

D-6757

Calculo y Diseño de una Planta Frigorífica para un sistema de Fa- bricación de Hielo

Tesis de Grado

**Previa a la Obtención del Título de
INGENIERO MECANICO**

Presentado por

Carlos Fierro Escobar

Egresado de la

Escuela Superior Politécnica del Litoral

CALCULO Y DISEÑO DE UNA PLANTA FRIGORIFICA
PARA UN SISTEMA DE FABRICACION DE HIELO

AUTOR :



CARLOS FIERRO ESCOBAR

CERTIFICADO POR :



INGENIERO MECANICO
ANGEL VARGAS ZUNIGA
DIRECTOR DE TESIS

DEDICATORIA :

A MIS PADRES Y HERMANOS

AGRADECIMIENTO :

A LOS PROFESORES DEL DEPARTAMENTO DE
INGENIERIA MECANICA DE LA ESCUELA
SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL POR
HABERME AYUDADO EN UNA U OTRA FORMA
A LA CULMINACION DE MI CARRERA.

UN ESPECIAL AGRADECIMIENTO AL ING.
ANGEL VARGAS DIRECTOR DE TESIS.

EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE ESTA TESIS
PERTENECE A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL

(ARTICULO VIGESIMO PRIMERO DEL REGLAMENTO DE
EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES DE LA
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL)

DECLARACION EXPRESA:

LA RESPONSABILIDAD DE LOS HECHOS, IDEAS,
Y DOCTRINAS EXPUESTAS EN ESTA TESIS,
CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE A SU AUTOR.

(ARTICULO SEXTO DEL REGLAMENTO DE EXAMENES
Y TITULOS PROFESIONALES DE LA ESCUELA
SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL)

CARLOS FIERRO ESCOBAR

LISTA DE SIMBOLOS

Letras Mayúsculas , -

- A = Area superficial exterior; aproximación al bulbo húmedo.
- B = Ancho del tanque de salmuera; ancho de moldes, sección superior.
- C = Calor de fusión del hielo; calor específico.
- Cp = Calor específico a presión constante.
- Dm = Diámetro medio de los moldes.
- E = Módulo de elasticidad.
- G = Velocidad másica.
- Gr = Número de Grashof.
- H = Altura de los moldes.
- K = Coeficiente global de transferencia de calor.
- L = Largo del tanque de salmuera; largo de moldes, sección superior; carrera del pistón en compresores; longitud de tuberías.
- M = Momento flector.
- Nu = Número de Nusselt.
- P = Potencia absorbida en tuberías de agua.
- Ph = Peso del bloque de hielo.
- Pr = Número de Prandtl; potencia mecánica real de los motores de compresores.
- Pt = Potencia mecánica teórica de los motores de compresores.
- Q = Calor transmitido.
- Qc = Calor cedido en el condensador.
- Qf = Potencia frigorífica; calor removido en el evaporador.
- Qr = Carga frigorífica total.
- Qu = Flujo unitario de calor.
- R = Número de Reynolds.
- S = Separación entre dos moldes.
- Sr = Razón entre superficies exterior e interior de un tubo.

St = Número de Stanton.
 T = Tiempo de fabricación del hielo.
 V = Caudal.
 Vr = Caudal volumétrico real.
 Vt = Caudal volumétrico teórico.
 Vtu = Caudal volumétrico teórico para un cilindro del compresor.
 W = Momento resistente; carga total.
 Z = Número de cilindros de un compresor.

Letras Minúsculas .-

b = Ancho de moldes.
 d = Diámetro de cilindros de compresores; diámetros de tubos.
 e = Espacio entre bastidores; espesor.
 f = Coeficiente de rozamiento; flecha.
 h = Cabezal; entalpía; número de hileras de moldes.
 hf = Pérdidas por fricción en tuberías.
 l = Ancho de los bastidores; largo de moldes, sección inferior; longitud de vigas.
 m = Caudal másico; número de moldes.
 qs = Caudal másico de salmuera.
 r = Radio; tasa de compresión.
 rph = Revoluciones por hora.
 rpm = Revoluciones por minuto.
 t = Espesor planchas; temperatura.
 tm = Temperatura moldes.
 ts = Temperatura salmuera.
 v = Velocidad; volumen específico.
 v_l = Velocidad lineal del pistón en compresores.
 w = Carga por unidad de superficie.
 x = Coeficiente de by-pass de temperaturas en evaporadores.

Letras Griegas .-

α = Coeficiente de convección o película.

α_w = Coeficiente de convección de sarro (incrustaciones, escamas, etc).

β = Coeficiente de dilatación del aire.

ΔP = Caída de presión.

ΔT_m = Media logarítmica de diferencias de temperaturas.

δ = Corrimiento.

η_i = Rendimiento indicado.

η_m = Rendimiento mecánico.

η_v = Rendimiento volumétrico.

λ = Coeficiente de conducción o conductibilidad.

μ = Módulo de Poisson; viscosidad dinámica.

ν = Viscosidad cinemática.

ρ = Densidad; peso específico.

σ = Resistencia a la tracción.

LISTA DE FIGURAS

3-1	Diagrama de fases de una salmuera.	10
3-2	Dimensiones de moldes.	14
3-3	Fijación del fondo de los moldes.	16
3-4	Relación tiempo de formación del hielo y nivel de salmuera.	23
3-5	Nivel de la salmuera en el tanque.	24
3-6	Momento flector por unidad de ancho en placas rectangulares con bordes empotrados.	26
3-7	Aislamiento de las paredes del tanque de salmuera.	34
3-8	Cubierta del tanque de salmuera.	38
3-9	Aislamiento de la cubierta del tanque de salmuera.	39
3-10	Ciclo termodinámico.	54
3-11	Evaporador "Vilter Super Flooded Raceway Coils".	73
3-12	Determinación gráfica de la temperatura exterior de los tubos del evaporador.	76
3-13	Determinación gráfica de la temperatura exterior de los tubos del condensador.	90
3-14	Aislamiento de tuberías de amoníaco.	107
3-15	Dispositivo de enganche.	119
3-16	Sistema basculante.	122
3-17	Plataforma del sistema basculante.	123
3-18	Sistema de llenado de moldes.	124

LISTA DE TABLAS

3-1	Características de las salmueras para una concentración equivalente a un punto de congelación de - 19 a - 20 °C.	12
3-2	Modelos de compresores "Vilter".	63
4-1	Inversiones.	127
4-2	Estado de ganancias y pérdidas.	127
A-1	Cálculo de la proyección de la demanda de hielo - basada en ventas de las Fábricas "Frigorífica del Guayas" y "El Nevado".	
A-2	Propiedades de soluciones de cloruro de sodio.	
A-3	Propiedades de soluciones de cloruro de calcio.	
A-4	Propiedades de soluciones de cloruro de magnesio.	
A-5	Perfiles en I.	
A-6	Dimensiones, pesos, superficies y longitudes por haz de tubos de evaporadores "Vilter Super Flooded Raceway Coils".	
A-7	Dimensiones de evaporadores "Vilter Super Flooded Raceway Coils".	
A-8	Galones por minuto, basados en 100 pies/min de velocidad, por haz de tubos de evaporadores "Vilter-Super Flooded Raceway Coils".	
A-9	Condensadores multitubulares horizontales "Vilter", para amoníaco.	
A-10	Agitadores verticales "Vilter" con conexión directa.	

LISTA DE GRAFICOS

- B-1 Curva de demanda de hielo según ventas de las Fábricas "Frigorífica del Guayas" y "El Nevado" para el año 1973.
- B-2 Proyección de la demanda de hielo según ventas de las Fábricas "Frigorífica del Guayas" y "El Nevado".
- B-3 Curva de hielo y de saturación de una solución de cloruro de sodio.
- B-4 Curva de hielo y de saturación de una solución de cloruro de calcio.
- B-5 Curva de hielo y de saturación de una solución de cloruro de magnesio.
- B-6 Ciclo termodinámico.
- B-7 Rendimiento volumétrico de compresores frigoríficos-basado en la tasa de compresión.
- B-8 Diagrama de Moody.
- B-9 Diagrama de la planta frigorífica con accesorios y dispositivos de control automático.
- B-10 Punto de equilibrio económico.

LISTA DE PLANOS

- C-1 Moldes para congelación del agua.
- C-2 Bastidores para moldes.
- C-3 Ganchos de bastidores.
- C-4 Dimensiones del tanque de salmuera.
- C-5 Tuberías de agua a condensadores.
- C-6 Ubicación de equipo frigorífico y tuberías de amoníaco.

CONTENIDO

DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTO	IV
DECLARACION	V
LISTA DE SIMBOLOS	VI
LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABLAS	X
LISTA DE GRAFICOS	XI
LISTA DE PLANOS	XII
CONTENIDO	XIII
 CAPITULO 1 .- INTRODUCCION	 1
CAPITULO 2.- CONSIDERACIONES GENERALES DEL PRO- YECTO:	
2.1. Factibilidad.	4
2.2. Capacidad de la Planta.	6
2.3. Selección del Sistema de Fabricación.	6
CAPITULO 3.- INGENIERIA DEL DISEÑO:	
3.1. <u>El Refrigerante Secundario.</u>	9
3.1.1. Generalidades Acerca del Refrige- rante Secundario.	9
3.1.2. Selección del Refrigerante Secun- dario.	11
3.2. <u>Moldes y Bastidores.</u>	13
3.2.1. Selección de Moldes.	13
3.2.2. Detalles de Diseño de los Moldes.	15
3.2.3. Protección de los Moldes.	16
3.2.4. Pruebas de Recepción de los Mol- des.	18
3.2.5. Bastidores.	18
3.3. <u>Diseño del Tanque de Salmuera .-</u>	19
3.3.1. Tipos de Tanques Según la Dispo- sición.	20
3.3.2. Dimensiones del Tanque de Salmue- ra.	21
3.3.3. Nivel de Salmuera en el Tanque.	23
3.3.4. Construcción del Tanque.	25

3.4. <u>Aislamiento del Tanque de Salmuera.</u>	32
3.4.1. Selección del Aislamiento.	32
3.4.2. Cálculo del Espesor del Aislamiento.	33
3.5. <u>Cálculo de la Carga Frigorífica.</u>	41
3.5.1. Cálculo del Tiempo de Fabricación de un Bloque de Hielo.	41
3.5.2. Carga Frigorífica de la Planta.	48
3.6. <u>Selección del Ciclo Termodinámico.</u>	50
3.6.1. Selección del Refrigerante.	50
3.6.2. Consideraciones Generales del Ciclo Termodinámico.	52
3.6.3. Selección y Trazado del Ciclo.	53
3.6.4. Características del Ciclo Termodinámico.	55
3.7. <u>Cálculo y Selección del Equipo Frigorífico.</u>	57
3.7.1. <u>Compresores.</u>	57
3.7.1.1. Selección del Tipo de Compresor a usar.	57
3.7.1.2. Características Generales del Compresor.	58
3.7.1.3. Cálculo Teórico de las Características Particulares del Compresor.	60
3.7.1.4. Selección Práctica del Compresor.	61
3.7.1.5. Selección del Separador de Aceite.	67
3.7.2. <u>Evaporadores.</u>	68
3.7.2.1. Selección del Tipo de Evaporador a usar.	68
3.7.2.2. Características del Evaporador Seleccionado.	72
3.7.2.3. Cálculo del Evaporador.	74
3.7.2.4. Selección del Acumulador y Válvula de Flotador.	81
3.7.3. <u>Condensadores.</u>	81
3.7.3.1. Selección del Tipo de Condensador a usar.	82
3.7.3.2. Cálculo de los Condensadores.	84
3.7.3.3. Cálculo y Selección Práctica de los Condensadores.	94
3.7.3.4. Selección de los Recipientes de Líquido.	97
3.7.3.5. Selección de Torre de Enfriamiento.	97
3.7.3.6. Tuberías y Bombas de Agua.	98
3.7.4. <u>Cálculo de Tuberías y Aislamiento de las mismas.</u>	102
3.7.4.1. Cálculo de Tuberías.	102
3.7.4.2. Cálculo de Aislamiento de las Tuberías.	107
3.8. <u>Selección de los Dispositivos de Control Automático.</u>	111
3.9. <u>Consideraciones Generales de Equipos Auxiliares.</u>	116

3.9.1. Agitadores de Salmuera :	116
3.9.1.1. Tipos de Agitadores a Hélice.	116
3.9.1.2. Selección de Agitadores.	117
3.9.2. Sistema de Manipulación.	118
3.9.3. Recipiente de Desmoldeo.	120
3.9.4. Sistema Basculante,	122
3.9.5. Sistema de Llenado de Moldes.	124
 CAPITULO 4. ANALISIS ECONOMICO.	 126
CAPITULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	138
APENDICE : Tablas.	
Gráficos y Planes.	
Bibliografía.	

CAPITULO 1

INTRODUCCION

Desde hace siglos el hombre ha usado el hielo para la conservación de alimentos y para la producción de bebidas frías y helados.

Primeramente se usó el hielo natural, que cuando en la estación invernal había alcanzado un espesor conveniente en ríos y lagos, se colocaba en grandes cantidades en cámaras aisladas o en pilas aisladas por algas o turba, conservándose así hasta su uso posterior en la estación caliente.

A comienzos del siglo pasado fue un floreciente negocio el transportar hielo natural por barcos, desde puertos de clima frío hasta puertos de clima tropical permanente, llegando a transportar 15000 toneladas de hielo en el año 1849 .

Actualmente casi todo el hielo utilizado por el hombre se hace enteramente por medio de máquinas frigoríficas.

Durante el período en que ha avanzado la fabricación industrial del hielo, su campo de utilización se ha extendido en muchas formas, siendo actualmente muy grande su importancia comercial. Vamos a describir brevemente algunos de los campos de utilización del hielo:

a) Cámaras y neveras domésticas refrigeradas por hielo.

El hielo contiene por unidad de peso una cantidad de frigorías igual a su calor latente de fusión o sea 80 Kcal/Kg, ello representa pues un acumulador de frío que es empleado para el enfriamiento de cámaras frías.

El hielo produce :

- Una temperatura suficientemente baja para conservar los alimentos.
- Una temperatura suficientemente seca para evitar los enmohecimientos, y
- Una temperatura suficientemente húmeda para evitar la desecación.

El hielo enfria el aire que está en contacto con su superficie, se estima que la velocidad del aire debido a la convección sola es del orden de 8 a 12 cm/seg, lo que origina una corriente de aire fría que enfria los alimentos dentro de la cámara. El efecto refrigerante resulta de la fusión del hielo.

El solo hecho de enfriar los alimentos no es suficiente para conservarlos ya que éstos desprenden constantemente olores e impurezas; el hielo arrastra los olores e impurezas y los evacúa por el tubo de desagüe.

Las cámaras o neveras domésticas de hielo constan de un espacio aislado que constituye el mueble de la cámara fría, dividido en dos espacios, el uno que recibe la carga de hielo y el otro destinado a los productos alimenticios y por tanto arreglado en consecuencia. Para una cámara convenientemente aislada el consumo de hielo diario es de alrededor de 5 Kg/m³ para una temperatura exterior de 25°C.

b) Hielo y pescado .-

Uno de los campos de mayor utilización de hielo en nuestro medio es en la industria de la pesca, la misma que tiene un brillante futuro.

El empleo de hielo es imperativo a bordo de los pequeños buques de pesca desde la captura hasta el desembarco del pescado, para evitar la descomposición del pescado debido a la acción de microorganismos que aparecen luego de la muerte del pescado, el mismo que es conservado en recipientes que contienen agua, hielo y sal.

La refrigeración mecánica actualmente solo es usada en buques pesqueros relativamente grandes o en los llamados buques madres que son los que almacenan la totalidad de peces capturados por toda una flota pesquera.

c) El hielo y el preenfriamiento de frutas y legumbres.-

Para el preenfriamiento y transporte de frutas y legumbres se emplea mucho el contacto directo de éstas con hielo en forma de nieve, este sistema tiene la gran ventaja sobre la refrigeración mecánica de evitar las pérdidas de peso de los productos y mantener en un nivel muy bajo las pérdidas de ácido ascórbico de frutas y legumbres el cual debe conservarse en razón de su gran importancia como vitamina.

d) El hielo y la leche .-

Es importante que después de ser obtenida la temperatura de la leche sea bajada rápidamente a 10°C, o menos, para evitar el crecimiento de bacterias, y si debe ser transportada se lo hará a una temperatura de 1 a 2°C, para así asegurar una temperatura no mayor de 10°C al ser entregada al consumidor.

El enfriamiento de la leche en el campo, entonces se -
hace necesario utilizando los medios más económicos posi -
bles, esto se logra con el empleo del hielo que enfria el -
agua que baña al recipiente que contiene la leche, este sis -
tema se emplea en instalaciones pequeñas que no justifican -
la instalación de maquinaria frigorífica.

e) El hielo y los vinos .-

Un vino para ser estable debe ser tratado por largos años en barricas o calentándolo y enfriándolo alternativamente lo que se logra con el empleo del hielo. -

f) El hielo y climatización .-

Para climatización los sistemas mecánicos utilizan -
agua enfriada para obtener el enfriamiento final del aire, -
ahora bien, se puede utilizar el efecto refrigerante que resulta de la fusión del hielo para enfriar el agua de circulación, lo que producirá un gran ahorro en costos de instalación y mantenimiento del equipo. Lógicamente el empleo del hielo es indicado para pequeñas instalaciones que no consuman una gran cantidad de hielo.

Además el hielo tiene una amplia utilización en el servicio de comidas y especialmente bebidas frías donde se lo emplea en forma directa.

Así pues, es innegable la gran importancia comercial -
del hielo, la misma que tomará mayor incremento con el futuro desarrollo pesquero del país, lo que creemos es motivo -
suficiente para la realización del proyecto que va a ser estudiado en esta tesis.

CAPITULO 2

CONSIDERACIONES GENERALES DEL PROYECTO

2.1. FACTIBILIDAD .-

Este estudio presenta el anteproyecto de instalar en el país, específicamente en Guayaquil, una planta de fabricación de hielo en bloques.

El hielo que se produciría en gran escala ya sea en bloques o ya sea transformados éstos en cubos, picado o hielo en forma de nieve tiene una amplia gama de utilización en la vida diaria como hemos visto en el capítulo anterior, pero su principal empleo en un futuro cercano sería en la industria de la pesca que es uno de los objetivos de mayor importancia en el desarrollo actual del país, ya que los proyectos en este sentido son de gran envergadura y comprenden desde el incremento de la flota pesquera hasta el montaje de instalaciones procesadoras de pescado, ramificaciones para las cuales es de gran utilidad el hielo.

El presente estudio determina las bases necesarias que conduzcan a la instalación de una planta productora de hielo en bloques, estimando la demanda actual y muy moderadamente la demanda futura.

Las necesidades actuales de hielo en Guayaquil y en las poblaciones cercanas se satisfacen por medio de la producción de tres fábricas a saber :

- "Frigorífica del Guayas" con una producción máxima mensual de 6530 toneladas en bloques de 150 libras.
- "El Nevado" con una producción máxima mensual de 2040 toneladas en bloques de 150 libras.
- "Fábrica de Hielo de Durán" con una producción máxima mensual de 1326 toneladas en bloques de 150 libras.

De estas tres fábricas las dos primeras satisfacen las necesidades de Guayaquil y la tercera satisface las necesidades de Durán y de las poblaciones cercanas, es por ello que nuestro estudio de demanda actual y futura se basará únicamente en la producción de las dos primeras, es decir de "Frigorífica del Guayas" y "El Nevado".

El gráfico B-1 muestra la curva de demanda de hielo por meses para el año 1973 en base a las ventas* de las fábricas : "Frigorífica del Guayas" y "El Nevado" y las conclusiones más importantes desprendidas de allí son las siguientes :

* Valores estimados sujetos a ligeros errores.

a) En los meses de Enero, Febrero, Marzo y Diciembre la producción quedó corta respecto a la demanda, - es decir que las dos fábricas vendieron toda su producción - que llega a 8570 toneladas mensuales. En el resto de meses del año la demanda fue inferior a la producción, produciéndose la mínima demanda en el mes de Julio, siendo ésta 1890 toneladas inferior a la producción.

Ahora bien, para satisfacer el exceso de demanda en - Diciembre y en los tres primeros meses del año saltan a la vista dos soluciones a saber :

- Almacenar en bodegas frigoríficas el exceso de producción en los meses de menores ventas, para satisfacer la sobredemanda de los otros meses. Esta solución es antieconómica y por lo mismo nada factible, y
- Aumentar la producción de hielo incrementando la producción de las dos fábricas actuales o instalando una nueva fábrica; solución que sería la única viable.

b) Las ventas totales de hielo durante 1973 fueron de 94430 toneladas, siendo la producción máxima total de 102840 toneladas, aunque en cuatro meses del año la demanda fue superior a la producción.

En el gráfico B-2 se muestra la proyección de la demanda de hielo según ventas de las fábricas "Frigorífica del Guayas" y "El Nevado" durante los años 1968-1973 y las conclusiones mas importantes desprendidas de allí son las siguientes :

- La demanda crece a un ritmo aproximado de 7958 toneladas de hielo por año.
- La producción actual podrá cubrir la demanda hasta 1974 y posiblemente hasta 1975, ya que la máxima producción anual es de 102840 toneladas, de allí en adelante la producción quedará corta respecto a la demanda.
- Para 1980 se tendrá una demanda aproximada de 146870 toneladas anuales, lo que supone una sobredemanda de 44030 toneladas anuales, por lo tanto para ese año se requeriría una nueva planta productora de hielo con una capacidad diaria de 122 toneladas.

Es cierto que mientras un país avanza en su industrialización, disminuye su consumo de hielo, ya que aumenta el uso de máquinas frigoríficas. Entonces para Guayaquil podría resultar exagerada la proyección de la demanda futura de hielo, pero esto quedaría compensado con la utilización de hielo en el futuro desarrollo pesquero del Ecuador, el que por sí solo justificaría la instalación de una planta productora de hielo en gran escala.

Actualmente de todo el hielo producido en Guayaquil, - solamente un 10% se utiliza industrialmente para la pesca, - transporte, etc., el 90% restante se utiliza en forme domés - tica. Con el desarrollo industrial del Ecuador, especial - mente con el desarrollo pesquero, creemos que este porcen - taje aumentará notablemente y por lo mismo la demanda de - hielo aumentará en la misma o mayor proporción.

Entonces del estudio del mercado de hielo se concluye - que es factible la instalación en Guayaquil de una planta - productora de hielo en bloques; las perspectivas del merca - do actual y sobre todo futuro son muy halagadoras y la pro - moción de este tipo de industria es de interés para el - país así como para el inversionista privado.

Esta industria estaría enmarcada o clasificada en la - categoría B de la Ley de Fomento Industrial, por lo tanto - además de los beneficios generales la nueva industria goza - rá de la exoneración de algunos de los derechos arancela - rios para la importación de maquinarias y repuestos.

2.2. CAPACIDAD DE LA PLANTA.-

Hemos visto según la proyección de la demanda, sin to - mar en cuenta el futuro desarrollo pesquero del Ecuador y - su consiguiente utilización de hielo, que para 1980 para cu - brir esa demanda se hace necesaria una producción extra de - 120 toneladas diarias de hielo. Siendo preferible ser algo - conservadores en asuntos de futuro mercado este estudio se - hará para una planta productora de hielo en bloques con una - capacidad de 100 toneladas diarias.

Básicamente el proyecto se hará para que la planta sea - instalada en Guayaquil, aunque lógicamente con pequeñas mo - dificaciones podría ser instalada en cualquier otra ciudad - de la costa ya sea Esmeraldas, de un gran porvenir indus - trial, o Manta de gran porvenir industrial y sobre todo pes - quero.

Ya que la maquinaria frigorífica de la planta constará - de tres equipos iguales de capacidad, toda la planta con al - gunas modificaciones podría ser hecha para capacidades de - producción de 30 o 60 toneladas diarias de hielo .

2.3. SELECCION DEL SISTEMA DE FABRICACION .-

Hay dos sistemas generales de fabricación de hielo en - bloques a saber :

- a) El sistema tradicional con baño de salmuera y
- b) El sistema de evaporación directa.

