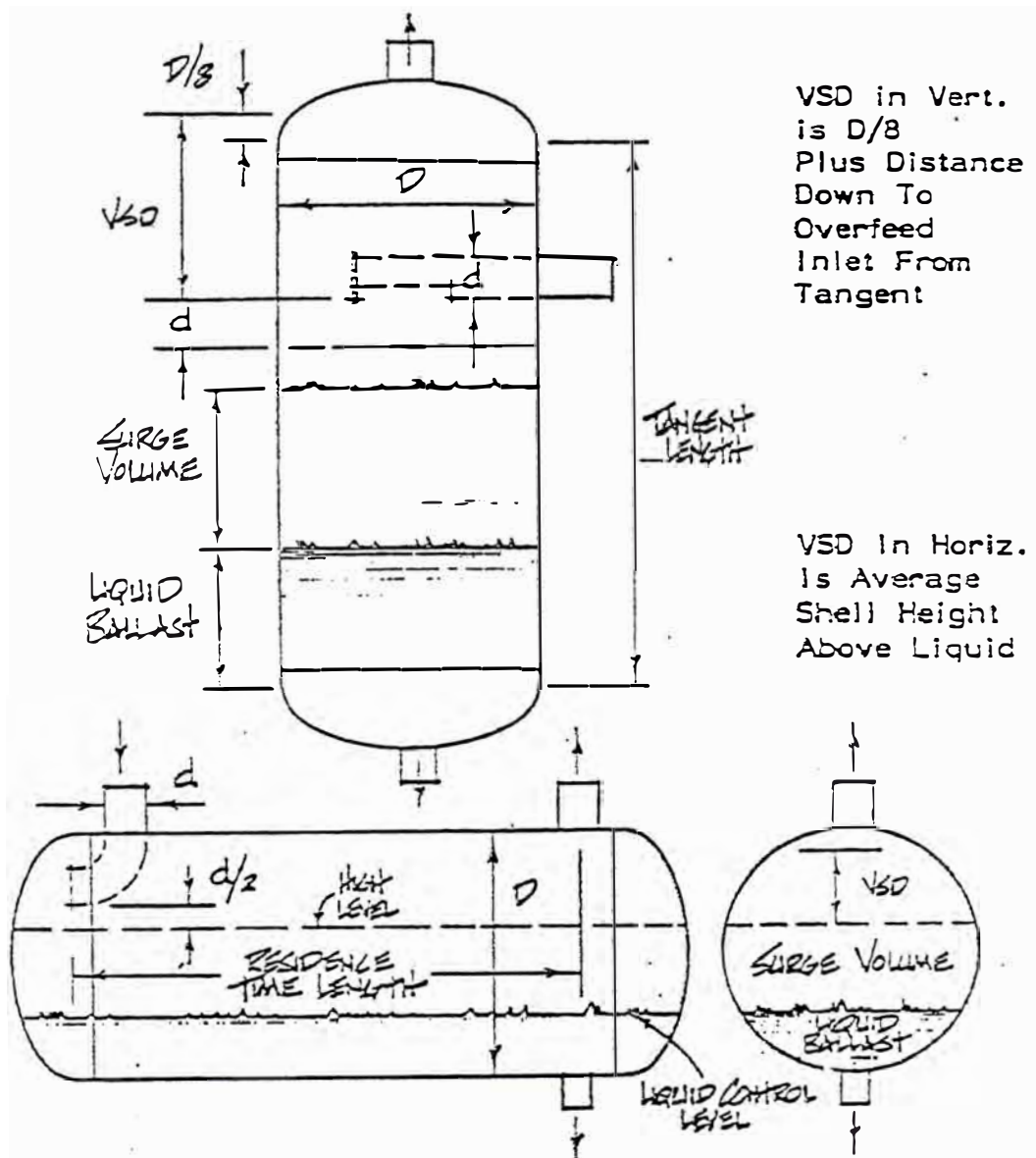


$D$  DIAMETER INSIDE - INCHES  
 $h$  HEIGHT OF FLOW AREA  
 $VSD$  SEPARATING HEIGHT

$h/D$	$C$	$VSD/D$	$h/D$	$C$	$VSD/D$
.05	.01468	.032	.30	.19817	.215
.10	.04087	.068	.35	.24498	.255
.15	.07387	.102	.40	.29337	.298
.20	.11182	.140	.45	.34278	.342
.25	.15355	.175	.50	.39270	.392

Vertical Separating Distance and Flow Areas  
 For Horizontal Low Pressure Receivers

Figure 8



Interpretation of Vertical Separating Distance (VSD) in Horizontal and Vertical Low Pressure Receivers

Figure 11