Fabricación lenta (método tradicional).-

El método tradicional es el que se emplea desde hace muchos años y consiste en bañar con una salmuera que tiene una temperatura inferior a cero grados centígrados los moldes que contienen agua; estos moldes tienen generalmente una forma de tronco de pirámide.

El tiempo que se demora en congelarse el agua depende exclusivamente de las dimensiones del molde, de la temperatura inicial del agua y de la temperatura de la salmuera.

Fabricación rápida.-

Hay varios métodos de fabricación rápida de hielo pero todos ellos utilizan el sistema de expansión directa, es decir que el gas refrigerante se evapora al estar en contacto con el molde que contiene agua congelando rápidamente a ésta.

Comparando los dos sistemas las ventajas que encontramos con la fabricación por expansión directa son las siguientes :

- Supresión de la salmuera y por lo tanto desaparición de la corrosión debida a la misma.
- Posibilidad de un trabajo automático y continuo sin llenado, extracción, desmoldeo y transporte de los moldes,
- El espacio para instalación de una planta de una misma capacidad es inferior en la fabricación rápida, así tenemos que la superficie de local en metros cuadrados por tonelada para una fábrica del tipo clásico es de 3.05, mientras que para una fábrica de producción rápida es de 2.65 metros cuadrados por tonelada. [Ref.13].
- El peso total de los equipos de la planta también es inferior, así para una planta de fabricación rápida tenemos 0.82 Ton/Ton de hielo, mientras que para la del tipo clásico es de 1.02 Ton/Ton de hielo, [Ref.13] .
- La puesta en marcha y parada de la planta es mucho más rápida en las plantas de fabricación de hielo por expansión directa.

Las ventajas de una planta tipo clásico sobre una de expansión directa son:

- El costo de equipos e instalación de los mismos por tonelada de producción de hielo es mucho menor.
- El costo de mantenimiento de equipos es más económico ya que es más sencillo.

- El manejo u operación de la planta es mucho más simple y no requiere cuidados especiales como los requeridos por una planta de fabricación rápida.

Las ventajas de una planta de hielo con expansión directa sobre una planta del tipo clásico son numerosas y todas son dignas de tomarse en cuenta, pero en nuestro medio las ventajas de una planta de tipo clásico son decisivas ya que no tenemos escasez de mano de obra, ni problemas de espacio para montar la planta. Así mismo consideramos que la calidad de mano de obra disponible a nivel de obrero es baja y sobre todo considerando la menor cuantía de la inversión seleccionamos el sistema de fabricación tradicional, es decir el sistema por el cual se obtiene hielo bañando en sal muera fría los moldes llenos de agua.

CAPITULO 3

INGENIERIA DEL DISEÑO

3.1. EL REFRIGERANTE SECUNDARIO .-

En una planta de fabricación de hielo en bloques por el método tradicional es de gran importancia el refrigerante secundario o salmuera, ya que de sus características y propiedades depende en gran parte la eficiencia de la planta - en lo que se refiere a tiempo de congelación del agua y conservación de equipo y material en contacto con la salmuera.

3.1.1. Generalidades acerca del refrigerante secundario.-

El refrigerante secundario es el que se enfria por contacto con la superficie del evaporador y ya enfriado pasa al espacio que va a ser refrigerado, en nuestro caso especial es el que rodea a los moldes para la congelación del agua y obtención del hielo.

Una solución de cualquier sal en agua baja el punto de congelamiento de ésta, siendo esta solución la llamada sal - muera. Para preparar una salmuera se utiliza sal común (Na Cl) cloruro de calcio (Ca Cl_2) ó cloruro de magnesio (Mg Cl_2). - Hay que evitar una mezcla de soluciones distintas ya que esto produce precipitaciones. Para evitar la presencia de lodos e incrustaciones en el sistema de refrigeración debido a la presencia de cuerpos extraños y arrastre de la sal base es preferible usar soluciones frigoríficas obtenidas industrialmente, las cuales gracias a su composición química actúan como anticorrosivas, son inodoras, no tóxicas y aseguran un mayor tiempo de servicio a la instalación frigorífica.

Las soluciones de cloruros se deben mantener siempre neutras con un PH de 7 a 7.2, esto se consigue por medio de productos químicos amortiguadores como el cromato o dicromato de sodio. Esto se debe a que después de cierto tiempo la solución se vuelve ácida debido a la influencia del bióxido de carbono del aire, entonces existe peligro de corrosión. Como en una planta de producción de hielo es inevitable el contacto de la salmuera con el aire es de vital importancia mantener siempre la solución en un estado neutro.

Al escoger el porcentaje de sal para la solución es necesario determinar ese porcentaje en base a la temperatura más baja de trabajo de la salmuera, ya que, si se aumenta indebidamente dicho porcentaje se puede llegar al punto criohídrico de la solución en el que se congelan simultáneamente proporciones iguales de sal y agua en un mismo cuerpo, si se aumenta -

la concentración de sal por encima de dicho punto, se eleva rápidamente el punto de congelación y entonces la solución más concentrada tiene el mismo punto de congelación que una solución débil. Ahora bien, si se refrigera una solución salina ligeramente concentrada hasta su punto de congelación se separa de ella agua pura en forma de hielo y si se refrigera una solución sobre concentrada hasta su punto de congelación no se separa hielo sino sal. Los puntos de congelación antes del punto criohidráulico están sobre la curva de hielo y, los puntos de congelación al otro lado del punto criohidráulico están sobre la curva de saturación.

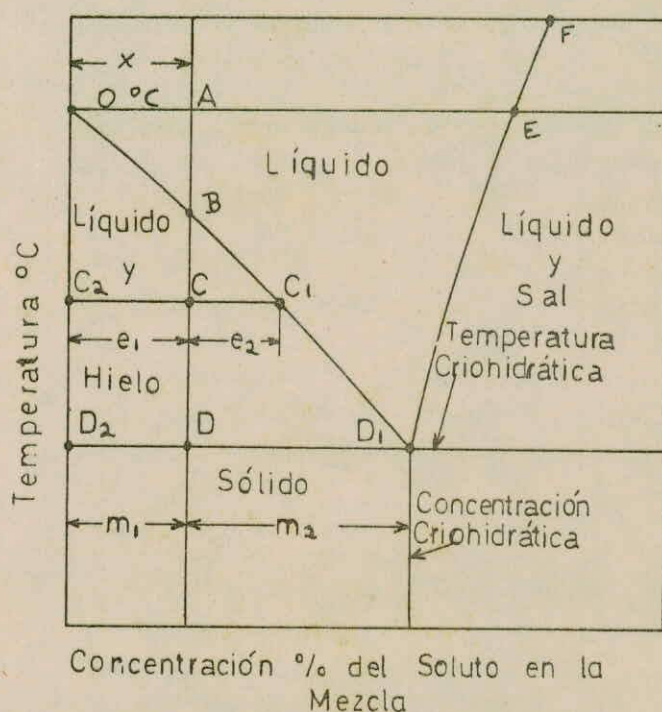


FIGURA 3-1 .- DIAGRAMA DE FASES DE UNA SALMUERA

Si nos referimos a la figura 3-1 una solución de concentración x , menor que la correspondiente a su punto criohidráulico a una temperatura mayor a 0°C, es enfriada, esta no se solidificará cuando se llegue a 0°C (punto A), si continuamos enfriándola a partir del punto B cristales de hielo de agua pura se comienzan a formar acompañada por el desprendimiento de su calor latente. Si removemos esta agua de la solución incrementaremos así la concentración de la solución residual. Como la temperatura sigue decreciendo la formación de los cristales continúa y la mezcla de cristales de hielo y solución de salmuera forman un lodo. Cuando se llega al punto C hay una mezcla de cristales de hielo C_2 y una solución de salmuera de concentración C_1 , en la proporción de e_1 partes de salmuera y e_2 partes de cristales de hielo en $(e_1 + e_2)$ partes de mezcla. Cuando el proceso de enfriamiento don

tinua hasta el punto D, hay una mezcla de m_1 partes de solución de salmuera criohidráulica D_1 y m_2 partes de hielo D_2 , todo a la temperatura criohidráulica. Como más calor es removido, la m_1 partes de salmuera se enfrían a una temperatura uniforme hasta que todo el calor latente sea removido. La mezcla fría criohidráulica es una mezcla mecánica de sal y agua fría, no una solución.

Si la solución inicial es de mayor concentración que la criohidráulica, ésta se congela dependiendo el punto de congelación del grado de concentración de la solución. En la figura 3-1 el punto E da el grado de concentración para un congelamiento a 0°C y el punto F a una mayor temperatura.

Con esto queda demostrado la importancia de la concentración de sal en la solución de salmuera, la cual debe ser la correspondiente a un punto de congelación inferior en unos 5 a 10°C a la temperatura de la salmuera para un trabajo a plena carga.

3.1.2. Selección del refrigerante secundario .-

Los gráficos B-3, B-4 y B-5 ilustran las curvas de hielo y saturación para las tres principales salmueras: cloruro de calcio, cloruro de sodio y cloruro de magnesio.

Ahora bien, a más de las salmueras de cloruros de Ca, Na y Mg existen salmueras especiales fabricadas por algunas casas, algunas de estas salmueras son: "Hoesch Ef 11", "Hoesch Tk 8", "Neozol Special", "Alusol", "Anticora" de fabricación alemana y algunas otras de fabricación americana. Todas estas salmueras son de imposible consecución en nuestro medio y si, se las llegara a conseguir sería a un precio astronómico, por tanto desechamos el uso de éstos tipos de salmueras y la que va a ser usada en nuestra planta va a ser escogida entre las de cloruro de calcio, cloruro de magnesio y cloruro de sodio.

Uno de los puntos básicos que debemos tomar en cuenta al escoger la salmuera son sus puntos de saturación o criohidráulicos que son los siguientes:

- Cloruro de calcio = - 55.0°C .
- Cloruro de sodio = - 21.2°C .
- Cloruro de magnesio = - 33.6°C .

Desde este punto de vista la salmuera que más nos conviene usar es la que tenga su punto de saturación más bajo para así por cualquier descuido evitar posibles congelamientos debido a una concentración alta.

Las propiedades físicas de estos tres tipos de salmuera para distintos grados de concentración están en las tablas - A-2, A-3 y A-4.

Para una concentración equivalente a un punto de congelación de -19 a -20 °C, que es la concentración que vamos a usar, ya que la temperatura de trabajo de la salmuera será entre -10 y -12 °C, tenemos las características particulares que se muestran en la tabla 3-1.

Salmuera	Punto Congel.	°Be a 15 °C	Peso Esp. a 15 °C	Cant. de sal en % d' peso de sol.	Part. de sal sobre 100 d' agua	Calor específico Kcal/Kg°C		
						-10 °C	0 °C	10 °C
Na Cl	-19.4	20.0	1.16	21.2	26.9	0.803	0.806	0.808
Ca Cl ₂	-19.2	23.1	1.19	20.9	26.5	0.721	0.727	0.732
Mg Cl ₂	-19.9	17.8	1.14	16.0	19.1	0.769	0.775	0.781

TABLA 3-1 .- CARACTERISTICAS DE LAS SALMUERAS PARA UNA CONCENTRACION EQUIVALENTE A UN PUNTO DECONGELACION DE -19 A -20 °C.

Desde la tabla anterior podemos sacar las siguientes conclusiones :

Para un punto de congelación relativamente igual tenemos un peso específico mayor para el Ca Cl₂ y menor para el Mg Cl₂ ; también observamos que para una cantidad igual de solución se requiere mayor cantidad de Na Cl y menor cantidad de Mg Cl₂, y lo que es más importante, observamos un menor calor específico para el Ca Cl₂ , con una cantidad igual a 0.048 Kcal/Kg °C, con respecto al Mg Cl₂ y 0.079 Kcal/Kg °C con respecto al Na Cl, lo que quiere decir que se requerirá una menor carga frigorífica para enfriar inicialmente la salmuera.

El cloruro de magnesio tiene el gran inconveniente de ser de difícil consecución en el mercado; en cambio el cloruro de sodio se lo puede conseguir fácilmente pero tiene los inconvenientes de tener gran cantidad de impurezas y además tener un calor específico alto y también una temperatura mínima de congelación, alta, debido a su pronta saturación (punto cricohdrático), el cual en el caso de usar esta salmuera estaría muy cercano a la temperatura de congelación requerida.

Ahora bien, si consideramos el bajo calor específico del cloruro de calcio y su punto de congelación bajo (-55 °C) debido al punto cricohdrático y sobre todo su fácil consecución en nuestro mercado y a pesar de tener un precio más elevado que el cloruro de sodio y magnesio escogemos para nuestra planta una solución de cloruro de calcio como refrigerante secundario, cuyas características son las siguientes :

- Punto de congelación .-	- 19.2 °C.
- Grados Beumé a 15 °C.-	23.1
- Peso específico a 15 °C .-	1.19 Ton/m ³
- Cantidad de sal en % de peso de la solución .-	20.9 %
- Partes en peso de sal por 100 de agua .-	26.5
- Calor específico de la solución a - 10 °C .-	0.721 Kcal/Kg °C
- Kg. de cloruro de calcio al 72/75 % a disolverse en 100 litros de agua .-	36.3
- Kg. de cloruro de calcio al 72/75 % necesarios para preparar un metro cúbico de salmuera a 15 °C. -	315
- Kg. de cloruro de calcio al 77/80 % a disolverse en 100 litros de agua .-	33.3
- Kg. de cloruro de calcio al 77/80 % necesarios para preparar un metro cúbico de salmuera a 15 °C .-	295

3.2. MOLDES Y BASTIDORES .-

3.2.1. Selección de moldes .-

Las diferentes plantas productoras de hielo en la ciudad producen bloques de 150 libras (68 Kg.) y para el expendio comercial en bloques mas pequeños, simplemente se dividen los bloques. Lógicamente los moldes usados están bajo las reglas de normalización americanas y considerando que el Instituto Ecuatoriano de Normalización todavía no ha emitido reglas al respecto, nosotros usaremos la normalización europea y dentro de ésta tenemos que hay bloques de : 5, 7, 10, 12.5, 25 y 50 Kg. o sea 11.025, 15.435, 22.05, 27.5625, 55.125 y 110.25 Lbs., creemos que lo mas conveniente es usar moldes de 50 Kg. ya que, si se usaran moldes mas pequeños para una misma producción aumenta el número de moldes, lo que trae consigo un aumento en el costo de instalación, además el público consumidor está acostumbrado a bloques de hielo grandes (150 Lbs.) y en caso de necesidad se podrían dividir los bloques de 50 Kg. para su expendio.

La forma de los moldes internacionalmente usados es de una pirámide cuadrangular trunca, siendo la sección más pequeña la parte inferior y la sección más grande la parte superior. Esta forma se usa con el fin de facilitar el desmoldeo de los bloques de hielo. La inclinación de las paredes es un resultado de la práctica.

Las medidas normalizadas europeas de moldes para bloques de 50 Kg. se muestran en la figura 3-2 y son las siguientes :

- Sección libre superior en milímetros .- 380 x 190 (LxB)
- Sección libre inferior en milímetros.- 340 x 160 (lxb)
- Altura total en milímetros.- 1115 (H)
- Contenido aproximado en Kg.- 50
- Volumen total bruto en dm^3 .- 70.35

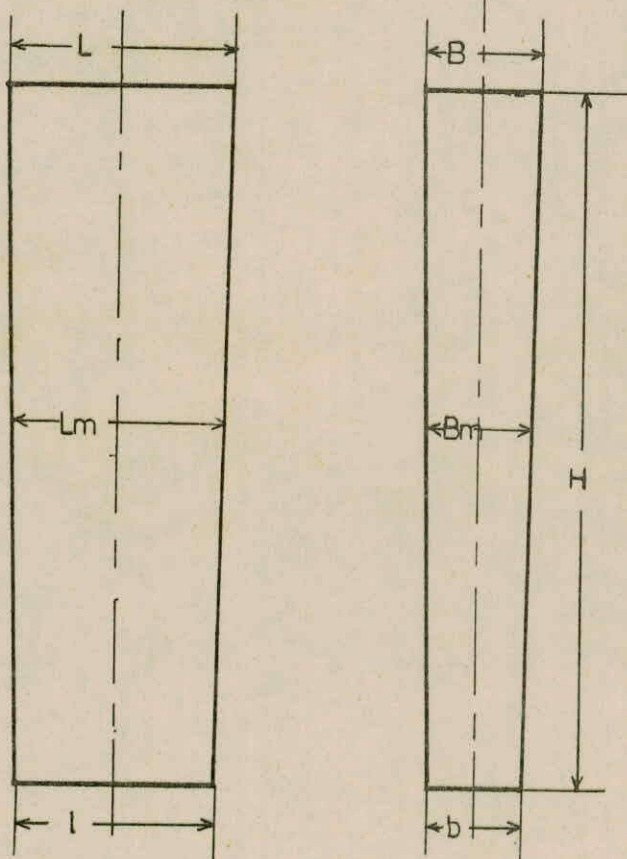


FIGURA 3-2.- DIMENSIONES DE MOLDES

Algunas razones entre las diversas medidas de estos moldes y que están debidamente normalizadas son :

- $\lambda = L/H = 0.3408$
- $\beta = B/H = 0.1704$
- $\delta = B/L = 0.500$
- $\epsilon_1 = \frac{L - l}{H} = 0.0358744$
- $\epsilon_b = \frac{B - b}{H} = 0.0269058$ [Ref. 13]

3.2.2.) Detalles de diseño de los moldes .-

La normalización de los moldes no solamente involucra la forma y las dimensiones generales del molde sino también los problemas pertinentes a su construcción (espesor, naturaleza y calidad del material empleado, uniones y soldaduras, disposición de piezas de refuerzo, fijación de los fondos, etc.,).

Las principales recomendaciones de normalización para la construcción de los moldes son :

Planchas .- El molde se compone de : una plancha lateral que forma el cuerpo del molde; el fondo; las piezas de refuerzo y los hierros de suspensión.

El cuerpo y el fondo son fabricados de planchas delgadas en razón de requerir una conducción alta de calor para el congelamiento del agua en los moldes. La plancha del cuerpo es generalmente de 1.5 mm. de espesor y la del fondo de 1.7 mm.- para los moldes de 50 Kg.

Las características de las planchas recomendadas para la construcción de los moldes deben ser las siguientes :

- Deben ser resistentes al óxido y a golpes.
- Bastante maleables con una superficie lisa sin rebabas.
- Deben tener una resistencia a la tracción de 37 a 42 Kg/cm²., y un alargamiento del 20 al 25 % para esa tracción.

La plancha de acero "Siemens Martin" recocida en horno y luego laminada es la que responde a todas las exigencias razonables y por ello se va a utilizar este material para la fabricación de los moldes.

Un punto importante es el relativo a evitar se deforme la plancha durante el proceso de la soldadura longitudinal.

La costura longitudinal se debe efectuar por medio de soldadura autógena en uno de los ángulos; el cuerpo del molde, es decir las planchas verticales, deben sobresalir al fondo en 14 a 15 mm, para protección de éste durante el uso del molde.

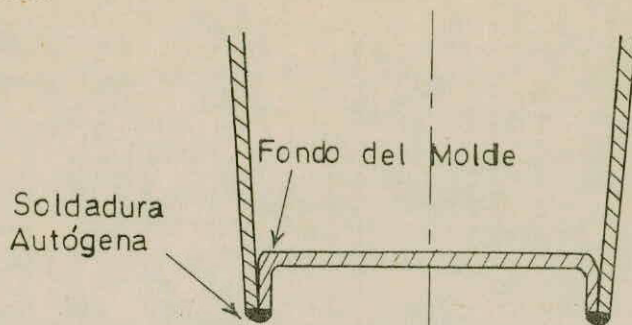


FIGURA 3-3.- FIJACION DEL FONDO DE LOS MOLDES

La fijación del fondo se hace de acuerdo a la figura 3-3 es decir, debe estar bien adherido, fijo y perfectamente estanco. Esto se logra por medio de una dobladura de la plancha de unos 13 mm. para así dejar una altura total, tomando en cuenta el espesor de la plancha, de unos 14.5 a 15 mm., - luego se aplica la soldadura autógena entre las planchas del cuerpo y fondo según lo indica la figura. La fijación del fondo se hace anteriormente al tratamiento del molde - ya sea galvanización o cualquier otro tratamiento adecuado.

Las caras laterales del molde deben ser rigurosamente planas; la más grande tolerancia admisible para los senos longitudinales debe ser igual o menor al espesor de la plancha, es decir 1.5 mm.

Los refuerzos y hierros de suspensión de los moldes deben estar paralelos entre sí y a la altura debida en todos los lados del cuerpo del molde, al cual se fijan por medio de soldadura autógena o eléctrica por puntos.

El plano C-1 muestra el diseño completo de los moldes a usar en la planta.

3.2.3. Protección de los Moldes .-

Ya que los moldes están expuestos alternativamente al aire, al agua y salmuera y para preservar las planchas del molde contra las oxidaciones causadas por estos contactos, necesitan una protección adecuada para aumentar así su tiempo de servicio.

La protección dada a los moldes debe ser de una sustancia o material que responda a las siguientes exigencias :

- A una condición térmica : a pesar del pequeño espesor de la capa de protección ésta debe tener un coeficiente de conductibilidad de calor mayor o al menos igual al del material de la plancha para así facilitar el proceso de congelamiento del agua .
- A una condición mecánica : debe resistir a los golpes y rozamientos para así asegurar un largo tiempo de protección eficaz.
- A una condición de resistencia a las corrosiones. ○

La protección usada es la de recubrimiento metálico ya sea con plomo o zinc (galvanizado); el primero se utilizaba antiguamente, pero actualmente se está haciendo de uso general el zinc o galvanizado gracias a las siguientes ventajas :

- a) La capa de zinc tiene casi tres veces el espesor de la capa de plomo, por lo tanto es más dura y así presenta una mejor protección contra la herrumbre de la plancha.
- b) La adherencia del zinc a una superficie de hierro es mejor que la del plomo a la misma superficie y por lo tanto aumenta el tiempo de protección eficaz.
- c) El zinc resiste mejor que el plomo la acción corrosiva de la humedad del aire y del agua, aunque hay el inconveniente que necesita se mantenga la salmuera neutra, ya que debido a las fugas de amoníaco un revestimiento de zinc es rápidamente destruido.
- d) El zinc es electropositivo con respecto al hierro mientras que el plomo es electronegativo, de suerte que en caso de electrólisis para la combinación hierro-zinc, es el zinc el que sufre corrosión y para la combinación hierro-plomo la corrosión la sufre el hierro.
- e) Desde el punto de vista higiénico el zinc no tiene ninguna objeción, lo que no ocurre con el plomo.

Por todas estas razones es preferible usar el revestimiento de zinc, es decir el galvanizado. Ahora bien, antes de dar al molde el tratamiento de galvanizado, para un buen recubrimiento de zinc, es necesario dejar las planchas libres de escorias y de otras impurezas; además es recomendable usar un desengrasador y por fin efectuar una operación tendiente a eliminar todos los residuos de óxido resultante del tratamiento de las planchas a alta temperatura para su laminado o debido a la humedad del aire o al agua; esta operación desoxidante consiste en dar al molde un baño más o menos extenso en

una solución ácida, el mismo que debe eliminar enteramente los óxidos sin que el metal sufra el más mínimo ataque. Una vez efectuadas éstas operaciones se puede proceder con el galvanizado de los moldes.

3.2.4 .- Pruebas de recepción de los moldes .-

Antes de la recepción para su trabajo es necesario hacer algunas pruebas a los moldes, las mismas que son las siguientes :

- a) Prueba de presión. - Se hace con agua a una presión controlada, la misma que debe ser de 0.8 atmósferas para los moldes de capacidad de 50 Kg. Durante esta prueba la estanqueidad debe ser perfecta.
- b) Prueba de estanqueidad .- Para la misma, los moldes serán sumergidos durante un tiempo relativamente largo, con el fondo abajo, dentro de un recipiente lleno de agua; la introducción de agua dentro del molde indicará que no es perfectamente estanco y será necesario repararlo. El punto exacto de la inestanqueidad será indicado por las burbujas de aire que se formarán cuando se introduzca el molde dentro del agua con el lado abierto hacia abajo.

(3.2.5. Bastidores .-

Las marquetas o moldes son colocados dentro del compartimento del tanque dispuestas en hileras paralelas; cada hilera está soportada por un bastidor o chasis que hace solidarios los moldes unos a otros, de manera que sea posible levantar al mismo tiempo todas las marquetas de una misma hilera y que al invertir estos moldes al momento del desmoldeo, los moldes no puedan separarse del chasis.

Además, con este dispositivo las marquetas de una hilera están sumergidas dentro de la salmuera a una misma profundidad, lo que da una gran uniformidad en el tiempo de formación del hielo, a condición sin embargo que la repartición del flujo de salmuera sea uniforme y correcta sobre toda la sección del tanque. Los chasis por otra parte son pesados lo que ayuda a la inmersión de el conjunto dentro de la salmuera.

Los chasis están constituidos por platinas paralelas sobre canto cuidadosamente empernadas. Los moldes llevan sobre dos lados platinas soldadas; la parte superior del chasis nivela el borde o ribete, ajusta al molde y constituye un atesador; las platinas inferiores no existen sobre los dos frentes que están en contacto con las platinas del chasis.

Los hierros o platinas de soporte deben estar siempre uniformemente colocadas para que la altura de inmersión en la sal

muera sea la misma para todos los moldes; el paralelismo del hierro de soporte y del hierro atesador es de regla; un ajuste apropiado del chasis propiamente dicho asegura una rigidez suficiente de todo el conjunto. Sin embargo al montar los chasis es necesario no ajustar con exceso los entrelazados de unión, lo que produciría sobre las dos caras del molde en contacto con los hierros del chasis una hinchazón interior de la pared haciendo por tanto el desmoldeo mas demorado.

Los chasis van provistos de ganchos de acero fundido -
construidos de manera que sirvan para izar el conjunto y la -
traslación del mismo.

Los chasis descansan sobre ángulos en V fijados sobre -
las paredes longitudinales del tanque en un extremo y sobre -
un pórtico longitudinal en el centro del tanque en el otro -
extremo.

El diseño del chasis y sus ganchos está normalizado para diferentes tipos y número de moldes por chasis. En nuestro caso usaremos 12 moldes y 3 ganchos por cada chasis distribuidos estos últimos en los extremos y en el centro del chasis. Los bastidores y los ganchos están representados en los planos C-2 y C-3 .

Para regular la separación de los moldes usaremos ángulos espaciados regularmente cada 250 mm. los mismos que son remachados sobre los hierros de soporte. Por tanto la separación de los moldes en su parte superior será de 60 mm.

En el plano C-3 del gancho, se notan las dos salientes -
que sirven de guía al chasis en el momento de su colocación, -
estos salientes están colocados a ambos lados del gancho lo -
que permite utilizar éste tanto a la izquierda como a la de -
recha del chasis .

3.3. DISEÑO DEL TANQUE DE SALMUERA .-

El evaporador que está sumergido completamente en la salmuera, dentro del tanque, enfria ésta, la misma que está en movimiento por medio de un desplazador de fluido*, por tanto circula alrededor de los moldes o marquetas, absorbe el calor que le cede el agua que va a ser congelada; esta misma salmuera calentada pasa nuevamente alrededor del evaporador y el circuito se repite durante todo el tiempo de marcha de la maquinaria.

* Un agitador del tipo a hélice por ejemplo.

Por tanto los moldes y el evaporador deben estar rodeados de salmuera, la misma que está contenida dentro de un tanque; el cual lo podemos considerar compuesto de dos compartimentos : el del evaporador y el de las marquetas o moldes.

3.3.1. Tipos de tanques según la disposición .-

Se pueden utilizar dos tipos de tanques a saber : los que tienen el compartimento del evaporador bajo el compartimento de las marquetas, llamados de división de altura y los que tienen el compartimento del evaporador al lado del compartimento de las marquetas, llamados de división lateral o de tipo pasillo o corredor.

Tanques de división de altura.- Como su nombre lo dice la división en dos compartimentos se hace en altura, así los evaporadores se sitúan en el fondo y las marquetas en la parte superior; estos dos compartimentos están separados por una pared o pantalla en plancha horizontal; la intercomunicación entre los dos compartimentos es realizada por medio de dos planchas verticales, la una de frente y la otra atrás, solidarias con la plancha horizontal.

Tanques tipo corredor .- Los dos compartimentos del tanque que están situados uno al lado del otro y están separados por una pantalla o pared vertical.

Si comparamos estos dos tipos de tanques encontramos en su uso ventajas y desventajas a saber :

- El tanque de división de altura necesita menor espacio que el tipo corredor (más o menos un 10% menor), además el puente rodante es mas ligero.
- En cambio la velocidad de la salmuera es inferior al del tipo corredor, también los evaporadores tienen un menor rendimiento.
- Otra desventaja de los tanques tipo división de altura con respecto a los tipo corredor en referencia a mantenimiento es la siguiente : cuando se trata de verificar o reparar los evaporadores es necesario sacar todas las marquetas, desmontar los falsos fondos y algunas veces vaciar la salmuera o al menos disminuir considerablemente su nivel. La elevación o desmontaje de estos serpentines algunas veces de gran longitud es además delicado. Con el tanque tipo corredor ninguna de estas maniobras son necesarias para desmontar sus serpentines del evaporador.

Ya que nosotros no tenemos problemas de limitación de espacio y las ventajas del tanque tipo corredor son apreciables usaremos en nuestra planta este tipo de tanque.

3.3.2. Dimensiones del Tanque de Salmuera .-

Tomando en cuenta los dos compartimentos del tanque, llamaremos congelador al compartimento donde se sumergen los moldes con agua a congelarse y corredor a aquel que contiene el evaporador.

Dimensiones del congelador .- Desechando limitaciones de espacio para establecer las dimensiones del congelador solo debemos tomar en cuenta la producción diaria de la planta y el modo de explotación que será adoptado .

La producción de la planta está determinada en 100 toneladas diarias de hielo aproximadamente. Se ha establecido también que los moldes estarán agrupados en baterías o chasis de 12 moldes, y para reducir en un alto grado la carga de mano de obra se va a efectuar el desmoldeo de dos chasis a la vez, es decir de 24 moldes simultáneamente; además en el trabajo de la planta se establecerá un servicio continuo, el cual consiste en extraer del tanque de manera regular y a intervalos determinados de tiempo, una cantidad específica de moldes que en nuestra planta serán 24 moldes, es decir 2 baterías o chasis.

Ahora bien, siendo la producción de 100 toneladas diarias, es decir, 2000 moldes, en chasis de 12 moldes, el número de chasis será de 166 para una producción neta de 99.6 toneladas, según lo establecido anteriormente se desmoldearán a la vez dos chasis, es decir que el número de hileras de chasis en el congelador será de 83, con un desmoldeo regular de una hilera cada 17.35 minutos como promedio; la regularidad del desmoldeo es teórica si se tiende a obtener un hielo de calidad uniforme. Durante el tiempo de formación de una marqueta, algunos factores influyen sobre la temperatura de la salmuera, notablemente la temperatura del agua de relleno, la tasa de pérdidas del tanque; estas variaciones repercuten sobre el intervalo de tiempo a mantener entre los desmoldeos en vista de obtener una carga mas uniforme del tanque y una utilización completa de la capacidad de producción de frío.

Se ha determinado entonces que se colocarán a lo ancho del tanque dos chasis para formar una hilera, cada chasis llevará tres ganchos de elevación. (Plano C-3).

En este momento la posición de estos dos chasis con respecto al corredor (Compartimento que contiene el evaporador) sería considerada. Hay dos posibilidades a saber :

- a) Corredor lateral , es decir el evaporador montado a un lado del congelador, y
- b) Corredor central, es decir el evaporador montado entre los dos chasis del congelador.

El problema del puente rodante se debe considerar en uno u otro caso. Con la solución del corredor central las cargas son mejor repartidas siendo simétricas con respecto al eje, lo que no ocurre con la solución del corredor lateral , en la cual las

cargas no están localizadas simetricamente, así mismo con el corredor central se priva al tanque del pasadizo lateral que recubre el corredor sobre el cual circula el desmoldeador.

Desde el punto de vista de circulación de la salmuera, el tanque con corredor central permite una distribución, mas racional, aunque el mejoramiento es de tal magnitud que no es determinante en la selección a efectuarse.

Si en nuestra planta vamos a utilizar una grúa o puente rodante por cada chasis, es aconsejable dejar un espacio entre las dos grúas para facilidad de operación, espacio que correspondería al corredor central. Además siendo la circulación de salmuera más eficiente en el tanque con corredor central utilizaremos este tipo de tanque.

Entonces el congelador estará compuesto por dos compartimentos iguales y simétricos separados por el corredor central, el ancho de estos compartimentos estará dado por:

$$B = (m \times b) + S (m + 1) \quad (3-1)$$

donde : B = ancho del compartimento.
 m = número de moldes.
 b = ancho del molde.
 S = separación entre moldes.

Luego : $B = (12 \times 0.19) + 0.06 (12 + 1)$

$$B = 3.06 \text{ metros} \approx 3.10 \text{ metros.}$$

Si el ancho del corredor para el evaporador lo establecemos en 1.0 metros tenemos que el ancho total del tanque de salmuera será de 7.2 metros.

Para calcular el largo del tanque debemos tener en cuenta espacios adelante y atrás para el agitador o agitadores de salmuera y para el desagadero, entonces el largo del tanque estará dado por :

$$L = (h \times l) + e (h + 1) + a + d \quad (3-2)$$

donde : L = largo del tanque.
 h = número de hileras de moldes o chasis.
 l = ancho de los chasis.
 e = espacio entre bastidores.
 d = espacio para el desagadero.
 a = espacio para el agitador.

Si nos fijamos el espacio entre bastidores en 40 mm., - el espacio para el agitador en 0.6 metros y el espacio para el desagadero en 0.4 metros, tendremos :

$$L = (83 \times 0.408) + 0.04 (83 + 1) + 0.6 + 0.4$$

$$L = 38.224 \text{ m.} \approx 38.5 \text{ m.}$$

Entonces el largo total del tanque de salmuera será de 38.5 m.

La altura del tanque según recomendaciones normalizadas para moldes de 50 Kg. y 1115 mm. de altura debe ser de 1.4 m.

La altura de las paredes del corredor será de 1.25 m.

Entonces las dimensiones del tanque de salmuera quedan establecidas en el plano C-4.

3.3.3. Nivel de salmuera en el tanque .-

El tiempo de formación de los bloques de hielo depende del calor cedido en la parte superior del molde ya que ésta es la que tiene mayor área recta; en esto influye decididamente una inmersión conveniente de los moldes en la salmuera.

El nivel de la salmuera debe ser algo mayor que la altura del bloque de hielo completamente formado dentro del molde y generalmente se establece a un nivel inferior al de los hierros longitudinales de los chasis soportes de los moldes.

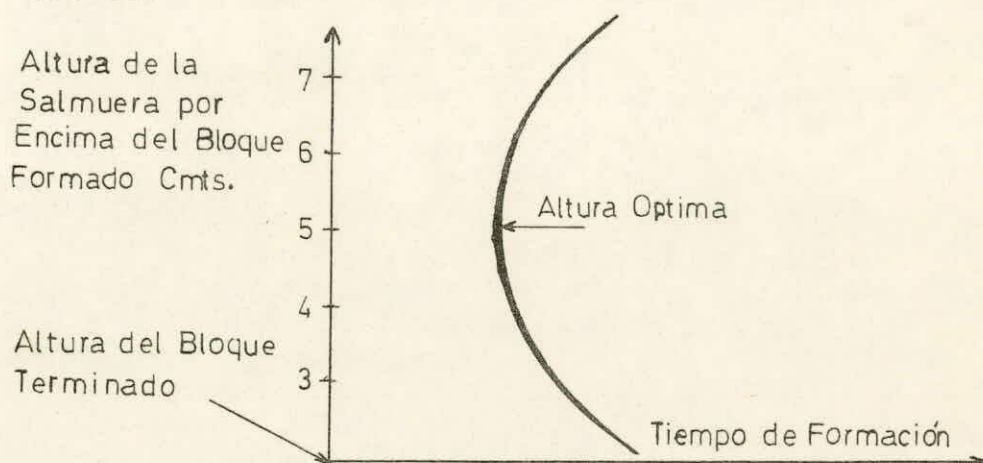


FIGURA 3-4.- RELACION TIEMPO DE FORMACION DEL HIELO Y NIVEL DE SALMUERA

La figura 3-4 relaciona los tiempos de formación del hielo y la altura de la salmuera por encima del nivel del bloque terminado e indica que existe una altura óptima, la misma que por experiencia se ha determinado en 4 a 6 cm. por encima del bloque del hielo formado.

Ahora bien, los chasis están a una altura de 125 cm., esta altura corresponde a 101.5 cm. de altura del molde ya que descontamos 2 cm. de la altura del refuerzo del molde y 8 cm. de la altura del chasis.

La altura del bloque de hielo formado dentro del molde la podemos calcular sabiendo que el volumen del molde es función de su altura ; entonces :

$$\text{Volumen del hielo} = \frac{50 \text{ Kg.} \times 1000 \text{ cm}^3 / \text{Kg}}{0.9*} = 55555.55 \text{ cm}^3$$

Si el volumen total bruto del molde es de 70350 cm^3 , la altura del molde es de 111.5 cm. y el volumen del hielo es de 55555.55 cm^3 , la altura del bloque de hielo será de 88 cm.

Si el nivel de la salmuera lo establecemos en la altura optima de 5 cm. sobre el nivel del bloque de hielo formado, tendremos que el nivel de la salmuera en el tanque con todos los moldes sumergidos debe ser de 116.5 cm. como se establece en la figura 3-5.

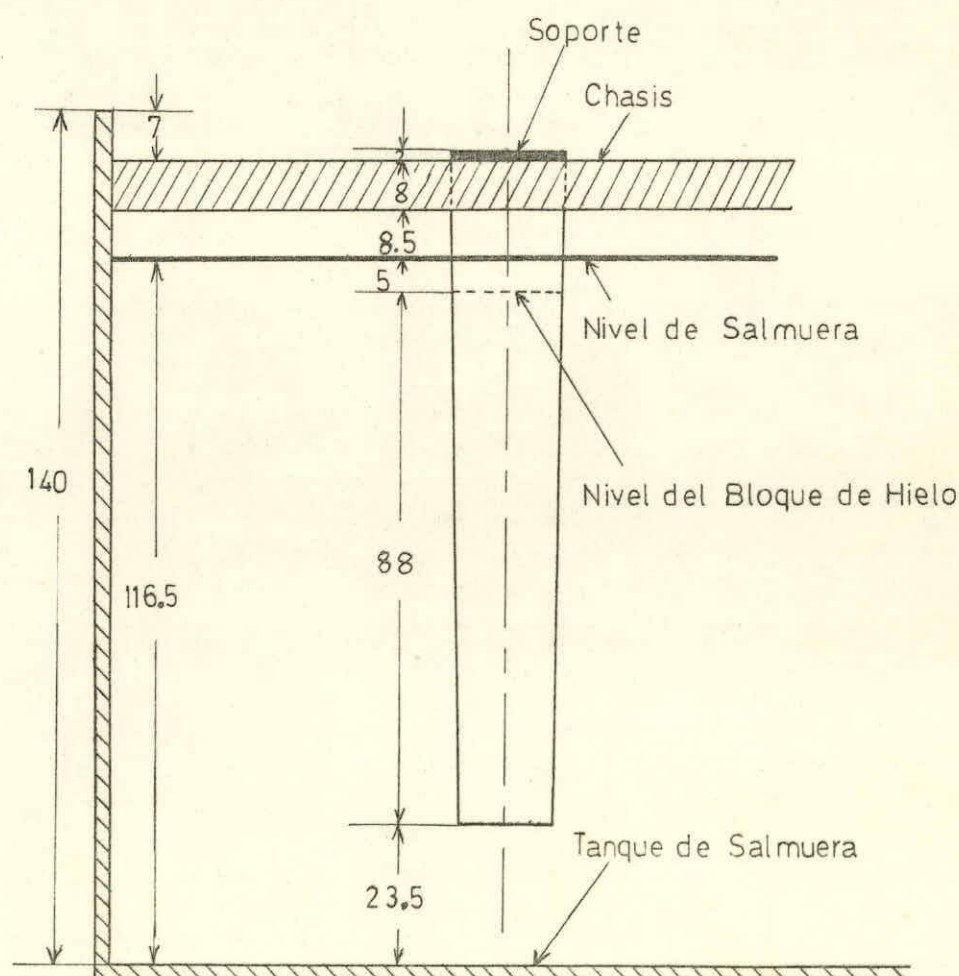


FIGURA 3-5 .- NIVEL DE LA SALMUERA EN EL TANQUE

* Densidad del hielo.

Volumen de salmuera en el tanque .- Estará dado por el volumen del tanque al nivel encontrado menos el volumen de todos los moldes sumergidos en la salmuera.

$$\text{Volumen del tanque} = 7.2 \times 38.5 \times 1.165 = 322.938 \text{ m}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Volumen de la parte sumergida de los 1992 moldes} &= \\ &= \frac{1992 \times 0.07035 \times 1.115}{0.93} = 168.0139 \text{ m}^3 . \end{aligned}$$

$$\text{Volumen de la salmuera en el tanque} =$$

$$= 322.938 - 168.0139 = 154.9241 \text{ m}^3 \approx 155 \text{ m}^3 .$$

$$\begin{aligned} \text{Peso total de la salmuera} &= 155 \text{ m}^3 \times 1.19 \text{ Ton/m}^3 \\ &= 184.45 \text{ Ton} . \end{aligned}$$

3.3.4. Construcción del tanque .-

Hay dos posibilidades para la construcción del tanque de salmuera a saber :

- Hecho de planchas de hierro, y
- Hecho de hormigón, aunque este último caso es raro.

Una de las mayores ventajas del tanque construido en planchas de hierro sobre el construido en hormigón es la posibilidad de agrandarlo, si así lo requiere el aumento de la capacidad de producción de la planta, trabajo que no acarrea mayores problemas. Otro gran inconveniente de los tanques contruidos en hormigón, si éstos no son perfectamente contruidos y acabados, son las fisuras y rajaduras en el hormigón con los problemas resultantes de estas fallas. Por estas razones es preferible construir el tanque de salmuera de planchas de hierro.

El tanque estará compuesto de una serie de planchas de hierro negro soldadas entre sí, las mismas que están reforzadas por una fuerte armazón convenientemente dispuesta, asegurando así el fondo y las paredes verticales.

La armazón del fondo estará compuesta solamente de ángulos, los mismos que se hacen fijos en una base de hormigón. La armazón de las paredes verticales estará compuesta de vigas verticales y horizontales. En ambos casos el armazón estará formando paneles rectangulares e irá fija a las planchas de hierro por medio de soldadura.

La función de esta armazón es mantener en su sitio a las paredes contrayendo a las fuerzas horizontales de la salmuera y a las fuerzas eventuales transmitidas por los chasis de los moldes cuando éstos son indebidamente alineados,-

por otro lado sirve de apoyo a las planchas y debe estar convenientemente dispuesta de tal forma que evite una gran deformación de las planchas.

Cálculo de las planchas .- Si tomamos en cuenta que el tamaño de las planchas de hierro existentes en el mercado es de 4 x 8 piés, es de cir 1.22 x 2.44 m. y la altura del tanque es de 1.40 m., es conveniente establecer las dimensiones de los paneles del armazón en 2.44 m. de largo x 0.70 m. de alto, por tanto haremos todos los cálculos referentes a las planchas basados en estas dimensiones.

Emplearemos planchas negra comercial DIN 1623, cuya resistencia a la tracción es 37-45 Kg/mm², pero dando un gran margen de seguridad usaremos una resistencia a la tracción de 12.5 Kg/mm², equivalente a 1250 Kg/cm².

Para el cálculo, supondremos que es una placa empotrada en la periferia sometida a una presión uniforme, lo que es correcto solamente para las planchas del fondo y no para las de las paredes verticales, por tanto consideramos condiciones extremas.

La presión o carga máxima en las planchas w será igual al peso específico de la salmuera por su máximo nivel, por tanto :

$$w = 0.00119 \text{ Kg/cm}^3 \times 116.5 \text{ cm.} = 0.138635 \text{ Kg/cm}^2.$$

Con la relación $b/a = 70/244 = 0.2869$, donde a es la longitud del panel y b es el alto del mismo, encontramos en la figura 3-6 [Ref.17], el coeficiente de momento que es igual a 0.061

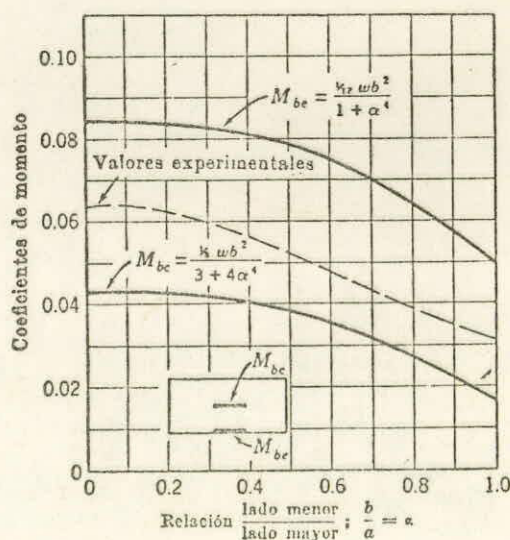


FIGURA 3-6. - MOMENTO FLECTOR POR UNIDAD DE ANCHO EN PLACAS RECTANGULARES CON BORDES EMPOTRADOS

El momento está dado por :

$$M = 0.061 wb^2 \quad (3-3) \text{ [Ref.17]} .$$

donde : M = Momento flector total.

w = Carga máxima por unidad de superficie.

b = Alto de la placa.

$$M = 0.061 \times 0.138635 \text{ Kg/cm}^2 \times 70^2 \text{ cm}^2 .$$

$$M = 41.438 \text{ Kg} .$$

Para calcular el espesor t tenemos :

$$t = \frac{6M}{t^2} \quad (3-4) \text{ [Ref.17]} .$$

$$t = \sqrt{\frac{6 \times 41.438 \text{ Kg} .}{1250 \text{ Kg/cm}^2}} ; t = 0.446 \text{ cm} .$$

Tomando en cuenta los tamaños comerciales y otras consideraciones tales como la oxidación, etc., usaremos una placa de 6 mm. de espesor. Además hay que tener en cuenta el error que proviene de suponer que la presión de la salmuera sobre el panel es uniforme.

El corrimiento máximo $\delta_{\max}$ de la placa estará dado por la fórmula :

$$\delta_{\max} = C (1 - \mu^2) (wb^4/Et^3) \quad (3-5) \text{ [Ref.17]} .$$

donde : μ = Módulo de Poisson = 0.271

E = Módulo de elasticidad = $1.66 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$.

C = Coeficiente basado en las dimensiones de la plancha y que es igual a :

$$C = \frac{0.032}{1 + \left(\frac{70}{244}\right)^4} \quad C = 0.0318$$

$$\delta_{\max} = 0.0318 (1 - 0.271^2) \frac{0.138635 \text{ Kg/cm}^2 \times 70 \text{ cm}^4}{1660000 \text{ Kg/cm}^2 \times 0.6 \text{ cm}^3} .$$

$$\delta_{\max} = 0.0985 \text{ cm}$$

Este corrimiento máximo es mucho menor que la mitad del espesor de las planchas, por tanto es perfectamente aceptable.

Cálculo del armazón .- El cálculo del armazón lo podemos dividir en :

- a) Cálculo de paredes verticales, y
- b) Cálculo del fondo del tanque.

Paredes Verticales .- El armazón en las paredes verticales del tanque está formado por vigas verticales fijas en hormigón en la parte inferior y viguetas horizontales, las cuales van soldadas a las vigas verticales formando así los paneles que sirven de armazón.

Para el cálculo de las viguetas horizontales asumiremos que éstas están sometidas solamente a esfuerzos de flexión y las consideraremos como vigas uniformemente cargadas y empotradas (soldadas) en sus extremos.

Asumiremos una carga por unidad de longitud w máxima - o sea la carga existente en el fondo del tanque.

$$w = 0.138635 \text{ Kg/cm}^2 \times 70 \text{ cm} \quad w = 9.7 \text{ Kg/cm}$$

El momento flector M_f máximo está dado por :

$$M_f \text{ max.} = \frac{1}{12} w l^2 \quad (3-6) \text{ [Ref.4]}$$

donde :

$$\begin{aligned} w &= \text{Carga por unidad de longitud} = 9.7 \text{ Kg/cm} \\ l &= \text{Longitud de la viga} = 244 \text{ cm} \end{aligned}$$

$$M_f \text{ max} = \frac{1}{12} \times 9.7 \text{ Kg/cm} \times 244^2 \text{ cm}^2$$

$$M_f \text{ max} = 48125 \text{ Kg-cm}$$

Ahora en la tabla A-5 [Ref.7] de perfiles en I, para la vigueta DIN 1025 PN 12, tenemos un momento resistente : $W = 54.7 \text{ cm}^3$; entonces el esfuerzo máximo será :

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_f \text{ max}}{W} \quad (3-7) \text{ [Ref.4]}$$

donde :

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \text{Esfuerzo máximo} \\ W &= \text{Momento resistente} \\ M_f &= \text{Momento flector} \end{aligned}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{48125 \text{ Kg-cm}}{54.7 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 880 \text{ Kg/cm}^2$$

Valor que está dentro de lo admisible ya que, el máximo esfuerzo permisible para vigas de hierro es $\approx 980 \text{ Kg/cm}^2$ [Ref. 4] por tanto usaremos la vigueta en I DIN 1025 PN12, que tiene una altura de 120 mm., un ancho de 55 mm., una sección recta de 14.2 cm^2 , un peso de 11.2 Kg/m, y un momento de inercia $I = 328 \text{ cm}^4$.

La flecha máxima $f_{\max}$ está dada por :

$$f_{\max} = \frac{W l^3}{EI 384} \quad (3-8) \quad [\text{Ref.4}]$$

donde :

W = Carga total sobre la viga

l = Longitud de la viga

E = Módulo de elasticidad $\approx 1.8 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$

I = Momento de inercia

$$f_{\max} = \frac{9.7 \text{ Kg/cm} \times 244 \text{ cm} \times 244^3 \text{ cm}^3}{1.8 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \times 328^4 \text{ cm} \times 384}$$

$$f_{\max} \approx 0.15 \text{ cm}$$

Las vigas horizontales superiores en las paredes longitudinales vamos a calcularlas solamente tomando en cuenta el peso de los chasis, de los moldes llenos y de la cubierta del tanque, ya que los esfuerzos producidos por estos pesos son mucho mayores que los producidos por la presión de la salmuera.

Asumimos también que estas vigas están sometidas a flexión por una carga repartida uniformemente y están empotradas en sus extremos (soldadas).

El número de chasis soportados por una viga está dado por el largo de la viga dividido por el ancho del chasis más el espacio entre bastidores o sea $2.44/0.408 + 0.04 = 5.45$, o sea 6 chasis o bastidores, pero como éstos están soportados en sus extremos por dos vigas la carga soportada por una viga estará dado por el peso de tres chasis, o sea :

$$3 \left[\text{peso del chasis} + 12 (\text{peso de un molde}) + 12 (\text{peso del bloque de hielo}) \right] \\ = 3 \left[205 + 12 (18) + 12 (50) \right] = 3063 \text{ Kg.}$$

Este valor es bastante excesivo ya que no hemos tomado en cuenta el empuje que sufren los moldes por la salmuera desplazada.

Si suponemos el peso de la cubierta (madera) en 500 Kg. y usamos un factor de seguridad de 2, tendremos que la carga total W sobre la viga es igual a 7126 Kg. por tanto el momento flector máximo lo podemos encontrar con la Ec.(3-6).

$$M_f \max = \frac{7126 \text{ Kg.} \times 244 \text{ cm}}{12}$$

$$M_f \max = 144895 \text{ Kg-cm}$$

Ahora en la tabla A-5 de perfiles en I tenemos para la viga DIN 1025 PN 18 un momento resistente equivalente a 161 cm^3 , entonces el esfuerzo máximo lo calculamos por la Ec.(3-7).

$$\sigma_{\max} = \frac{144895 \text{ Kg-cm}}{161 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma_{\max} = 900 \text{ Kg/cm}^2$$

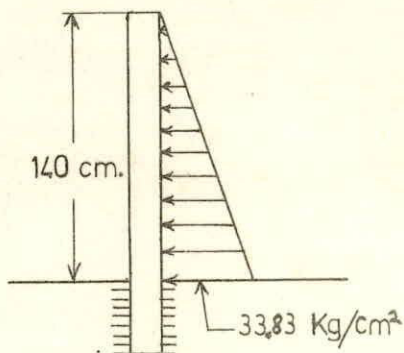
Valor que es admisible ya que el máximo esfuerzo permisible para vigas de hierro es $\approx 980 \text{ Kg/cm}^2$ [Ref. 4], por tanto usaremos la viga en I DIN 1025 PN 18 de las siguientes características: altura 180 mm., ancho 82 mm., sección recta 27.9 cm^2 , peso 21.9 Kg/m y un momento de inercia de 1450 cm^4 .

La flecha máxima puede ser encontrada por la Ec.(3-8) -

$$f_{\max} = \frac{7126 \text{ Kg.} \times 244^3 \text{ cm}^3}{1.8 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \times 1450 \text{ cm}^4 \times 384}$$

$$f_{\max} \approx 0.1033 \text{ cm.}$$

Las vigas verticales de las paredes serán calculadas a la flexión y al pandeo (compresión) y serán consideradas como empotradas en un extremo (firmes en la base) y libres en el otro extremo.



Para el cálculo por flexión tomaremos en cuenta solamente el empuje de la salmuera, estando la máxima carga: $0.138635 \text{ Kg/cm}^2 \times 244 \text{ cm} = 33.83 \text{ Kg/cm}$, en el fondo o comienzo del empotramiento y la mínima carga 0 en el extremo superior de la viga.

La carga total será:

$$W = \frac{33.83 \text{ Kg/cm} \times 140 \text{ cm}}{2}$$

$$W = 2368 \text{ Kg}$$

El momento flector máximo $M_f \max$ será:

$$M_f \max = \frac{Wl}{3}$$

$$(3-9) \text{ [Ref.4]}$$

$$M_f \max = \frac{2368 \text{ Kg.} \times 140 \text{ cm}}{3}$$

$$M_f \max = 110507 \text{ Kg-cm}$$

Utilizando la misma viga anterior DIN 1025 PN 18 tenemos aplicando la Ec. (3-7):

$$\sigma_{\max} = \frac{110507 \text{ Kg-cm}}{161 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma_{\max} = 687 \text{ Kg/cm}^2$$

Esfuerzo admisible con un gran margen de seguridad.

La flecha máxima estará en el extremo de la viga y está dada por :

$$f_{\max} = \frac{W}{EI} \frac{l^3}{15} \quad (3-10) \text{ [Ref.4.]}$$

$$f_{\max} = \frac{2368 \text{ Kg} \times 140^3 \text{ cm}^3}{1.8 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \times 1450 \text{ cm}^4 \times 15}$$

$$f_{\max} = 0.166 \text{ cm.}$$

Ahora conviene calcular si esta viga escogida no fallará por pandeo, debido a la carga de compresión que está dada por la carga de las secciones de las vigas horizontales superiores y su peso, o sea :

$$W = 7126 \text{ Kg} + 21.9 \text{ Kg/m} \times 244 \text{ m}$$

$$W = 7179.4 \text{ Kg.}$$

Para este cálculo utilizamos la fórmula de Rankine para columnas cortas :

$$W = \frac{A \sigma_c}{1 + K \left(\frac{l^2}{r^2} \right)} \quad (3-11) \text{ [Ref.4.]}$$

donde :

- W = Carga máxima admisible a resistir por pandeo.
- σ_c = Resistencia máxima a compresión $\approx 980 \text{ Kg/cm}^2$.
- A = Area de la sección transversal de la viga 27.9 cm^2 .
- K = Coeficiente deducido experimentalmente según el material y forma de la columna 0.00016 .
- l = Longitud de la columna 140 cm .
- r = Radio de giro, que está dado por :

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}, \text{ donde } I \text{ es el momento de inercia de la columna respecto al eje vertical, } 81.3 \text{ cm}^4.$$

$$r = \sqrt{\frac{81.3}{27.9}} \quad r = 1.71 \text{ cm}$$

luego :

$$W = \frac{980 \text{ Kg/cm}^2 \times 27.9 \text{ cm}^2}{1 + 0.00016 \left(\frac{140^2 \text{ cm}^2}{1.71^2 \text{ cm}^2} \right)}$$

$$W = 13193 \text{ Kg}$$

Esta carga que es la máxima a resistir por pandeo, es mucho mayor que la carga real de 7179,4 Kg.- por lo tanto podemos utilizar la columna o viga calculada a la flexión o sea la DIN 1025 PN 18.

Fondo del tanque .- Llevará planchas del mismo espesor que el de las paredes, es decir de 6 mm. ya que éstas fueron calculadas con las cargas existentes en el fondo. Todo el armazón será construido con las viguetas en I DIN 1025 PN 12, similares a las horizontales de las paredes ya que éstas fueron calculadas también con las cargas existentes en el fondo del tanque. Además el armazón se fijará en una base de hormigón, por tanto, solamente trabajará a la compresión, esfuerzo que es mínimo comparado con la flexión.

3.4. AISLAMIENTO DEL TANQUE DE SALMUERA.-

Los aislantes son materiales que están destinados a disminuir la entrada de calor a través de las paredes de las cámaras refrigeradas, con el fin de así obtener una economía de frío, lo que se traduce en una economía de potencia de la máquina frigorífica.

Estos materiales son cuerpos malos conductores de calor de naturaleza fibrosa o celular donde la fase gaseosa es inmovilizada en una estructura celular natural (corcho) o artificial (plástico), un colchón fibroso (lana de vidrio) o un conjunto de paredes múltiples (alfol).

3.4.1. Selección del aislamiento .-

Un buen material aislante debe tener varias cualidades, pero lógicamente es imposible encontrar un aislante ideal, no obstante es preciso considerar las siguientes características antes de seleccionar el aislante a usar :

- Mala conducción del calor.
- Impermeabilidad al agua y vapor de agua;
- Resistencia a la compresión;
- Ausencia de olor;
- Resistencia al moho y parásitos;
- Seguridad contra incendios;
- Resistencia a los agentes químicos;
- Fácil manipulación;
- Resistencia a la corrosión; y
- Costos del material e instalación.

Ahora bien, no existe ningún material aislante que reúna todas estas cualidades, pero actualmente los que tienen mejores características son los materiales sintéticos de plásticos celulares; nosotros vamos a usar el POLIESTIRENO que presenta buenas características para el aislamiento térmico y es de fácil adquisición en el mercado, aunque su costo es algo alto comparado con el de otros aislantes, diferencia que es rápidamente compensada debido a su buen rendimiento.

Las paredes y el fondo del tanque de salmuera van cubiertas con poliestireno de espesor a calcularse y la superficie exterior de éste, va recubierta de un enlucido continuo de cemento de un espesor de 2 cm, y además unas tres capas de resinas bituminosas, como el asfalto por ejemplo, a manera de barrera de vapor para impedir la penetración de la humedad, que en nuestro medio es bastante elevada.

3.4.2. Cálculo del espesor del aislante .-

El cálculo del espesor del aislante lo dividiremos en tres partes :

- a) Cálculo del espesor del aislante en las paredes.
- b) Cálculo del espesor del aislante en el fondo.
- c) Cálculo del espesor del aislante en la cubierta del tanque.

Cálculo del espesor del aislante en las paredes .-

Vamos a calcular el mínimo espesor necesario de aislamiento para evitar la condensación en la parte exterior de la pared, para ello la temperatura de la superficie exterior del aislamiento debe ser algo mayor que la temperatura del punto de rocío correspondiente a la temperatura y humedad del aire que rodea al tanque de salmuera.

Suponemos una temperatura del aire exterior de 35 °C. con una humedad relativa promedio de 65%, estas son condiciones extremas* en nuestro medio que sin embargo las adoptamos para mayor flexibilidad del proyecto. En la carta psicrométrica vemos que para estas condiciones del aire, corresponde un punto de rocío equivalente a 27.5 °C., entonces establecemos la temperatura de la superficie exterior de la pared con su aislante en 28.5 °C.

* Valores promedio tomados de los Boletines Metereológicos, ya que en realidad la humedad relativa en nuestro medio muchas veces llega hasta un 95%.

Luego el problema se reduce a calcular el espesor x del aislante de acuerdo a la figura 3-7

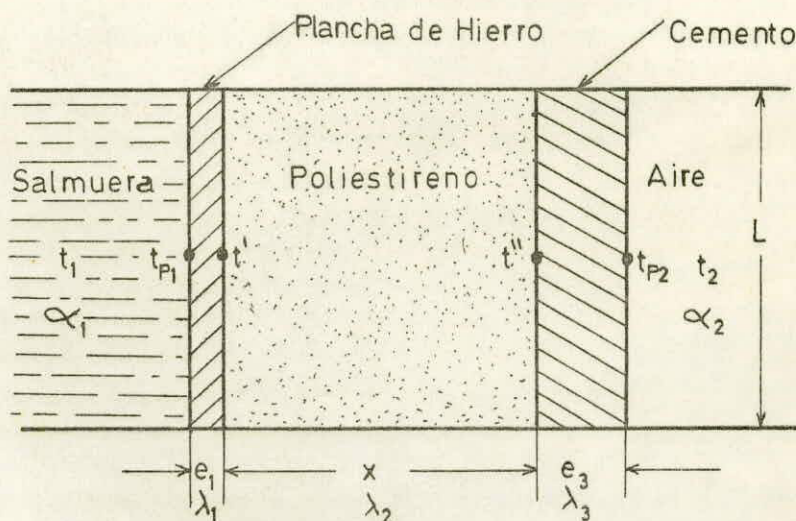


FIGURA 3-7 .- AISLAMIENTO DE LAS PAREDES DEL TANQUE DE SALMUERA.

Los datos que podemos utilizar son los siguientes :

- Temperatura de la salmuera $t_1 = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Espesor de la plancha de hierro $e_1 = 6\text{ mm}$.
- Coeficiente de conducción del hierro $\lambda_1 = 51.8\text{ Kcal/h m }^{\circ}\text{C}$.
- Espesor del aislante poliestireno $e_2 = x$.
- Coeficiente de conducción del poliestireno $\lambda_2 = 0.025\text{ Kcal/h m }^{\circ}\text{C}$.
- Espesor del enlucido de cemento $e_3 = 2\text{ cm}$.
- Coeficiente de conducción del cemento $\lambda_3 = 0.9\text{ Kcal/h m }^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura del aire $t_2 = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura de la superficie exterior de la pared para evitar condensación $t_{p2} = 28.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Coeficiente de convección salmuera-tanque (hierro) $\alpha_1 = 30\text{ Kcal/h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$. [Ref. 8]
- Altura de las paredes laterales del tanque $L = 1.4\text{ m}$.
- Peso específico del aire $\rho = 1.2\text{ Kg/m}^3$ *.
- Coeficiente de dilatación del aire $\beta = 1/273\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Viscosidad dinámica del aire $\mu = 1.8 \times 10^{-5}\text{ Kg/Seg-m}$.
- Calor específico del aire a presión constante $C_p = 0.24\text{ Kcal/Kg }^{\circ}\text{C}$.
- Coeficiente de conducción del aire $\lambda = 0.02\text{ Kcal/h m }^{\circ}\text{C}$.

Solución :

Cálculo del coeficiente de convección aislante-aire α_2 .-

Ya que el régimen de transmisión de calor es permanente y considerando el aire que rodea al tanque en reposo, puede

* Las propiedades del aire son tomadas a la temperatura de la película o sea $31.75\text{ }^{\circ}\text{C}$, promedio entre las temperaturas del aire y de la superficie exterior de la pared.

mos aplicar la Ec. de Hausen que relaciona los números - de Nusselt Nu, Prandtl Pr, Grashof Gr, con coeficientes - y exponentes encontrados experimentalmente.

$$Nu = 0.11 (Gr Pr)^{1/3} + (Gr Pr)^{0.1} \quad (3-12) [Ref. 8]$$

Número de Grashof.-

$$Gr = \frac{L^3 g \beta (t_2 - t_{p2})}{\mu^2} \quad (3-13) [Ref. 8]$$

$$Gr = \frac{1.4^3 \text{ m}^3 \times 1.2^2 \text{ Kg/m}^6 \times 9.81 \text{ m/sg}^2 \times 1/273 \text{ } ^\circ\text{C} (35-28.5) ^\circ\text{C}}{(1.8 \times 10^{-5}) \text{ Kg}^2/\text{seg}^2\text{m}^2}$$

$$Gr = 2.8485 \times 10^9$$

Número de Prandtl .-

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad (3-14) [Ref. 8]$$

$$Pr = \frac{0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 1.8 \times 10^{-5} \text{ Kg/seg-m} \times 3600 \text{ seg/h}}{0.02 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}$$

$$Pr = 0.7776$$

Aplicando la Ec. de Hausen (3-12) obtenemos :

Nu = 151.9902 y sabiendo que :

$$Nu = \frac{\alpha_2 L}{\lambda} \quad (3-15) [Ref. 8]$$

$$\text{tenemos : } \alpha_2 = \frac{151.9902 \times 0.02 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}{1.4 \text{ m}}$$

$$\alpha_2 = 2.1713 \text{ Kcal/h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Cálculo del calor transmitido por unidad de superficie de las paredes del tanque Q.-

$$Q = \alpha_2 (t_2 - t_{p2}) \quad (3-16) [Ref. 8]$$

$$Q = 2.1713 \text{ Kcal/h m}^2\text{ } ^\circ\text{C} \times (35-28.5) ^\circ\text{C}$$

$$Q = 14.1135 \text{ Kcal/h m}^2$$

Determinación del espesor mínimo x de material aislante para $t_{p1} = 28.5^{\circ}\text{C}$.

En régimen permanente se tiene por unidad de superficie :

$$Q = \alpha_1(t_2 - t_{p1}) = \frac{\lambda_3}{e_3} (t_{p1} - t'') = \frac{\lambda_2}{x} (t'' - t') = \\ = \frac{\lambda_1}{e_1} (t' - t_{p1}) = \alpha_1(t_{p1} - t_1)$$

O tambien :

$$Q = \frac{t_{p1} - t_1}{e_3 / \lambda_3 + x / \lambda_2 + e_1 / \lambda_1 + 1 / \alpha_1} \quad (3-17) [\text{Ref. 8}]$$

$$Q = \frac{28.5 - (-12)^{\circ}\text{C}}{(0.02/0.9 + x/0.025 + 0.006/518 + 1/30) \text{ h m}^2\text{ }^{\circ}\text{C/Kcal}} \\ = 14.1135 \text{ Kcal/h m}^2$$

De donde :

$$x = 0.07035 \text{ m}$$

Luego el espesor del aislante debe ser de 7.035 centímetros para que no haya condensación del aire en la superficie exterior de las paredes del tanque; pero el calor transmitido por unidad de superficie de las paredes es de $14.1135 \text{ Kcal/h m}^2$, valor que de acuerdo a la práctica es excesivo, ya que el normalmente admitido es alrededor de 10 Kcal/h m^2 [Ref. 21], por tanto aumentaremos el espesor a 10 cm, ya que planchas de poliestireno de este espesor son de fácil adquisición en el mercado.

Con este nuevo espesor el valor de α_1 variará en una cantidad despreciable respecto al calculado anteriormente, pero para fines prácticos podemos utilizar dicho valor sin incurrir en un error considerable.

El calor transmitido por las paredes con este nuevo espesor de aislante estará dado por la Ec. (3-17).-

$$Q = \frac{35 - (-12)}{1/2.1713 + 0.02/0.9 + 0.1/0.025 + 0.006/51.8 + 1/30}$$

$$Q = 10.4 \text{ Kcal/h m}^2 \quad \text{Valor que está dentro de los límites admitidos por la práctica, por tanto el espesor del poliestireno en las paredes del tanque será de 10 centímetros.}$$

Cálculo del espesor del aislante en el fondo .-

Es el mismo problema anterior con la única diferencia que cambia el valor de la dimensión L que aquí será el ancho del tanque, es decir 7.2 m. Entonces con la Ec.(3-13) obtenemos :

$$Gr = 38.75 \times 10^{10}$$

El número de Prandtl es igual al del problema anterior:

$$Pr = 0.7776$$

Aplicando la Ec. de Hausen (3-12) obtenemos :

$$Nu = 751.51$$

Desde de la Ec.(3-15) tenemos :

$$\alpha_1 = \frac{751.51 \times 0.02}{7.2} \quad \alpha_2 = 2.0875 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C}$$

Cálculo del calor transmitido por unidad de superficie del fondo del tanque Q.-

Utilizando la Ec. (3-16) tenemos :

$$Q = 2.0875 (35 - 28.5) \quad Q = 13.5688 \text{ Kcal/h m}^2$$

Determinación del espesor mínimo x de material aislante para $t_{p1} = 28.5 \text{ °C}$.-

Aplicando la Ec. (3-17) tenemos :

$$Q = \frac{28.5 - (-12)\text{°C}}{(0.02/0.9 + x/0.025 + 0.006/51.8 + 1/30) \text{ h m}^2\text{°C/Kcal}} \\ = 13.5688 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C}$$

De donde :

$$x = 0.07323 \text{ m}$$

Luego el espesor del aislante debe ser de 7.323 centímetros y siguiendo el mismo razonamiento anterior aumentaremos el espesor a 10 cm. y con más razón aquí en el fondo, ya que, - sumados el espesor del aislante y del enlucido de cemento - son 12 cm., lo que es igual a la altura de las vigas de soporte del tanque y por tanto ésto nos dá mayor facilidad - para su colocación.

El calor transimitido por el fondo con este nuevo espesor según la Ec. (3-17) será :

$$Q = \frac{35 - (-12)}{1/2.0875 + 0.02/0.9 + 0.1/0.025 + 0.006/51.8 + 1/30}$$

$$Q = 10.36 \text{ Kcal/h m}^2$$

Valor que es admisible, por tanto el espesor del aislante en el fondo del tanque será de 10 centímetros.

Cálculo del espesor del aislante en la cubierta del tanque .-

A fin de limitar las entradas de calor que desde el exterior vendrían a recalentar la salmuera y el contenido de los moldes, es necesario cubrir la parte superior del recipiente ; cubierta que también evita la entrada de partículas extrañas (tierra, etc.,) al tanque de salmuera.

Esta cubierta estará formada por paneles compuestos de dos planchas de madera de pino de 2 centímetros de espesor cada una, separadas por una plancha de material aislante poliestireno.

Estos paneles serán de dos medidas diferentes: las que cubren el callejón central sobre el evaporador y están colocadas longitudinalmente y las que cubren los chasis con los moldes de hielo que están colocadas horizontalmente. Estos paneles estarán dispuestos como se aprecia en la figura 3-8.

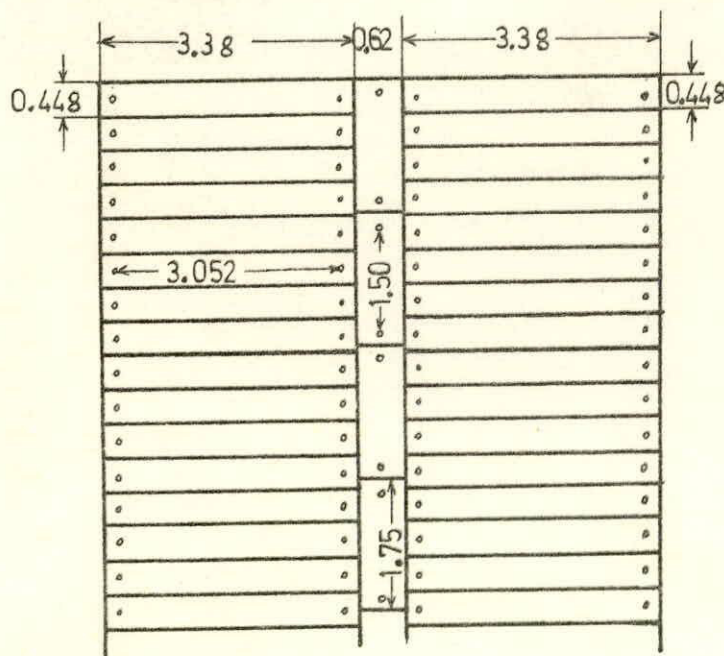


FIGURA 3-8.- CUBIERTA DEL TANQUE DE SALMUERA

Dimensiones de los paneles .- Los que van sobre el -- callejón central, por los cuales circulará el personal y que pocas veces serán re movidos, tienen un ancho de 0.62 metros y una longitud de 1.75 metros; tendrán dos aros o ganchos separados 1.50 me- tros, para cuando haya necesidad de removerlos y serán un - total de 22 para cubrir todo el callejón.

Los paneles que están colocados horizontalmente forman dos hileras al lado del callejón central; tienen un ancho de 0.448 metros, el que permite remover un chasis de moldes - quitando un solo panel de la cubierta; su longitud será de 3.38 metros; tendrán dos aros o ganchos separados 3.054 me- tros, distancia igual a la de separación entre ganchos de - los chasis, lo que permite levantarlos con el mismo puen- te-rodante utilizado para levantar el conjunto chasis-moldes; son un total de 172 paneles, 86 por hilera.

Construcción de los paneles .- Los dos tipos de distin- tas dimensiones están - contruidos similarmente por dos planchas de madera de pino seca de 2 centímetros de espesor, entre las cuales está el - poliestireno de espesor a determinar; las dos planchas de - madera están empernadas entre sí formando así un bloque com- pacto; los ganchos o aros para levantar los paneles también irán empernados.

Cálculo del espesor del aislante de los paneles.-

Partiremos estableciendo en 10 Kcal/h m^2 , la cantidad de - calor permisible a pasar por la cubierta del tanque. El pro- blema queda graficado en la figura 3-9

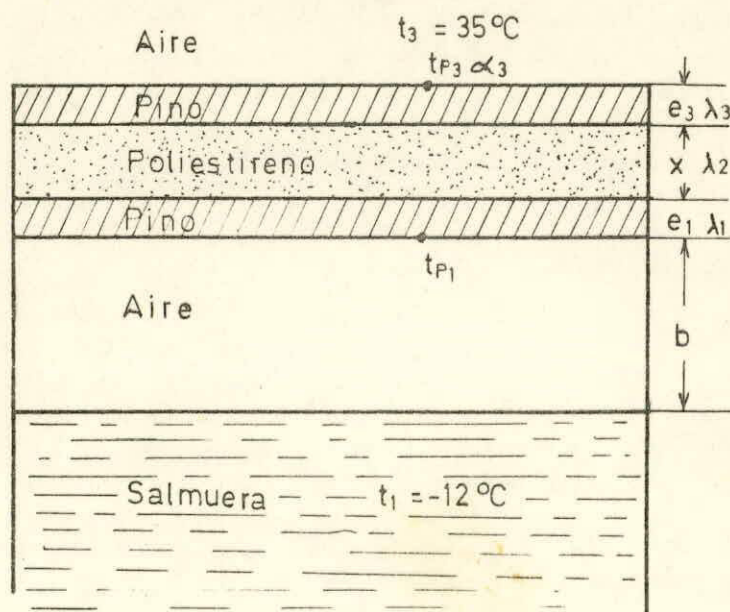


FIGURA 3-9 .- AISLAMIENTO DE LA CUBIERTA DEL TANQUE DE - SALMUERA

Los datos que conocemos son los siguientes :

- Temperatura del aire exterior $t_3 = 35^\circ\text{C}$.
- Espesor de las planchas de madera de pino e_1 y $e_3 = 0.02$ m.
- Coeficiente de conductibilidad térmica del pino λ_1 y $\lambda_3 = 0.097$ Kcal/h m $^\circ\text{C}$.
- Coeficiente de conductibilidad térmica del poliestireno - $\lambda_2 = 0.025$ Kcal/h m $^\circ\text{C}$.
- Espesor de la capa de aire $b = 0.235$ m.
- Peso específico del aire $\rho = 1.2$ Kg/m³.
- Coeficiente de dilatación del aire $\beta = 1/273^\circ\text{C}$.
- Viscosidad dinámica del aire $\mu = 1.8 \times 10^{-5}$ Kg/seg m.
- Calor específico del aire a presión constante - $C_p = 0.24$ Kcal/Kg $^\circ\text{C}$.
- Coeficiente de conducción del aire $\lambda = 0.02$ Kcal/h m $^\circ\text{C}$.

Solución .- Considerando primeramente la capa de aire-entre la salmuera y la cubierta del tanque, calcularemos la temperatura en la superficie inferior de la-cubierta t_{p1} , para ello consideramos el problema como con-vección libre en espacios de aire cerrados.

El calor transmitido estará dado por :

$$Q = K \Delta t = K (t_{p1} - t_1) \quad \text{donde } K \text{ es el coeficiente to-} \\ \text{tal de transferencia de calor} \\ \text{por convección libre.}$$

A partir del número de Grashof con el espesor b de la-capa de aire como dimensión característica determinamos si -hay solamente conducción, o convección con flujo laminar o -turbulento; entonces con la Ec,(3-13) tenemos :

$$Gr = \frac{0.235^3 \text{ m}^3 \times 1.2^2 \text{ Kg}^2/\text{m}^6 \times 9.81 \text{ m/seg}^2 \times 1/273^\circ\text{C} \times \Delta t^\circ\text{C}}{(1.8 \times 10^{-5})^2 \text{ Kg}^2/\text{seg}^2 \text{ m}^2}$$

$$Gr = 2.072 \times 10^6 \Delta t$$

$$Gr > 2000 \rightarrow \text{convección libre.}$$

$$Gr > 2 \times 10^5 \rightarrow \text{flujo turbulento.} \quad [\text{Ref.12}]$$

Ya que tenemos convección con flujo turbulento podemos-emplazar la Ecuación :

$$\frac{Kb}{\lambda} = 0.0426 Gr^{0.37} \quad (3-18) \quad [\text{Ref. 12}]$$

$$\text{donde : } K = \frac{\lambda 0.0426 Gr^{0.37}}{b}$$

$$\text{luego : } Q = K \Delta t = \frac{\lambda 0.0426 Gr^{0.37} \Delta t}{b}$$

$$\text{pero : } Gr = 2.072 \times 10^6 \Delta t \text{ y hemos asumido que } Q = 10 \text{ Kcal/h m}^2$$

Entonces :

$$10 \text{ Kcal/h m}^2 = \frac{0.02 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 0.0426 (2.072 \times 10^4 \Delta t)^{0.37} \Delta t \text{ } ^\circ\text{C}}{0.235 \text{ m}}$$

De donde : $\Delta t = 6.393 \text{ } ^\circ\text{C}$

$\Delta t = t_{p1} - t_1 = 6.393$ pero $t_1 = -12$ luego $t_{p1} = -5.6 \text{ } ^\circ\text{C}$

Ya que el régimen de transmisión de calor es permanente, la cantidad de calor transmitida por unidad de superficie de la cubierta estará dada por la Ec. (3-17)

Para fines prácticos podemos utilizar el mismo factor de convección α , utilizado para el cálculo del aislamiento del fondo del tanque, por tanto $\alpha_s = 2.0865 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Entonces tendremos :

$$10 \text{ Kcal/h m}^2 = \frac{35 - (-5.6) \text{ } ^\circ\text{C}}{[1/2.0875 + (0.02/0.097) 2 + x/0.025] \text{ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Kcal}}$$

$x = 0.0792 \text{ m.}$ $x = 7.92 \text{ centímetros}$

Entonces el espesor del poliestireno en los paneles de la cubierta del tanque será de 8 centímetros.

3.5. CÁLCULO DE LA CARGA FRIGORÍFICA.-

Para calcular la carga frigorífica, es decir la potencia frigorífica, es necesario primero calcular el tiempo de fabricación de un bloque de hielo, para en base a ese tiempo, calcular la potencia frigorífica necesaria de la planta.

3.5.1. Cálculo del tiempo de fabricación de un bloque de hielo.-

Para efectuar el cálculo del tiempo de fabricación de un bloque de hielo es necesario dividir el cálculo en tres partes :

- a) El tiempo del enfriamiento del agua hasta $0 \text{ } ^\circ\text{C}$.
- b) El tiempo de congelamiento; y
- c) El tiempo de subenfriamiento del hielo,

Nuestra planta tiene capacidad para producir simultáneamente 1992 bloques de hielo de 50 Kg.

Los moldes adoptados son del tipo standard, es decir de 190 x 380 mm en la parte superior y 160 x 340 mm en la parte inferior, con una altura de 1115 mm.

La profundidad del molde bañado por la salmuera será de 0.93 m que corresponde a un volumen del molde de 0.0587 m³, ya que los bloques son de 50 Kg necesitamos una altura de agua en el molde de 0.80 m. equivalentes a 0.050 m³ de volumen e igual a 50 Kg. de peso.

Tomando en cuenta la profundidad del molde bañado por la salmuera, la superficie de contacto salmuera-molde será en estas condiciones de 1.15 m² y el peso del hielo por metro cuadrado de superficie de contacto P_h / m^2 :

$$P_h / m^2 = \frac{50}{1.15}$$

$$P_h / m^2 = 43.48 \text{ Kg}/m^2$$

Los moldes serán dispuestos en filas de dos chasis, - cada uno de los cuales tiene 12 moldes con intervalos entre sí de 60 milímetros entre molde y molde, para así mantener una circulación de salmuera amplia; los moldes estarán sumergidos 0.93 m, quedando el fondo de los moldes a una altura de 0.235 m del fondo del tanque de salmuera; la anchura del tanque de callejón-evaporador central, para cada chasis es de 3.10 m, para una altura de líquido incongelable (salmuera) de 1.165 m. En estas condiciones la sección de pasaje libre para la circulación de la salmuera será entonces de 1.3 m².

Para obtener un hielo resistente y evitar así que sea demasiado frágil es necesario bajar su temperatura hasta - 5 °C y mantener la temperatura de la salmuera t' en -12 °C, pero no más baja y adoptar por seguridad, como ya lo hemos hecho, una salmuera de las siguientes características :

- Porcentaje de cloruro de calcio : 26%.
- Concentración : 23°Baume.
- Punto de congelación : - 19 °C.
- Densidad : 1190 Kg/m³.
- Calor específico : 0.721 Kcal/Kg °C.
- Viscosidad absoluta : 24.8 Kg/ h m.

La temperatura de la película de la salmuera en contacto con los moldes, supuestos a la temperatura de - 5 °C, será de :

$$t_f = t_m - \frac{t_m - t'}{2} = - 5 - \frac{- 5 - (- 12)}{2} \quad t_f = - 8.5 \text{ °C.}$$

Por tanto, las características de la salmuera de la película serán :

- Viscosidad absoluta $\mu_i = 23.03 \text{ Kg/h m.}$
- Calor específico $C_i = 0.722 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C.}$
- Coeficiente de conductividad térmica $\lambda_i = 0.455 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C.}$

Si adoptamos o prevenimos una velocidad v del líquido - incongela-ble (salmuera) del orden de 0.60 m/seg o 118 pies/min^* , como resultado del trabajo de agitadores dispuestos convenientemente en el tanque, obtenemos una velocidad másica a través del evaporador de :

$$G_1 = v \times \rho_s \quad (3-19)$$

$$G_1 = 0.60 \text{ m/seg} \times 3600 \text{ seg/h} \times 1190 \text{ Kg/m}^3.$$

$$G_1 = 2570400 \text{ Kg/h m}^2$$

La sección del pasaje libre para el evaporador es de 1m. de ancho por 1.165 m , que es el nivel de la salmuera o sea - una área de 1.165 m^2 , es decir 39.37 pulgadas de ancho por 45.8 pulgadas de alto con una área de 1803 pulgadas cuadradas. De acuerdo a estas dimensiones se ha adoptado un evaporador - "Vilter Super Inundado" con serpentines tipo caldera (Super - Flooded Raceway Coils) de 3 haces de tubos, teniendo cada haz 5 tubos a lo ancho por 12 de altura (sección 3.7.2.2.).

Ahora bien, según la tabla A-8 de "Vilter" para este tipo de evaporador, tenemos un caudal volumétrico a través del mismo de 920 gal/min por haz de tubos, es decir de 2760 gal/min , basada en una velocidad de 100 pies/min ; ya que nuestra velocidad es de 118 pies/min , el caudal volumétrico será de 3257 gal/min , es decir tendremos un caudal másico de salmuera q_s igual a :

$$q_s = \frac{3257 \text{ gal/min} \times 60 \text{ min/h} \times 1190 \text{ Kg/m}^3}{264.2 \text{ gal/m}^3}$$

$$q_s = 880200 \text{ Kg/h.}$$

A través de los moldes y con una sección de paso de 1.3 m^2 en cada una de las dos secciones del tanque, la velocidad másica G_2 será entonces :

$$G_2 = \frac{q_s}{A_1 \times 2} \quad (3-20)$$

$$G_2 = \frac{880200 \text{ Kg/h}}{1.3 \text{ m}^2 \times 2} \quad G_2 = 338540 \text{ Kg/h m}^2.$$

a) Cálculo del tiempo de enfriamiento del agua hasta 0°C.

Con las dimensiones de los moldes podemos obtener un diámetro medio o dimensión característica de los moldes, la misma que será :

* Los valores recomendados, deducidos de la práctica, son entre 0.4 y 0.8 m/seg [Ref. 13] .

$$D_m = \frac{2 \times a \times b}{a + b} \quad (3-21) \text{ [Ref.9]}$$

$$\text{donde : } a = \frac{0.190 + 0.160}{2} = 0.175$$

$$b = \frac{0.380 + 0.340}{2} = 0.360$$

Habiendo sido establecidos estos datos de acuerdo a los valores adoptados en la parte relativa a los moldes.

$$D_m = \frac{2 \times 0.175 \times 0.360}{0.175 + 0.360} \quad D_m = 0.2355 \text{ m.}$$

Entonces ya tenemos los suficientes datos para obtener un número de Reynolds R.-

$$R = \frac{D_m G_1}{\mu_f} \quad (3-22) \text{ [Ref.8]}$$

$$R = \frac{0.2355 \text{ m} \times 338540 \text{ Kg/h m}^2}{23.03 \text{ Kg/h m}} \quad R = 3462$$

Un número de Prandtl Pr según la Ec. (3-14).

$$Pr = \frac{0.722 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 23.03 \text{ Kg/h m}}{0.455 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}} \quad Pr = 3654$$

Un número de Stanton St.-

$$St = \frac{\alpha_m}{G_2 C} \quad (3-23) \text{ [Ref. 9]}$$

$$St = \frac{\alpha_m \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}}{338540 \text{ Kg/h m}^2 \times 0.721 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}}$$

$$St = \frac{\alpha_m}{244087}$$

Ahora podemos aplicar la relación de Colburn :

$$St = 0.332 R^{-\frac{1}{2}} Pr^{-\frac{2}{3}} \quad (3-24) \text{ [Ref. 12]}$$

Relación válida para convección con flujo laminar
 $R < 5 \times 10^5$.

Entonces el coeficiente de transmisión de calor por convección entre salmuera y molde α_m será igual a :

$$\alpha_m = 244087 (0.332 \times 3462^{-\frac{1}{2}} \times 36.54^{-\frac{2}{3}}).$$

$$\alpha_m = 125.17 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C}$$

Por otro lado la resistencia térmica a la conductividad $1/\lambda_t$ expresada en $\text{h m}^{\circ}\text{C/Kcal}$, entre el conjunto molde-agua y molde-hielo responde a la relación para la conducción :

$$1/\lambda_t = \frac{r_e - r_i}{\lambda_f \left(2\pi \frac{r_e - r_i}{\ln \frac{r_e}{r_i}} \right)} + \frac{r_i}{\lambda (2\pi r_i \ln r_i)} \quad (3-25) \text{ [Ref.9]}^*$$

relación que se puede escribir así**:

$$1/\lambda_t = \frac{r_e - r_i}{\lambda_f \left[\frac{2\pi (r_e - r_i) \log e}{\log r_e - \log r_i} \right]} + \frac{r_i}{\lambda \left[\frac{2\pi r_i (\log r_i)}{\log e} \right]}$$

donde :

λ_f = Coeficiente de conductividad del molde -
 $47 \text{ Kcal/h m}^{\circ}\text{C}$.

λ = Coeficiente de conductividad del agua -
 $0.5 \text{ Kcal/h m}^{\circ}\text{C}$.

r = Valor relacionado a las dimensiones del molde y que está dado por :

$$r = \sqrt{\frac{ab}{\pi}} \quad (3-26) \text{ [Ref. 9]}$$

para el valor r_e se añade el espesor de las planchas del molde a las dimensiones a y b , que son las dimensiones superiores del molde.

$$r_e = \sqrt{\frac{0.1915 \times 0.3815}{\pi}} \quad r_e = 0.1525 \text{ m.}$$

$$r_i = \sqrt{\frac{0.19 \times 0.38}{\pi}} \quad r_i = 0.1515 \text{ m.}$$

Se tiene así para la resistencia térmica a la conducción del conjunto molde-agua :

* Por falta de información se utiliza esta fórmula sujeta a error; pero el resultado final del tiempo de fabricación del hielo coincide con experiencias prácticas. [Ref.13]
 ** Empleando la fórmula $\ln x = \log x / \log e$ ($e = 2.71828$)

$$1/\lambda_t = \frac{0.1525 - 0.1515}{47 \left[\frac{6.28 (0.1525 - 0.1515) 0.4343}{\log 0.1525 - \log 0.1515} \right]} + \frac{0.1515}{0.5 \left[6.28 \left(\frac{0.1515 \log 0.1515}{0.4343} \right) \right]}$$

$$1/\lambda_t = 0.168 \text{ h m } ^\circ\text{C/Kcal.}$$

De donde un coeficiente de conductividad expresado en Kcal/h m $^\circ\text{C}$ será :

$$\lambda_t = 5.96 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

y un coeficiente relacionado a la superficie externa expresado en Kcal/ h m² $^\circ\text{C}$.-

$$\alpha'_m = \frac{5.96}{2\pi r_e} = \frac{5.96}{6.28 \times 0.1525} \quad \alpha'_m = 6.23 \text{ Kcal/ h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Entonces el coeficiente global de resistencia térmica a la transferencia ó transmisión de calor, relacionado a la superficie externa, para el conjunto salmuera-molde-agua será :

$$1/K_m = 1/\alpha_m + 1/\alpha'_m \quad (3-27) \quad [\text{Ref. 9}]$$

$$1/K_m = 1/125.17 + 1/6.23 \quad 1/K_m = 0.169 \text{ h m}^2\text{ } ^\circ\text{C/Kcal}$$

El tiempo de enfriamiento del agua en horas T_1 desde $t_1 = 23^\circ\text{C}$ (temperatura promedio del agua almacenada en una cisterna) a $t_2 = 0^\circ\text{C}$ está dado por :

$$T_1 = \frac{C \times P_h / \text{m}^2 (1/K_m) [\log (t_1 - t') - \log (t_2 - t')]}{\log e}$$

$$(3-28) \quad [\text{Ref. 9}]$$

donde :

C = Calor específico del agua 1Kcal/Kg $^\circ\text{C}$.

t' = Temperatura de la salmuera - 12°C .

P_h/m^2 = Peso del hielo por metro cuadrado de superficie de contacto 43.48 Kg/m²

$$T_1 = \frac{1\text{Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 43.48\text{Kg/ m}^2 \times 0.169 \text{ h m}^2\text{ } ^\circ\text{C/Kcal} \{ \quad \}}{0.4343}$$

$$\{ \log [23 - (-12)] - \log [0 - (-12)] \}$$

$$T_1 = 7.84 \text{ horas (8 horas)}$$

b) Cálculo del tiempo de congelación del agua .-

La resistencia térmica $1/\lambda_t$ a la conducción del conjunto molde-hielo estará dada por la Ec.(3-25), siendo el coeficiente promedio de conducción térmica del agua en congelamiento $1.94 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned} 1/\lambda_t &= \frac{0.1525 - 0.1515}{47 \left[\frac{6.28 (0.1525 - 0.1515) 0.4343}{\log 0.1525 - \log 0.1515} \right]} + \\ &+ \frac{0.1515}{1.94 \left[6.28 \left(\frac{0.1515 \log 0.1515}{0.4343} \right) \right]} \end{aligned}$$

$$1/\lambda_t = 0.0433$$

De donde el coeficiente de conductividad expresado en $\text{Kcal/h m } ^\circ\text{C}$ será :

$$\lambda_t = 1/0.0433$$

$$\lambda_t = 23.1 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$$

Y un coeficiente relacionado a la superficie externa expresado en $\text{Kcal/h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$ α'_m .-

$$\alpha'_m = \frac{23.1}{2\pi r_e} = \frac{23.1}{6.28 \times 0.1525} \quad \alpha'_m = 24.12 \text{ Kcal/h m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Se obtiene entonces un coeficiente global de resistencia térmica a la transmisión de calor, relacionado a la superficie externa, para el conjunto salmuera-molde-hielo; el mismo que según la Ec. (3-27) es igual a :

$$1/K_m = 1/125.17 + 1/24.12 \quad 1/K_m = 0.0494 \text{ h m}^2\text{ } ^\circ\text{C/Kcal.}$$

Entonces el tiempo T_1 de congelación del agua a $t_1 = 0^\circ\text{C}$, expresado en horas, será :

$$T_1 = \frac{C \times P_h / \text{m}^2 (1/K_m)}{t_2 - t'} \quad (3-29) \quad [\text{Ref. 9}]$$

donde :

C = Calor de fusión del hielo, que para las distintas clases de hielo varía entre 79.5 y 79.7 Kcal/Kg ; - entonces usaremos un valor de 80 Kcal/Kg para trabajar con cifras enteras.

$$T_1 = \frac{80 \text{ Kcal/Kg} \times 43.48 \text{ Kg/ m}^2 \times 0.0494 \text{ h m}^2\text{ } ^\circ\text{C/ Kcal}}{0 - (-12) ^\circ\text{C}}$$

$$T_2 = 14.31 \text{ horas (14 horas 20 minutos)}$$

c) Cálculo del tiempo de subenfriamiento del hielo .-

Para el tiempo de subenfriamiento del hielo hasta $t_1 = -5^\circ\text{C}$, podemos usar la Ec. (3-28) siendo el calor específico del hielo $0.5 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C}$, luego :

$$T_3 = \frac{0.5 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C} \times 43.48 \text{ Kg/m}^2 \times 0.0494 \text{ h m}^2\text{ }^\circ\text{C/Kcal} \{ \}}{0.4343}$$

$$\{ \log [0 - (-12)] - \log [-5 - (-12)] \}$$

$$T_3 = 0.58 \text{ horas (40 minutos)}$$

Se llega así a un tiempo total $T = T_1 + T_2 + T_3$, equivalente a 22.73 horas, o sea más o menos 22 horas 45 minutos = y nosotros admitimos un tiempo de fabricación del hielo de 24 horas, incluyendo desmoldeo, llenado, etc., aunque en realidad el proceso es continuo y simultáneo.

3.5.2. Carga frigorífica de la planta .-

Ya que nosotros hemos admitido un tiempo de fabricación de 24 horas incluido el tiempo de desmoldeo, llenado, etc., todos los cálculos de la carga frigorífica se harán para este tiempo.

La carga frigorífica es la suma de los siguientes items:

- Calor extraído en la fabricación del hielo.
- Enfriamiento de los moldes.
- Agitadores de salmuera.
- Pérdidas caloríficas a través de las paredes del tanque de salmuera.
- Pérdidas caloríficas incalculables .

a) Calor extraído en la fabricación del hielo.-

Es la suma del enfriamiento del agua hasta 0°C , la congelación y el subenfriamiento del hielo hasta -5°C .

La producción de la planta en 24 horas es de 1992 bloques de hielo de 50 Kg., cada uno o sea un total de 99600 Kg.

Enfriamiento del agua desde 23°C (temperatura promedio del agua almacenada en una cisterna) hasta 0°C .-

$$99600 \text{ Kg} \times 1 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 23 ^\circ\text{C}. \quad = 2290800 \text{ Kcal.}$$

Congelación .-

$$99600 \text{ Kg} \times 80 \text{ Kcal/Kg} \quad = 7968000 \text{ Kcal.}$$

Subenfriamiento del hielo desde $0 ^\circ\text{C}$ hasta $- 5 ^\circ\text{C}$.

$$99600 \text{ Kg} \times 0.5 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 5 ^\circ\text{C} \quad = 249000 \text{ Kcal.}$$

Total de calor extraído para la fabricación del hielo.-

$$= 10507800 \text{ Kcal.}$$

b) Enfriamiento de los moldes .-

Número de moldes a enfriar desde $23 ^\circ\text{C}$ hasta $- 5 ^\circ\text{C}$.
= 1992.

Peso de cada molde = 18 Kg.

Calor específico del hierro (material de los moldes)
= $0.114 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$.

Calor extraído :

$$1992 \text{ moldes} \times 18 \text{ Kg/molde} \times 0.114 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} [23 - (-5)] ^\circ\text{C} \\ = 114450 \text{ Kcal.}$$

c) Agitadores de salmuera .-

La carga térmica debido a los agitadores es igual al equivalente térmico de la potencia de los mismos. Para nuestra planta utilizaremos dos agitadores de tres HP de potencia.

$$2 \times 3 \text{ HP} \times 10.68 \text{ Kcal/HP min} \times 60 \text{ min/h} \times 24 \text{ h.}$$

$$= 92275 \text{ Kcal.}$$

d) Pérdidas caloríficas a través de las paredes del tanque de salmuera .-

Comprenden las entradas de calor al tanque de salmuera a través de : paredes laterales, fondo del tanque y cubierta del tanque.

Paredes laterales .- Según las dimensiones del tanque tenemos un área total de -
paredes laterales de :

$$2 (1.4 \times 38.5) \text{ m}^2 + 2 (1.4 \times 7.2) \text{ m}^2 = 128 \text{ m}^2.$$

Al calcular el aislamiento de las paredes hemos encontrado que el calor que pasa a través de ellas es de 10 Kcal/h m^2 . Por tanto las pérdidas totales en 24 horas por las paredes laterales serán :

$$128 \text{ m}^2 \times 10 \text{ Kcal/h m}^2 \times 24 \text{ h.} = 30720 \text{ Kcal}$$

Fondo del tanque .- El área total del fondo del tanque es igual a :

$$(7.2 \times 38.5) \text{ m}^2 = 277.2 \text{ m}^2$$

Según el cálculo del aislamiento del fondo, las pérdidas a través de él serán de 10 Kcal/h m^2 , por tanto tenemos:

$$277.2 \text{ m}^2 \times 10 \text{ Kcal/h m}^2 \times 24 \text{ h.} = 66528 \text{ Kcal}$$

Cubierta del tanque .- El área total de la cubierta es igual a la del fondo o sea 277.2 m^2 . Según el cálculo de su aislamiento las pérdidas a través de él serán de 10 Kcal/h m^2 , por lo tanto tenemos :

$$277.2 \text{ m}^2 \times 10 \text{ Kcal/h m}^2 \times 24 \text{ h} = 66528 \text{ Kcal}$$

Total de aportes caloríficos por pérdidas = 163776 Kcal

e) Pérdidas caloríficas incalculables .- Existen algunas pérdidas que son difíciles de precisarlas tales como : aportes caloríficos al destapar el tanque o a través de posibles puentes térmicos, enfriamiento parcial de los chasis de los moldes; es por ello que en nuestro cálculo asumiremos que estas pérdidas representan un 5% del total calculado en los items a, b, c y d; lo cual es razonable y lógico.

La carga total de enfriamiento entonces está dada por la suma de todos estos items, o sea :

$$10507800 + 114450 + 92275 + 163776 + 543915 = 11422216 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_T = 11422216 \text{ Kcal/24 h}$$

$$Q_T = 475926 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_T = 114.68 \text{ Kcal/Kg de hielo.}$$

3.6. SELECCION DEL CICLO TERMODINAMICO .-

3.6.1. Selección del refrigerante .-

Los refrigerantes son sustancias químicas de síntesis, que absorben gran cantidad de calor en su proceso de vaporización y por lo cual se hace uso de sus cambios de estado físico como fuente de producción de frío.

El escoger un refrigerante para una aplicación particular no siempre depende de sus cualidades para remover-

calor, sino también de otras propiedades como : toxicidad, - inflamabilidad, densidad, viscosidad, etc., las mismas que - deben ser evaluadas de acuerdo a la aplicación particular de la planta.

Así para nuestra planta industrial de fabricación de - hielo, el refrigerante a usar no debe tener una muy baja presión de evaporación, ni tampoco una alta presión de condensación; también es de gran importancia que el refrigerante - tenga una gran capacidad y un bajo requerimiento de poder, - es decir debe tener un valor alto de su calor latente de vaporización.

Por tratarse de una planta industrial no son de una importancia decisiva los criterios de seguridad y en cambio si lo son los criterios técnicos, tales como : acción sobre metales, materias plásticas y lubricantes; la aptitud a las - fugas debe ser ligera y las mismas deben ser fáciles de localizar.

Los criterios económicos son decisivos en la selección de nuestro refrigerante, el cual debe ser de bajo costo, fácil de manejar y disponible en nuestro mercado.

Todos estos requisitos los reúne el amoníaco (NH_3) R 717 y es por ello que vamos a emplearlo en nuestra planta de fabricación de hielo.

El amoníaco es el refrigerante más extensamente empleado, sobre todo en la refrigeración industrial; algunas de - sus características son las siguientes :

- Su gama de presiones es moderada y se tienen presiones, - subatmosféricas sólo para temperaturas menores de -33°C , y la presión en el condensador rara vez excede de 21 Kg/cm^2 .
- Su temperatura crítica es alta con un valor de 132.4°C .
- Su calor latente es excepcionalmente alto, arriba de 278 Kcal/Kg .
- La lubricación no presenta dificultades con el amoníaco, - si se usan aceites minerales.
- El rendimiento termodinámico en un ciclo de refrigeración es alto.
- El amoníaco no ataca al hierro y al acero, pero corroe - rápidamente al cobre y las aleaciones del zinc (latón, - bronce), por tanto es importante este detalle en el empleo de materiales a usar.
- El gas amoníaco es irritante a los ojos y a las membranas mucosas.
- Se quema con dificultad, pero puede formar mezclas explosivas con el aire en porcentaje por volumen de 16 a 25 %; estas mezclas sin embargo, no se encienden rápidamente.
- El amoníaco presenta una ligera aptitud a las fugas y, - las mismas son de fácil detección por el olor y son localizadas por medio de azufre o papel con fenoltaleína.

- El costo del amoníaco, si lo comparamos con el de otros refrigerantes comerciales es 1,2 veces mayor - que el freón 12 y 0.7 veces menor que el freón 22. Además el amoníaco es de fácil adquisición en el mercado local.

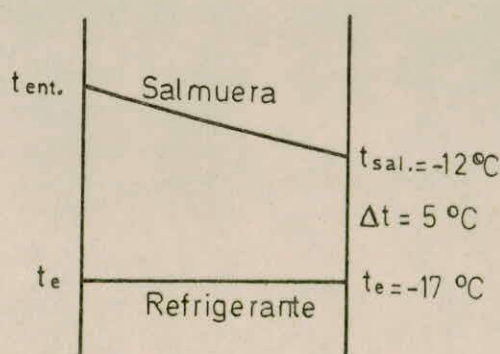
3.6.2. Consideraciones generales del ciclo termodinámico .-

Carga frigorífica del ciclo .- La carga frigorífica total de nuestra planta es de 475926 Kcal/h, y para dar cierta flexibilidad a la misma, vamos a utilizar 3 equipos frigoríficos exactamente iguales, tanto en capacidad como en construcción. La única desventaja de esta decisión es - que aumenta el costo de instalación de la planta y se requiere algo más de espacio, pero las ventajas son varias - a saber :

- Mayor flexibilidad de la planta para distintos grados de producción de hielo, es decir la planta puede trabajar a distintas capacidades según la demanda, bajando por lo mismo el consumo de poder.
- En caso de falla o daño de alguna maquinaria la producción no se detiene en un 100 %.
- Disponibilidad de equipos de menor capacidad en el mercado.
- Mayor facilidad para mantener una cantidad adecuada de repuestos para todos los equipos .

Entonces, cada equipo frigorífico tendrá una capacidad de 158642 Kcal/h, es decir, 52.5 toneladas de refrigeración.

Temperatura de evaporación del ciclo .- La temperatura de la salmuera dentro del tanque ha sido establecida en -12°C , para así obtener un hielo consistente y subenfriado a una temperatura algo menor que la temperatura de congelamiento.



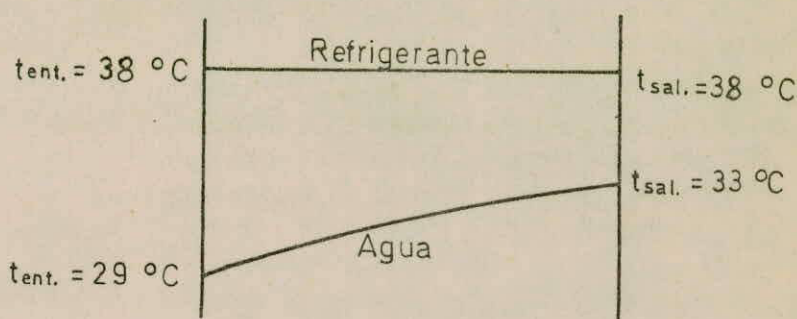
Experiencias prácticas aconsejan establecer un gradiente de temperatura entre la salmuera y el refrigerante al evaporarse, de 4 a 6°C . [Ref.13] . Nosotros estableceremos un Δt equivalente a 5°C , por tanto tendremos una temperatura de evaporación t_e de -17°C . y una presión de evaporación correspondiente a : - 2.214 Kg/cm^2

Temperatura de condensación del ciclo .- Utilizaremos condensadores multitubulares enfriados por agua refrigerada en

una torre de enfriamiento, lo que permite la localización - de la planta en cualquier sitio que cuente con agua corriente sin necesidad de que esté cerca de un sumidero de calor sea éste, el mar, un lago ó río.

Para el trabajo de la torre de enfriamiento establecemos los siguientes parámetros :

- Temperatura de bulbo húmedo promedio en Guayaquil $t_h = 25^\circ\text{C}$
- Aproximación al bulbo húmedo $A = 4^\circ\text{C}$.
- Temperatura del agua fría $t_1 = t_h + A = 29^\circ\text{C}$.
- Temperatura del agua caliente $t_2 = 33^\circ\text{C}$.
- Salto térmico $\Delta t = 4^\circ\text{C}$.



Entonces para el trabajo del condensador establecemos los siguientes parámetros :

- Temperatura entrada agua enfriamiento $t_1 = 29^\circ\text{C}$.
- Temperatura salida agua enfriamiento $t_2 = 33^\circ\text{C}$.
- Diferencia mínima de temperatura entre la salida del agua de enfriamiento y la temperatura de condensación del refrigerante $\Delta t = 5^\circ\text{C}$.
- Temperatura de condensación $t_c = 38^\circ\text{C}$.
- Presión de condensación (correspondiente a la temperatura de condensación) $= 14.99 \text{ Kg/cm}^2$

3.6.3. Selección y trazado del ciclo.-

Selección del Ciclo .- En nuestra planta usaremos el ciclo termodinámico standard de empleo tradicional, que corresponde a las siguientes transformaciones que se representan en el diagrama-log p - h de la figura 3-10.

- 1-2 Compresión isentrópica del vapor.
- 2-3 Enfriamiento y condensación del vapor a presión constante.
- 3-4 Subenfriamiento del líquido en las tuberías.
- 4-5 Expansión isentrópica en la válvula de expansión.

- 5-6 Vaporización del líquido en el evaporador a presión cte.
 6-1 Recalentamiento del vapor en las tuberías.

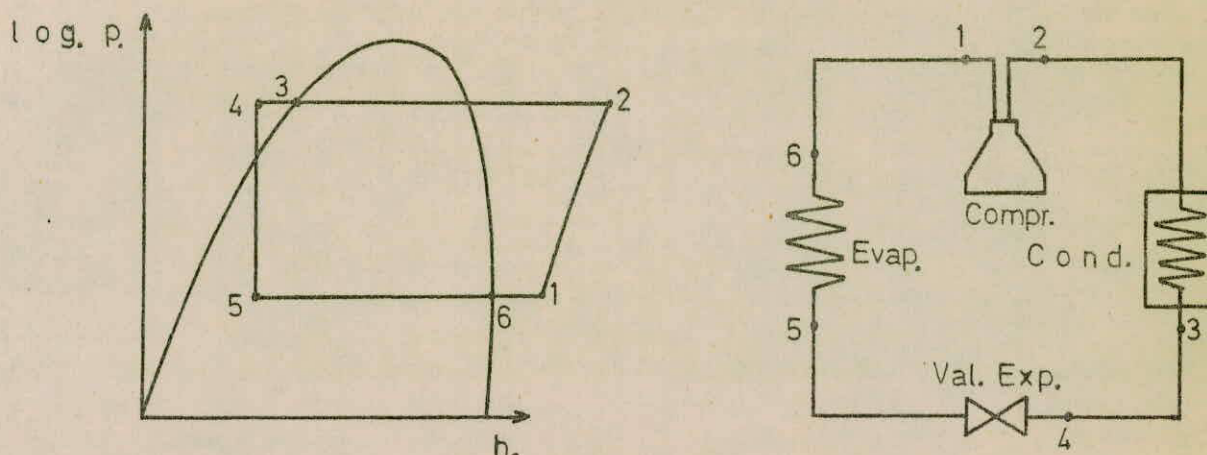


FIGURA 3-10 .- CICLO TERMODINAMICO

Ahora nos queda por determinar si la compresión se la hace, en una sola etapa o si se adapta un ciclo de dos etapas.

De acuerdo a la experiencia práctica es aconsejable adoptar un ciclo a dos etapas cuando :

$$\frac{\text{Presión de condensación}}{\text{Presión de evaporación}} \geq 7 \quad \text{Cuando se opera con amoníaco. [Ref. 21]}$$

Para nuestro caso, aplicando la relación anterior, tenemos :

$$\frac{14.99}{2.211} = 6.78$$

Por tanto adoptamos el ciclo teórico termodinámico standard de una sola etapa en la compresión.

Procedemos entonces a determinar los puntos en el diagrama log p - h ; para ello asumimos como hipótesis que el refrigerante sale como líquido saturado del condensador a la $t_3 = 38^\circ\text{C}$ y que luego, antes de llegar a la válvula de expansión, se subenfria 4°C , lo cual en la práctica es realmente posible por lo tanto $t_4 = 34^\circ\text{C}$.

Anteriormente habíamos determinado la temperatura de evaporación que viene a ser la temperatura de salida de la válvula de expansión, por tanto $t_5 = -17^\circ\text{C}$; ahora bien, si asumimos que el refrigerante sale como vapor saturado seco

del evaporador * y que la caída de presión es despreciable- tendremos que $t_6 = -17\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ahora nos queda por determinar la temperatura de aspiración del compresor; en la práctica- el recalentamiento del refrigerante ** se sitúa en más o - menos $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, luego asumimos que $t_1 = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y despreciamos la caída de presión a través de las tuberías de aspiración; de todas maneras éste valor está condicionado a la longitud de las tuberías y a su disposición.

Trazado del ciclo .-

$t_3 = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$	$h_3 = 143.16\text{ Kcal/Kg.}$
$t_4 = 34\text{ }^{\circ}\text{C}$	$h_4 = 138.48\text{ Kcal/Kg.}$
$t_5 = -17\text{ }^{\circ}\text{C}$	$h_5 = 138.48\text{ Kcal/Kg.}$
$t_6 = -17\text{ }^{\circ}\text{C}$	$h_6 = 396.46\text{ Kcal/Kg}$
$t_1 = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$h_1 = 400.83\text{ Kcal/Kg.}$

El punto 2 es determinado a partir del punto 1, asumiendo una compresión isentrópica y despreciando las pérdidas - imprevistas y teóricamente complicadas de calcular, es decir que la presión de condensación y de descarga del compresor - son iguales por tanto :

$$t_2 = 135\text{ }^{\circ}\text{C} \quad h_2 = 472.2\text{ Kcal/Kg.}$$

Este ciclo está trazado en el gráfico B-6.

3.6.4. Características del ciclo termodinámico .-

Caudal másico .- La cantidad de fluido (NH_3) que debe desplazar el compresor para suministrar la potencia frigorífica requerida está dado - por :

$$m = \frac{Q_f}{h_6 - h_5} \quad (3-30) \quad [\text{Ref.21}]$$

donde :

- m = Caudal másico.
- Q_f = Potencia frigorífica requerida 158642 Kcal/h
- h_6 = Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador 396.46 Kcal/Kg.
- h_5 = Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador 138.48 Kcal/Kg.

Entonces tenemos :

$$m = \frac{158642\text{ Kcal/h}}{(396.46 - 138.48)\text{ Kcal/Kg.}} \quad m = 614.94\text{ Kg/h}$$

* Lo que es cierto si se emplea un evaporador del tipo inundado con válvula de flotador.

** A pesar de aislar las tuberías de aspiración.

Potencia teórica del compresor .- Está dada por :

$$P_t = m (h_2 - h_1) \quad (3-31) \quad [\text{Ref. 21}]$$

Donde :

- P_t = Potencia teórica del compresor.
- m = Caudal másico del refrigerante 614.94 Kg/h
- h_2 = Entalpía del refrigerante a la descarga del compresor 472.2 Kcal/Kg.
- h_1 = Entalpía del refrigerante a la succión del compresor 400.83 Kcal/Kg.

Luego :

$$P_t = 614.94 \text{ Kg/h } (472.2 - 400.83) \text{ Kcal/Kg.}$$

$$P_t = 43888 \text{ Kcal/h}$$

Potencia calorífica teórica evacuada en el condensador .-

Es equivalente a :

$$Q_c = m (h_2 - h_3) \quad (3-32) \quad [\text{Ref. 21}]$$

Donde :

- Q_c = Potencia calorífica teórica evacuada en el condensador.
- m = Caudal másico del refrigerante 614.94 Kg/h.
- h_2 = Entalpía del refrigerante a la descarga del compresor 472.2 Kcal/Kg.
- h_3 = Entalpía del refrigerante a la salida del condensador 143.16 Kcal/Kg.

Luego :

$$Q_c = 614.94 \text{ Kg/h } (472.2 - 143.16) \text{ Kcal/Kg.}$$

$$Q_c = 202340 \text{ Kcal/h}$$

Potencia frigorífica específica .- Está dada por :

$$P_f = Q_f / P_t \quad (3-33) \quad [\text{Ref. 21}]$$

Donde :

- P_f = Potencia frigorífica específica.
- Q_f = Potencia frigorífica requerida 158642 Kcal/h
- P_t = Potencia teórica del compresor 43888 Kcal/h

Luego :

$$P_f = 158642 \text{ Kcal/h} / 43888 \text{ Kcal/h} \quad P_f = 3.615$$

3.7.- CALCULO Y SELECCION DEL EQUIPO FRIGORIFICO .-

3.7.1. Compresores .-

El compresor es una de las cuatro partes principales de un sistema de refrigeración por compresión, junto con el condensador, la válvula de expansión o su equivalente y el evaporador; siendo el compresor el que suministra trabajo al sistema.

Para mantener una determinada presión en el evaporador, el compresor deberá extraer el vapor tan rápidamente como éste se vaya formando. Si la carga en el evaporador es pequeña, se necesitará evaporar poco refrigerante y la succión del compresor podrá causar una reducción en la presión del evaporador, la misma que continuará hasta que la diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y el evaporador sea justamente la adecuada para generar suficiente vapor para suministrar un desplazamiento efectivo en el pistón del compresor. Por otro lado si la carga en el evaporador es grande (carga excesiva) se generará vapor muy rápidamente a una temperatura relativamente alta en el evaporador y el compresor podrá estar sobrecargado; de aquí la importancia del cálculo del compresor en absoluta concordancia con la carga refrigerante del evaporador.

3.7.2.1. Selección del tipo de compresor a usar .-

Son varias las consideraciones generales que hay que tener en cuenta en la selección de un compresor, siendo el volumen a desplazar y la tasa de compresión dos de los criterios más importantes; sin embargo existen otros factores suplementarios como los siguientes:

- Espacio y peso.
- Regularidad de funcionamiento en el caudal desplazado y en el par resistente.
- Generación de vibración y ruidos.
- La polución del refrigerante por el aceite.
- La forma de la curva característica caudal-presión.

En la práctica el caudal a desplazar viene a ser el factor determinante en la selección del compresor y se deben tomar en cuenta las siguientes recomendaciones: [Ref. 21]

- Para caudales menores de 1000 m³/h es recomendable utilizar compresores volumétricos a pistón alternativos o recíprocos.
- Para caudales superiores a 1500 m³/h es recomendable usar compresores centrífugos.
- A caudales intermedios entre los dos grupos anteriores se aconseja utilizar compresores a tornillo.
- A caudales extremadamente grandes es necesario usar compresores axiales, aunque éstos son raramente usados.
- Para razones o tasas de compresión arriba de 2.5 deben usarse compresores a pistón alternativos. [Ref. 1]

En nuestra planta, ya que tenemos un caudal muy inferior a $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ($354.82 \text{ m}^3/\text{h}$) y una tasa de compresión superior a 2.5 (6.78) usaremos compresores de pistones alternativos recíprocos, sujetándonos al modelo de fabricación de la marca escogida para el compresor.

3.7.1.2.- Características generales del compresor .-

1) Determinación del caudal volumétrico V_r .-

Está dado por :

$$V_r = m \times v_1 \quad (3-34) \quad [\text{Ref. 21}]$$

Donde :

- V_r = Caudal volumétrico real.
- m = Caudal másico 614.94 Kg/h (Sección 3.6.4.)
- v_1 = Volumen específico del refrigerante a la aspiración del compresor, determinado gráficamente en el diagrama $\log p - h$ en el punto $t_1 = -10^\circ\text{C}$. y $p_1 = 2.211 \text{ Kg/cm}^2$, siendo su valor $0.577 \text{ m}^3/\text{Kg}$.

Luego :

$$V_r = 614.94 \text{ Kg/h} \times 0.577 \text{ m}^3/\text{Kg}.$$

$$V_r = 354.82 \text{ m}^3/\text{h}$$

2) Rendimiento volumétrico η_v .-

Para el cálculo del compresor es necesario determinar - a priori el rendimiento volumétrico del mismo, el cual está influido por los siguientes parámetros :

-Parámetros de construcción del compresor .-

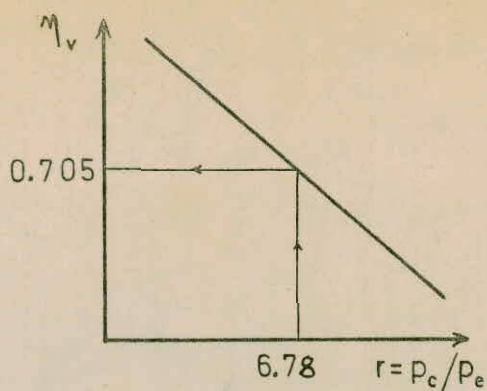
- . Relación entre espacio muerto y espacio barrido por el pistón.
- . Diámetro de los cilindros.
- . Forma y disposición de las válvulas del compresor.
- . Eficacia en el enfriamiento del cilindro.

-Parámetros de funcionamiento del compresor .-

- . Naturaleza del refrigerante desplazado.
- . Tasa de compresión.
- . Estado del fluido a la aspiración.
- . Velocidad de rotación.
- . Cantidad de arrastre de aceite del compresor.

-Parámetros ligados a las imperfecciones de funcionamiento - del compresor .-

- . Fuga entre pistón y cilindro.
- . Fuga en la válvula de aspiración.
- . Fuga en la válvula de descarga.



Es por ello que es imposible determinar analíticamente la eficiencia volumétrica del compresor y generalmente se utilizan diagramas establecidos a partir de resultados de ensayos efectuados en compresores, en base a la tasa de compresión.

Nosotros utilizaremos el gráfico - B-7, basado en la tasa de compresión r , que nos da valores bastante aceptables para todos los compresores y flúidos considerados. Entrando a dicho diagrama con el valor 6.78 equivalente a la tasa de compresión, obtenemos un rendimiento volumétrico igual a 0.705.

3) Caudal volumétrico teórico V_t . - Está dado por :

$$V_t = V_r / \eta_v \quad \text{Donde :} \quad (3-35)$$

V_r = Caudal volumétrico real 354.82 m³/h.
 η_v = Rendimiento volumétrico 0.705.

Luego :

$$V_t = 354.82 \text{ m}^3/\text{h} / 0.705 \quad V_t = 503.29 \text{ m}^3/\text{h}.$$

4) Tipo de impulsión del compresor .- Hay dos formas de impulsar al compresor :

- Transmisión directa.
- Transmisión a correa.

Esta última es empleada para accionar compresores de baja-velocidad, utilizando para ello correas y poleas, con el inconveniente de mayor espacio, peso y mayor número de elementos.

La transmisión directa se utiliza para compresores de alta velocidad y, ya que actualmente la gran mayoría de los compresores que se fabrican son para altas velocidades, usaremos este tipo de transmisión.

5) Velocidad de rotación .-

Al ser impulsado el compresor directamente por el motor, - el compresor rotará a igual velocidad que el motor.

En la mayoría de los casos por su costo y facilidad de adquisición se utilizan motores de corriente alterna de inducción. Bajo estas condiciones el número de velocidades posibles es muy limitado y depende del número de polos del motor de inducción y para una frecuencia de 60 ciclos que es la utilizada en el país, tenemos :

2	Polos	3500	r.p.m.
4	"	1750	"
6	"	1175	"
8	"	875	"

Para compresores de amoníaco es recomendable usar velocidades entre 250 y 1800 r.p.m. [Ref. 1], por tanto, nosotros utilizaremos 1175 r.p.m., es decir motores de inducción de 6 polos.

3.7.1.3.- Cálculo teórico de las características particulares del compresor .-

Ya que casi todos los compresores modernos son de simple efecto, o sea que la compresión se efectúa solo sobre una cara del pistón, en nuestra planta utilizaremos compresores de este tipo.

Asumimos arbitrariamente un diámetro del cilindro $d = 100 \text{ mm.}$, valor que es corrientemente adoptado por fabricantes de compresores frigoríficos. Si la carrera del pistón es L , la relación L/d para compresores de amoníaco debe ser de 1.1 a 1.3 [Ref.21], asumamos esta relación como 1.1; entonces el valor de la carrera del pistón será de 110 mm.

La velocidad lineal del pistón será entonces :

$$v_l = \frac{2Ln}{60} \quad (3-36)$$

Donde :

v_l = Velocidad lineal en m/seg.
 L = Carrera del pistón 110 mm.
 n = Revoluciones por minuto 1175 .

Luego :

$$v_l = \frac{2 \times 0.11 \times 1175}{60} \quad v_l = 4.3 \text{ m/seg.}$$

Velocidad que está entre los límites recomendados de 2 a 5 m/seg [Ref. 21].

El caudal volumétrico teórico para un cilindro está dado por :

$$V_{tv} = \frac{\pi d^2}{4} \times L \times n \quad (3-37)$$

Donde :

V_{tv} = Caudal volumétrico teórico unitario o para un cilindro.
 d = Diámetro del cilindro 0.1 m.
 L = Carrera del pistón 0.11 m.
 n = Revoluciones por hora $1175 \times 60 = 70500$

Entonces tenemos :

$$V_{tv} = \frac{\pi \times 0.1^2 \text{ m}^2}{4} \times 0.11 \text{ m} \times 70500 \text{ r.p.h.}$$

$$V_{tv} = 60.9 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como el caudal volumétrico teórico total V_t es de - 503.29 m³/h y siendo Z el número de cilindros del compresor tenemos :

$$Z = V_t / V_{tv} = 503.29 / 60.9$$

$$Z = 8.26 \approx 9 \text{ cilindros.}$$

Siendo difícil encontrar compresores con este número de cilindros, vamos a fijarnos el número de cilindros en 8 y establecer la carrera del pistón requerida para nuestras necesidades .

$$V_{tv} = 503.29 / 8$$

$$V_{tv} = 62.91 \text{ m}^3/\text{h}$$

y según la Ec. (3-37)

$$L = \frac{V_{tv} \times 4}{\pi \times d^2 \times n \times 60} = \frac{62.91 \times 4}{\pi \times 0.1^2 \times 1175 \times 60}$$

$$L = 113.6 \text{ mm} \approx 114 \text{ mm.}$$

$$L/d = 114/100 = 1.14 \text{ Valor aceptable.}$$

Con la Ec. (3-36) encontramos la velocidad lineal :

$$v_l = \frac{2 \times 0.114 \times 1175}{60} \quad v_l = 4.465 \text{ m /seg, que es un valor aceptable.}$$

Entonces las características de nuestro compresor serían :

- Compresor de simple efecto .
- Número de cilindros: 8
- Caudal volumétrico real : 354.82 m³/h
- Caudal volumétrico teórico : 503.29 m³/h
- Diámetro interior del cilindro : 100 mm
- Carrera del pistón : 114 mm
- Velocidad : 1175 rpm.

3.7.1.4.- Selección práctica del compresor .-

En la práctica es difícil o casi imposible - encontrar en los catálogos de los fabricantes, compresores con las características particulares que se requieren para cada caso, es por ello que hay que sujetarse a las características de los compresores existentes en el mercado y seleccionar el que mas se ajuste a nuestras necesidades. Generalmente los compresores son fabricados para varios tipos de refrigerantes y es por ello que algunas características no estarán completamente de acuerdo con nuestras necesidades - específicas. Analicemos algunos tipos de compresores :

a) Compresor "SABROE" modelo SMC.-

Está fabricado para usarlo con: R 717 (amoníaco), R 12, R 22 y R 502. Este modelo de compresor tiene la gran ventaja de tener una regulación manual o automática de capacidad dividida en varios escalones y porcentajes de capacidad. Hay tres series de ese modelo : SMC-65, SMC-100 y SMC-180 con diámetros interiores del cilindro de 65, 100 y 180 mm., respectivamente; seleccionaremos nosotros el modelo SMC-100 que se ciñe a nuestros requerimientos, cuyas características son :

- Diámetro interior del cilindro $d = 100$ mm.
- Carrera del pistón $L = 80$ mm.
- Velocidad recomendada $n = 1200$ r.p.m.
- Número de cilindros $Z = 4, 6, 8, 10, 12$ y 16 .

Entonces determinemos el número de cilindros requeridos para nuestras necesidades.

Velocidad .- Utilizaremos acople directo con motor de inducción de 1175 r.p.m.

Relación L/d .- $80/100 = 0.8$; valor algo bajo del recomendado para amoníaco.

Velocidad lineal del pistón .- Según la Ec.(3-36) :

$$v_l = \frac{2 \times 0.08 \times 1175}{60} \quad v_l = 3.133 \text{ m/seg ; valor aceptable.}$$

Caudal volumétrico teórico para un cilindro .-

Con el Ec. (3-37) tenemos :

$$V_{tv} = \frac{\pi \times 0.1^2 \text{ m}^2}{4} \times 0.08 \text{ m} \times 70500 \text{ r.p.h.}$$

$$V_{tv} = 44.297 \text{ m}^3/\text{h}$$

Número de cilindros .-

$$Z = V_t / V_{tv} = 503.29/44.297$$

$$Z = 11.362 \approx 12 \text{ cilindros.}$$

Por tanto si adoptáramos este modelo de compresor, usaríamos el SMC-100 de 12 cilindros.

b) Compresor "VILTER" de simple acción y doble cilindro .-

Está fabricado para usarlo estrictamente con amoníaco; son compresores de baja velocidad; las medidas del

diámetro interior del cilindro y carrera del pistón son iguales. Los tipos de este modelo de compresor se muestran en la tabla 3-2.

TABLA 3-2 .- MODELOS DE COMPRESORES "VILTER"

Dimensiones	Velocidades Máximas	Caudales Máximos
Pulgadas	R.P.M.	m ³ /h
3.5 x 3.5	450	27.9
4 x 4	420	38.9
5.5 x 5.5	450	108.6
6.5 x 6.5	400	159.3
7.5 x 7.5	400	244.8
8.5 x 8.5	360	341.2
9.5 x 9.5	360	476.6
10.5 x 10.5	327	584.7

Por tanto, si adoptáramos este tipo de compresor sería el de 10.5 x 10.5 pulgadas o sea $d = 266.7$ mm. y $L = 266.7$ mm. Relación $L/d = 1$; valor inferior al recomendado.

Velocidad .- Utilizando un motor de inducción de 1175 R.P.M. con una reducción de 4 a 1, la velocidad del compresor sería de 293.75 R.P.M., valor inferior al máximo aceptado.

Velocidad lineal del pistón .-Según la Ec. (3-36)

$$v_l = \frac{2 \times 0.2667 \times 293.75}{60} \quad v_l = 2.61; \text{ valor aceptable.}$$

Caudal volumétrico teórico del compresor .- Está dado por la Ec. (3-37).

$$V_t = \frac{\pi \times 0.2667^2}{4} \times 0.2667 \times 293.75 \times 60 \times 2$$

$V_t = 525.2 \text{ m}^3/\text{h}$; que es algo mayor al caudal requerido de $503.29 \text{ m}^3/\text{h}$.

c) Compresores "SAMIFI" modelo CENTAURO..- Están fabricados para usarlos con R 717 (amoníaco), R 12 y R 22. Sus características son :

- Diámetro interior del cilindro $d = 160 \text{ mm}$.
- Carrera del pistón $L = 140 \text{ mm}$.
- Máxima velocidad $n = 900 \text{ r.p.m.}$
- Número de cilindros $Z = 4, 6 \text{ y } 8$.

Determinemos el número de cilindros requeridos para nuestras necesidades.

Velocidad .- Podemos utilizar acople directo con un motor de inducción de 8 polos y 875 r.p.m. -

Relación L/d .- Equivalente a 0.875 que es un valor inferior al recomendado.

Velocidad lineal del pistón .- Según la Ec.(3-36)

$$v_t = \frac{2 \times 0.14 \times 875}{60}$$

$v_t = 4.08 \text{ m /seg.}$, valor un poco elevado pero dentro de los límites aceptables.

Caudal volumétrico teórico para un cilindro .- Utilizando la Ec. (3-37) tenemos :

$$V_{t0} = \frac{\pi \times 0.16^2}{4} \times 0.14 \times 875 \times 60$$

$$V_{t0} = 147.78 \text{ m}^3/\text{h}$$

Número de cilindros .-

$$Z = V_t / V_{t0} = 503.29 / 147.78 = 3.4$$

$Z \approx 4$ cilindros.

Por tanto si adoptáramos este modelo de compresor usaríamos el "SAMIFI" CENTAURO C4. -

d) Compresores "GRASSO" modelo K110 .- Construidos para usarlos con R 717 (amoníaco), R 12 y R 22. Sus características son :

- Diámetro interior del cilindro $d = 160$ mm.
- Carrera del pistón $L = 110$ mm.
- Velocidad $n = 400$ a 750 r.p.m.
- Número de cilindros $Z = 2, 4, 6, 9$ y 12 .

Determinemos el número de cilindros necesarios para nuestros requerimientos.

Velocidad .- Necesariamente tenemos que utilizar un acople indirecto con una reducción de velocidad de 4 a 3, para emplear un motor de inducción de 8 polos y 875 r.p.m., entonces la velocidad del compresor sería de 656.25 r.p.m., que está dentro de los límites recomendados.

Relación L/d .- Equivalente a 0.6875 , valor muy inferior al recomendado para amoníaco.

Velocidad lineal del pistón .- Según la Ec. (3-36).

$$v_l = \frac{2 \times 0.11 \times 656.25}{60} \quad v_l = 2.4 \text{ m /seg.}, \text{ valor aceptable.}$$

Caudal volumétrico teórico para un cilindro.- Utilizando la Ec. (3-37) tenemos :

$$V_{tv} = \frac{\pi \times 0.16^2}{4} \times 0.11 \times 656.25 \times 60$$

$$V_{tv} = 87 \text{ m}^3/\text{h}$$

Número de cilindros .-

$$Z = V_t / V_{tv} = 503.29 / 87 = 5.78$$

$Z \approx 6$ cilindros.

Por tanto al adoptar este modelo de compresor deberíamos utilizar el "GRASSO" K110 de 6 cilindros.

Conclusión :

Una vez analizadas las características de los cuatro posibles tipos de compresor a usar pasaremos a seleccionar el más conveniente para nuestra planta.

Los compresores "VILTER" y "GRASSO" tienen el gran inconveniente de la necesidad de utilizar un acople indirecto con los resultados de mayor peso y espacio.

El compresor "VILTER", dadas sus dimensiones de cilindro y carrera (gran tamaño) necesita una fundación fuerte y costosa y debido a su bajo número de cilindros (2) carece de regulación en su capacidad.

El compresor "GRASSO" tiene una relación L/d de 0.6875 ; valor inconveniente para trabajar con amoníaco.

El compresor "SAMIFI" tiene el gran inconveniente de su alta velocidad lineal del pistón, equivalente a 4.08 m /seg, - valor admisible, pero que influye decididamente en el pronto-desgaste de camisas; además en este compresor, por ser solamente de 4 cilindros, su regulación de capacidad estaría limitada solamente al 50 y 100 %.

El compresor que tiene sus características mas afines al compresor que teóricamente habíamos seleccionado es el SABROE SMC 100 de 12 cilindros : acople directo accionado por un motor de 1175 r.p.m.; velocidad lineal del pistón aceptable (3.313 m/seg); relación L/d algo baja para amoníaco pero tolerable (0.8); por tanto este tipo de compresor será el que se seleccionará en nuestra planta. Otras características de este compresor son las siguientes :

- Dimensiones y peso .- Longitud = 1670 mm; ancho = 890 mm. altura = 1200 mm. peso = 1400 Kg.
- Enfriamiento .- Tapas superiores enfriadas por agua; tapas laterales enfriadas por aire.
- Regulación de capacidad .- Incluye una válvula manual que se puede ajustar en los siguientes escalones en porcentaje de plena capacidad : arranque 0 %, primer escalón 33 %, segundo escalón 67 % y tercer escalón 100 %.
- Reducidos gastos de instalación .
- Manejo simplificado y fácil recambio de piezas.
- Los compresores se suministran como grupos, en los que todas las tuberías internas están totalmente montadas. Solamente hay que acoplar los tubos de aspiración y de impulsión, así como las conexiones eléctricas.
- Marcha libre de vibraciones, casi silenciosa. Pueden instalarse sin fundación especial, ventaja económica en relación con la instalación.
- Protegido automáticamente contra fallos de engrase.

Cálculo de la potencia del motor del compresor .-

La potencia teórica del motor del compresor se la determina a partir de la diferencia de entalpías del fluido refrigerante en el compresor :

$$P_t = \frac{m (h_2 - h_1)}{860} \quad (3-38) \quad [\text{Ref. 21}]$$

Donde :

P_t = Potencia teórica en KW.

m = Caudal másico 614.94 Kg/h.

h_2 = Entalpía del refrigerante después del compresor
472.2 Kcal/Kg.

h_1 = Entalpía del refrigerante antes del compresor -
400.83 Kcal/Kg.

$$P_t = \frac{614.94 \text{ Kg/h} (472.2 - 400.83) \text{ Kcal/Kg.}}{860 \text{ Kcal/h} - \text{KW}}$$

$$P_t = 51 \text{ KW}$$

La potencia real del motor del compresor está dada por:

$$P_r = \frac{1.25 \times P_t}{\eta_m \eta_i} \quad (3-39) \text{ [Ref .21]}$$

Donde :

P_t = Potencia teórica 51 KW.

η_m = Rendimiento mecánico del compresor; un valor de 0.9 es aceptable para un compresor de amoníaco.

η_i = Rendimiento indicado, aproximadamente igual al rendimiento volumétrico del compresor, que en nuestro caso es 0.705.

1.25 = Exceso de potencia, tomado como seguridad para el par de arranque del motor (25 % en exceso).

$$P_r = \frac{1.25 \times 51 \text{ KW}}{0.9 \times 0.705} \quad P_r = 100.5 \text{ KW} = 135 \text{ HP}$$

Entonces las especificaciones para los motores requeridos en nuestra planta serán :

- Potencia aproximada .- 100.5 KW ó 135 HP.
- Voltaje .- 220 voltios.
- Velocidad .- 1175 r.p.m.
- Tipo .- Motores Trifásicos de inducción de 6 polos, blindados para resistir la intemperie.

3.7.1.5. Selección del separador de aceite .-

Usaremos el separador de aceite especialmente diseñado y recomendado para usarlo con el tipo de compresor seleccionado, es decir el SABROE SMC-100 de 12 cilindros. Este separador de aceite tiene las siguientes características :

- Marca y modelo.- SABROE OS-30.
- Tipo .- Vertical de placas perforadas.
- Presión de trabajo máxima.- 21 Kg/cm².
- Caudal máximo de gas.- 1000 m³/h. a 21 Kg/cm².
- Alto .- 0.55 m.
- Diámetro .- 0.28 m.

3.7.2. Evaporadores .-

En el evaporador el refrigerante por medio del calor extraído a la salmuera debe hervir y transformarse en vapor. Para que la diferencia de temperatura sea mínima, el evaporador debe oponer la menor resistencia posible a la transferencia de calor y lógicamente debe ser construido para cumplir este requisito en la mejor forma posible.

3.7.2.1. Selección del tipo de evaporador a usar .-

Los posibles evaporadores que podrían trabajar en nuestra planta de fabricación de hielo son muchos y de diferente tipo de construcción, pero para una mayor facilidad y una mejor selección, usando el método de eliminación, los podemos clasificar de la siguiente manera :

1) Según su colocación respecto al tanque de salmuera.-

a) Evaporadores separados .- El tanque de fabricación de hielo y el evaporador están separados; la salmuera enfriada en un evaporador tubular o de cualquier otro tipo es enviada al tanque de hielo por medio de una bomba y después de haberse recalentado al contacto de los moldes de hielo regresa al evaporador. Sus inconvenientes son :

- La dificultad de una buena distribución de salmuera dentro del tanque.
- El consumo de fuerza motriz por la bomba de salmuera.
- Un gasto de instalación mayor que incluye la carcasa y el aislamiento del evaporador.

En contrapartida la ventaja que ofrece este tipo de evaporador es una superficie de tanque menos grande que involucra una menor superficie de construcción.

b) Evaporadores integrales .- Son los que se encuentran dentro del tanque de salmuera y bañados íntegramente por ésta. Las ventajas que ofrecen estos tipos de evaporador si los comparamos con los evaporadores separados son las siguientes :

- Una buena y uniforme distribución de salmuera a lo largo de todo el tanque de fabricación de hielo.
- El consumo de fuerza motriz extra es bajo, ya que se limita al consumido por uno o dos agitadores.
- El gasto de instalación es mucho menor.

La única desventaja que ofrece este tipo de evaporador es una mayor superficie y volumen del tanque de salmuera, desventaja que es ampliamente compensada por sus ventajas. Es por esto que a priori al diseño del tanque de salmuera ya habíamos escogido este tipo de evaporador.

2) Según su funcionamiento.-

a) Evaporadores secos .- Cuando el líquido se suministra directamente a través de una válvula de regulación a un serpentín corriente doblado, formando una tubería continua, es un evaporador seco característico, ya que, el vapor producido en la válvula de regulación coge tanto espacio en la primera parte del serpentín, que no se puede depositar allí una considerable cantidad de líquido. Este líquido es soplado por el vapor en el serpentín, del cual solo una pequeña parte está lleno con líquido.

Aún en aquella parte del serpentín que contiene líquido, - éste permanecerá por gravedad en la parte más baja de la sección recta del serpentín, y en consecuencia un evaporador seco no será tan eficiente, como si el refrigerante líquido hubiese estado en contacto con toda la superficie interior del serpentín.

b) Evaporadores inundados .- En este tipo de evaporadores se asegura el contacto del líquido con toda la superficie interior. Para evitar que el líquido sea transportado muy rápidamente, la velocidad del vapor debe ser más bien baja, por lo cual la evaporación se convierte en una ebullición tan violenta que las burbujas de vapor son expulsadas a la parte superior de la tubería del evaporador.

En esta condición el líquido no debe pasar a la tubería de succión y lógicamente los evaporadores inundados deben tener un separador de líquido, es decir, una cámara lo bastante grande para permitir que las burbujas de vapor revienten, y en la cual el vapor se pueda librar del líquido, que se separa y retiene, - permitiendo que el vapor pase a la tubería de succión.

La baja velocidad deseada del vapor en un evaporador inundado, hace necesario dividir el evaporador en muchas longitudes cortas de tubería, a través de las cuales el refrigerante pasa en paralelo, contrariamente al evaporador seco, que tiene tuberías largas con alta velocidad de vapor.

La gran ventaja de los evaporadores inundados es que se obtiene una mejor utilización de la superficie de enfriamiento y por lo tanto un más alto rendimiento.

Vistos estos dos tipos de evaporadores y considerando la gran capacidad que debe tener el evaporador de nuestra planta utilizaremos en ella un evaporador del tipo inundado.

3) Según su construcción .-

Los evaporadores inundados más conocidos y corrientemente usados en plantas de producción de hielo, según su construcción los podemos clasificar en :

a) Evaporador de tubos horizontales .- En este tipo de evaporador el flujo de la salmuera es paralelo a los tubos; los serpentines están situados paralelamente y como un serpentín individual puede contener muchos metros de tubería, la resistencia contra el flujo del refrigerante será considerable.

b) Evaporador de tubos verticales .- Tiene tubos cortos y verticales que están soldados en la parte superior y en la inferior a un tubo colector, de tal manera que se pueden dilatar fácilmente en todas las direcciones. Los tubos colectores están unidos a la entrada del líquido y salida del vapor, así como en diversos espacios entre los estrechos tubos del evaporador mediante amplios tubos de retorno para el líquido refrigerante que asciende conjuntamente con los vapores.

Para grandes capacidades se unen distintos haces tubulares al tubo colector. Este tipo de evaporador es de alto rendimiento, teniendo una aproximada transmisión de calor de alrededor de $600 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$.

c) Evaporador de tubos curvados rapid.- Este evaporador está construido para trabajar con los tubos inundados y recalentado. Por las curvas soldadas muy cerradas de los tubos se logra una colocación muy apretada de un tubo junto al otro y una gran rapidez de la salmuera y con ello se alcanza un coeficiente global de transferencia de calor de más o menos $500 \text{ Kcal/hm}^2\text{C}$ y más.

d) Evaporador super inundado con tubos tipo caldera .-

Este tipo de evaporador es ampliamente empleado para enfriamiento de agua o salmuera y es casi universalmente usado para grandes instalaciones. Está construido por tubos doblados en sus extremos formando ángulo recto, de tal forma que tienen una parte vertical y otra horizontal, con dos colectores, uno inferior para líquido y otro superior para vapor, estos colectores están diseñados para una baja velocidad del refrigerante, estableciendo así una operación completamente inundada, con un mínimo de caída de presión a través de los tubos evaporadores. La correspondiente alta presión de retorno incrementa por tanto la economía de la planta.

Este tipo de evaporador es de alto rendimiento, siendo fabricado por varias casas constructoras tomando por lo tanto distintos nombres.

e) Evaporadores de otros tipos menos usados .- Hay gran cantidad de tipos de evaporadores inundados que, partiendo esencialmente de cualquiera de los tipos anteriores y con pequeñas diferencias de construcción, toman distintos nombres. Todos estos evaporadores tienen un alto rendimiento, un rápido recorrido de líquido, un veloz desplazamiento de las burbujas de gas en los tubos verticales y un buen secado de los vapores. Estos evaporadores toman sus nombres derivados de la casa constructora, así tenemos los evaporadores : "Gelbrüder", "Plerish", "Siro", "Assman & Suckder", etc.

Antes de seleccionar el tipo de construcción de nuestro evaporador debemos tener en cuenta las siguientes consideraciones :

1) Coeficiente de transmisión .- Un mejor coeficiente de transmisión representará una superficie más pequeña del evaporador, lo que influye directamente en el costo del evaporador y en el espacio ocupado por él mismo. Además con una mejor transmisión de calor la diferencia de temperaturas entre los dos flúidos puede ser menor, lo que representa un ahorro de fuerza motriz. La transmisión varía de una forma general con :

- La resistencia térmica de las paredes metálicas y de las películas de las superficies. (La resistencia de estas últimas depende en gran parte de la velocidad de los flúidos).
- La acumulación de hielo en los serpentines debido a salmuera insuficientemente concentrada.
- El porcentaje de la superficie del evaporador mojado por el líquido refrigerante;
- La velocidad de los flúidos.

2) Tubos verticales .- Se ha comprobado que el rendimiento de un evaporador está en función directa a la superficie del evaporador que está en contacto directo con el líquido refrigerante, ya que en este caso hay un aporte de calor latente, lo que no ocurre en el recalentamiento del refrigerante ya que en éste sólo hay aporte de calor sensible. Ahora bien, en los tubos verticales de un evaporador siempre y cuando éstos sean relativamente cortos, un gran porcentaje de su superficie está en contacto directo con el líquido refrigerante, lo que influye directamente en el rendimiento del evaporador.

3) Tubos horizontales .- En ellos se establecen dos capas superpuestas : la inferior del líquido y la superior de gas proveniente del líquido adyacente, si el suministro de líquido aumenta se forman bolsas de gas que empujan al líquido restante a lo largo del serpentín y conforme éste se evapora, todo el serpentín está lleno solamente de gas, por tanto el contacto entre líquido refrigerante y superficie del evaporador disminuye, bajando por lo mismo el rendimiento del evaporador.

4) Longitud y diámetro de los tubos .- Se ha demostrado experimentalmente [Ref. 13] que en tubos cortos hay una mayor superficie mojada y por lo tanto son más eficientes; también se ha demostrado que para tubos de menor diámetro la velocidad del refrigerante aumenta mejorando en algo el rendimiento del evaporador, aunque lógicamente en ambos casos, para mantener una misma superficie total del evaporador, es necesario aumentar el número de tubos si tomamos como referencia otro evaporador con tubos más largos y de mayor diámetro. Es por ello que la solución adecuada será un equilibrio entre los dos extremos.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores concluimos que para el caso especial de nuestra planta de hielo, el evaporador debe tener un máximo de superficie mojada,

ésto se obtendrá con una longitud y diámetro de tubos convenientes, además deberá trabajar en régimen inundado y deberá tener un alto rendimiento, lo que se logra con un evaporador convenientemente diseñado, con tubos colectores en la parte superior e inferior y un separador de líquido; además el evaporador seleccionado debe ser adecuado para instalarlo en el corredor central del tanque de salmuera. Por otra parte el evaporador empleado debe ser fuerte y resistente a la corrosión y a la acción química del refrigerante, en nuestro caso el amoníaco (NH_3).

Todos estos requisitos los reúne en general el evaporador tipo "Super Inundado de Tubos Tipo Caldera" y en particular el evaporador de este tipo construido por "Vilter Manufacturing Corporation" llamado "Super Flooded Raceway Coils".

Este tipo de evaporador es ampliamente usado en plantas de fabricación de hielo por su alto rendimiento y por su versatilidad para utilizar al máximo el espacio disponible y además su adquisición en el mercado local es factible.

3.7.2.2. Características del evaporador seleccionado .-

Los evaporadores "Super Flooded Raceway Coils" "Vilter", son diseñados para uso en tanques de enfriamiento de salmuera y agua. Su operación es completamente inundada y con un mínimo de caída de presión a través de los serpentines. (Figura 3-11).

El acumulador está diseñado para dar una completa separación al líquido suministrado del gas. Hay un amplio espacio de separación y la misma es materialmente efectuada por un cambio de dirección en el flujo del gas a través del acumulador.

Construcción .- Puede ser construido y seleccionado en varias combinaciones de tuberías a lo ancho y a lo alto de cada haz de tubos. Un evaporador completo está compuesto de uno o varios haces de tubos, lo que nos da mucha facilidad para seleccionar el evaporador adecuado para el espacio disponible.

Un haz de tubos individual puede ser construido por 6 y hasta 20 tuberías a lo alto y hasta 5 tuberías a lo ancho. Las tuberías de cada haz son soldadas dentro de un colector común de sección recta semicircular.

La construcción de los serpentines es tal, que las tuberías están dispuestas para que un máximo de su superficie esté expuesta a un relativamente pequeño flujo másico de salmuera a una alta velocidad (0.6 m/seg). Obstrucciones al flujo de la salmuera tales como espaciadores y abrazaderas son eliminadas en lo posible y las que hay están distribuidas de tal forma que ofrecen un mínimo de resistencia con resultados de un más bajo consumo de poder del agitador.

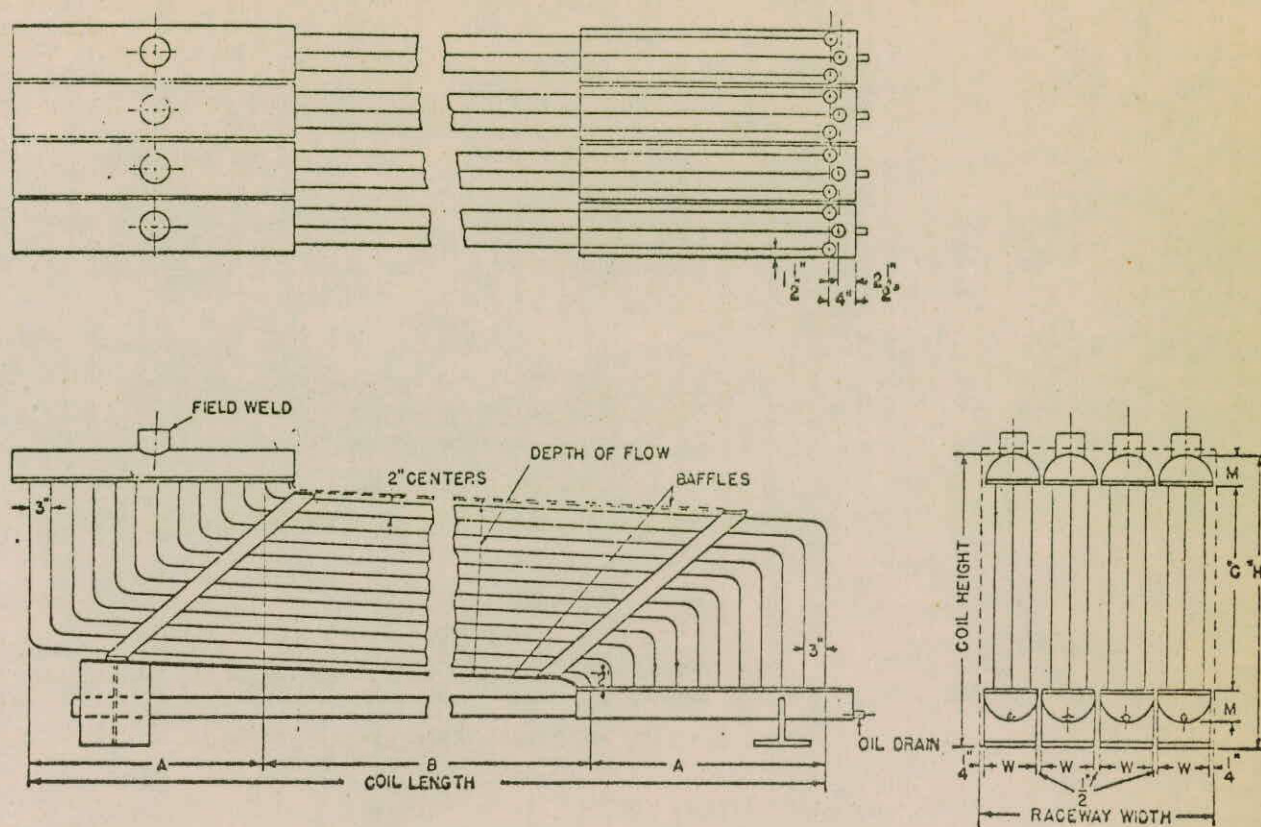


FIGURA 3-11 .- EVAPORADOR "VILTER SUPER FLOODED RACEWAY COILS"

- Especificaciones de las tuberías .- Estos evaporadores son fabricados con tuberías standard de acero de 1 1/4 pulgadas soldadas a tope, conforme a la especificación A-53 de la ASTM (American Society for Testing Materials) con diámetro interior de 3.17 centímetros y un diámetro exterior de 4.216 centímetros.

Cada sección de tubo ha sido probada a 800 lbs/pulg² (56.26 Kg/cm²) de presión hidrostática y cada haz de tubos es sometido después de la soldadura a una presión de aire de 150 lbs/pulg² (10.55 Kg/cm²) mientras es sumergido en agua.

- Acumulador .- El acumulador está diseñado y fabricado de acuerdo a los códigos de ASME (American Society of Mechanical Engineers) para un máximo de presión de trabajo de 150 lbs/pulg² (10.55 Kg/cm²), siendo probado a una presión hidrostática de 300 lbs/pulg² (21.1 Kg/cm²) después de su fabricación.

- Recipiente de drenaje de aceite .- Para facilitar remover el aceite que es arrastrado dentro de los serpentines del evaporador, que in

terfiere seriamente en la transmisión de calor, hay un recipiente de drenaje de aceite, que está montado de tal forma que el aceite fluye a él directamente desde el punto más bajo de los serpentines. Las conexiones del recipiente de drenaje a cada lado del colector inferior deben ser conectadas al recipiente de tal manera que el aceite fluya por gravedad desde los serpentines al recipiente, el cual debe ser situado fuera del tanque.

Selección del número de tubos en los evaporadores .-

Los tres evaporadores, de iguales características, irán montados a lo largo del callejón central, por tanto el número de tubos en cada evaporador está limitado solamente por el espacio disponible, el mismo que es de 1 m. de ancho (39.37") por 1.165 m. de alto (45.8"), que es el nivel de la salmuera, dando así una área recta de 1.165 m² (1803 pulg²). De acuerdo a estas dimensiones adoptamos evaporadores "Vilter Super Flooded Raceway Coils" de 3 haces de tubos, teniendo cada haz de tubos 5 a lo ancho por 12 a lo alto; es decir que cada evaporador tendrá un total de 180 tubos. Las dimensiones de un evaporador con estas características, según las tablas A-6 y A-7 serán de 37 1/2" de ancho por 43" de alto, dimensiones que están dentro de nuestras posibilidades.

Ahora queda solamente calcular el largo de los serpentines en cada evaporador.

3.7.2.3. Cálculo del evaporador .-

Este cálculo se realizará solamente en lo que a la superficie del evaporador se refiere, es decir a la superficie de intercambio de calor.

La temperatura de evaporación del refrigerante, que se ha establecido en la selección del ciclo termodinámico (Sección 3.6.2.), es de - 17 °C, mientras que la temperatura de la salmuera en el tanque t_s y por lo tanto a la salida de los evaporadores, es de - 12 °C. Como se ha previsto un caudal másico de la salmuera q_s de 880200 Kg/h, con un calor específico C_s de 0.721 Kcal/Kg °C y ya que tenemos una carga frigorífica total Q de 475926 Kcal/h, tendremos que la temperatura t' de la salmuera al entrar al evaporador será de :

$$t' = t_s + \frac{Q}{q_s C_s} \quad (3-40) \quad [\text{Ref. 9}]$$

$$t' = - 12 \text{ °C} + \frac{475926 \text{ Kcal/h}}{880200 \text{ Kg/h} \times 0.721 \text{ Kcal/Kg °C}}; t' = - 11.25 \text{ °C}$$

$$Q = K A \Delta T_m$$

$$(3-41) \text{ [Ref. 1]}$$

Donde :

- Q = Cantidad de calor transferido en Kcal/h.
 K = Coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie exterior en Kcal/h m² °C.
 A = Area superficial exterior en m².
 ΔT_m = Media logarítmica de las diferencias de temperaturas.

El coeficiente global de transferencia de calor para evaporadores cuando el refrigerante circula dentro de los tubos, como en nuestro caso, está dado por :

$$1/K = (1/\alpha_r) S_r + e/\lambda + 1/\alpha_s + 1/\alpha_w \quad (3-42) \text{ [Ref. 1]}$$

Donde :

- α_r = Coeficiente de convección de película del lado del refrigerante en Kcal/h m² °C.
 e = Espesor de la pared del tubo en metros.
 λ = Conductividad térmica del material del tubo en Kcal/h m °C.
 S_r = Relación de la superficie exterior del tubo a la superficie interior.
 α_s = Coeficiente de convección de película del lado de la salmuera en Kcal/h m² °C.
 $1/\alpha_w$ = Resistencia térmica debido a incrustaciones o escamas del lado de la salmuera* en h m² °C/Kcal.

Los datos que tenemos o podemos encontrarlos fácilmente son :

- Espesor del tubo $e = 0.00523$ m.
- Conductividad térmica del acero standard $\lambda = 38.9$ Kcal/h m °C [Ref. 4].
- Relación de superficies del tubo $S_r = 0.04216/0.0317 = 1.33$.
- Resistencia térmica debido a incrustaciones o escamas del lado de la salmuera $1/\alpha_w = 0.00015$ h m² °C/Kcal [Ref. 4], - valor aconsejado para tubos de acero y salmueras que con tengan inhibidores (cromato potásico).

Nos queda por calcular los coeficientes de convección de película .

Cálculo del coeficiente de película lado de la salmuera.-

En la generalidad de los casos para calcular α_s se emplean relaciones deducidas experimentalmente, que relacionan grupos o números adimensionales que involucran constantes físicas del líquido y de la superficie en contacto a él. Nosotros emplearemos la Ecuación de Colburn que relaciona los números de : - Stanton, Reynolds y Prandtl. Ec. (3-24).

* La resistencia térmica debida a incrustaciones o escamas del lado del refrigerante es tan pequeña que es despreciable.

$St = 0.332 R^{-\frac{1}{2}} Pr^{-\frac{2}{3}}$; válida para convección con flujo laminar, o sea cuando $R < 5 \times 10^5$.

Vamos a asumir una temperatura t_t de la superficie exterior de los tubos de -14.4°C , hipótesis que luego debe ser confirmada para no incurrir en errores. Este procedimiento - por tanteo está graficado en la figura 3-12.

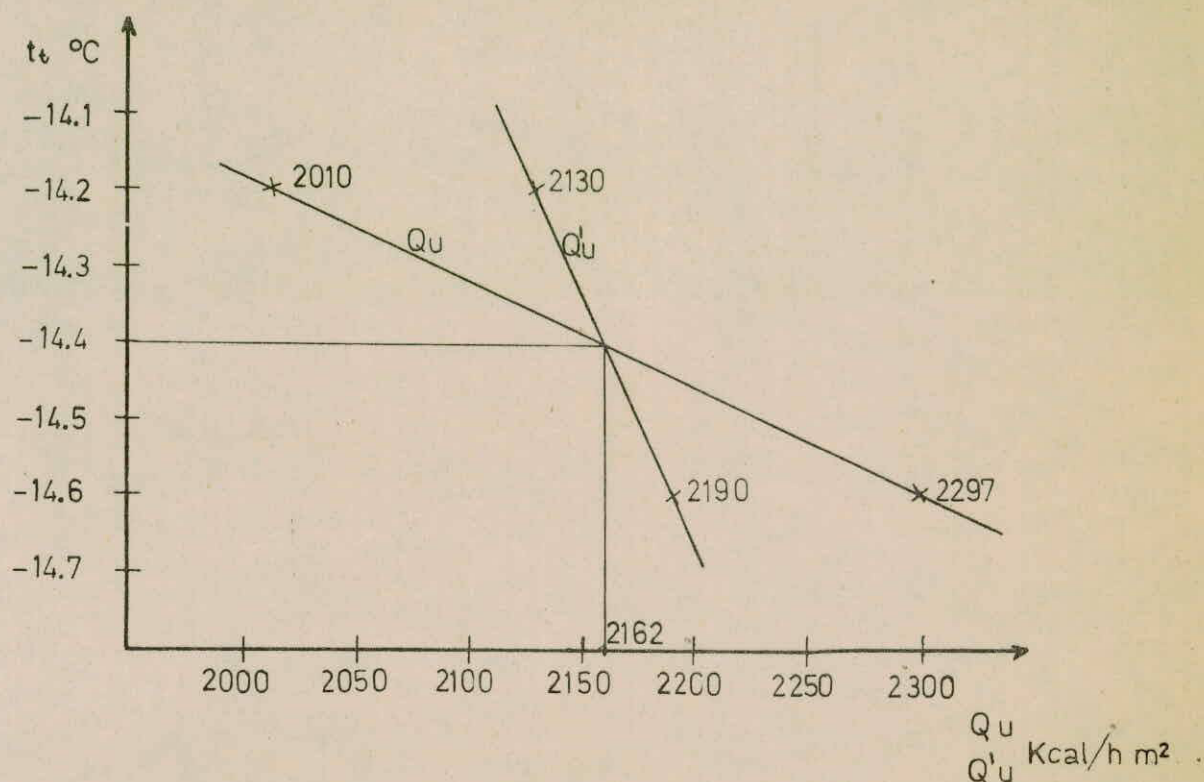


FIGURA 3-12 .- DETERMINACION GRAFICA DE LA TEMPERATURA EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL EVAPORADOR

Entonces la temperatura t_f de la película de salmuera en contacto con los tubos refrigerantes mantenidos a -14.4°C será de :

$$t_f = t_t + \frac{t_s - t_t}{2} = -14.4 + \frac{(-12) - (-14.4)}{2} \quad t_f = -13.2^\circ\text{C}$$

Por tanto las características de la película de salmuera a -13.2°C serán :

- Viscosidad absoluta $\mu_f = 27.58 \text{ Kg/h m.}$
- Calor específico $C_f = 0.7178 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C.}$
- Coeficiente de conductividad térmica $\lambda_f = 0.4498 \text{ Kcal/h m }^\circ\text{C.}$

Con las dimensiones de los tubos del evaporador adoptado y una velocidad másica de la salmuera $G_1 = 2570400 \text{ Kg/h m}^2$ y con la Ec. (3-22), podemos encontrar un número de Reynolds :

$$R = \frac{De}{\mu_f} \frac{G_1}{\lambda_f} = \frac{0.04216 \text{ m} \times 2570400 \text{ Kg/h m}^2}{27.58 \text{ Kg/h m}}; R = 3929.23$$

Con la Ec.(3-14) un número de Prandlt :

$$Pr = \frac{C_f \mu_f}{\lambda_f} = \frac{0.7178 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 27.58 \text{ Kg/h m}}{0.4498 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}; Pr = 44.01$$

Con la Ec.(3-23) un número de Stanton :

$$St = \frac{\alpha_s}{G_1 C_f} = \frac{\alpha_s \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}}{2570400 \text{ Kg/h m}^2 \times 0.7178 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}}$$

$$St = \frac{\alpha_s}{1845033.1}$$

Aplicando la relación de Colburn tenemos :

$$\alpha_s = \frac{1845033.1 \times 0.332}{3929.23^{\frac{1}{4}} \times 44.01^{\frac{3}{4}}} \quad \alpha_s = 784 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

Cálculo del coeficiente de película lado del refrigerante .-

Son muchos los factores que influyen en el coeficiente de película lado del refrigerante, tales como : propiedades físicas del refrigerante, rapidez de vaporización del refrigerante, temperatura de evaporación, etc., lo que hace difícil obtener fórmulas analíticas para calcular el valor de α_r y en la generalidad de los casos se emplean fórmulas empíricas deducidas experimentalmente.

Nosotros emplearemos los resultados obtenidos por Cleis concernientes a la evaporación de amoníaco dentro de tubos. Las relaciones propuestas por este autor son de la forma :

$$\alpha_r = A (Qu + B)^n \quad (3-43) \quad [\text{Ref. 9}]$$

Donde :

Qu = Flujo unitario de calor expresado en Kcal/h m^2 .
 n = Coeficiente, cuyo valor para amoníaco es igual a 0.42.

A y B dependen de la temperatura de evaporación y del título medio del vapor a lo largo del evaporador. Para una temperatura de evaporación de $-17 ^\circ\text{C}$ y un título de vapor de 0.35 correspondiente a evaporadores de régimen inundado, tenemos :

$$\alpha_r = 62.4 (Q_u - 392)^{0.42} \quad [\text{Ref. 9}]$$

Esta relación es válida para un flujo unitario de calor Q_u comprendido entre 2000 y 5000 Kcal/h m².

Ya que el flujo unitario de calor de la salmuera al tubo debe ser el mismo que fluye del tubo al refrigerante, lo podemos calcular utilizando el valor calculado de α_s y la temperatura t_t asumida de la superficie exterior del tubo :

$$Q_u = \alpha_s \Delta t_m \quad (3-44) [\text{Ref. 9}]$$

Donde :

Q_u = Flujo unitario de calor de la salmuera a la superficie exterior del tubo.

α_s = Coeficiente de película lado de la salmuera.

Δt_m = Diferencia media logarítmica; la misma que está dada por :

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (3-45) [\text{Ref. 9}]$$

Donde :

Δt_1 = Diferencia de temperaturas entre la salmuera a la entrada del evaporador y la superficie exterior del tubo = $-11.25 - (-14.4) = 3.15$ °C.

Δt_2 = Diferencia de temperaturas entre la salmuera a la salida del evaporador y la superficie exterior del tubo = $-12 - (-14.4) = 2.4$ °C.

$$\Delta t_m = \frac{3.15 - 2.4}{\ln \frac{3.15}{2.4}} \quad \Delta t_m = 2.758 \text{ °C}$$

$$Q_u = 784 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ °C} \times 2.758 \text{ °C} \quad Q_u = 2162 \text{ Kcal/h m}^2.$$

valor que está dentro de los límites dados por Cleis, para que su relación sea válida; entonces tenemos :

$$\alpha_r = 62.4 (Q_u - 392)^{0.42} \quad \alpha_r = 62.4 (2162 - 392)^{0.42}$$

$$\alpha_r = 1443 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ °C}.$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.-

Utilizando la Ec. (3-42) tenemos :

$$1/K = \left[(1/1443)1.33 + 0.00523/38.9 + 1/784 + 0.00015 \right] \text{ h m}^2 \text{ °C/Kcal}$$

$$1/K = 0.0024815 \text{ h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Kcal}; K = 403 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El flujo unitario de calor transferido, referido a la superficie exterior del tubo será, según la Ec. (3-44).

$Q_u = K \Delta t_m$ Donde Δt_m según la Ec. (3-45) será igual a :

$$\Delta t_m = \frac{5.75 - 5}{\ln \frac{5.75}{5}} \quad \Delta t_m = 5.366 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_u = 403 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 5.366 \text{ } ^\circ\text{C} \quad Q_u = 2162 \text{ Kcal/h m}^2$$

Valor que corresponde al calculado anteriormente entre la salmuera y la superficie exterior del tubo; por tanto la temperatura t_d de la superficie exterior del tubo, asumida anteriormente en un valor de $-14.4 \text{ } ^\circ\text{C}$ es la correcta.

Cálculo de la superficie del evaporador .- Ahora podemos calcular la superficie exterior de los tubos necesaria en los evaporadores y desde la Ec. (3-41) tenemos :

$$A = \frac{Q}{K \Delta t_m}$$

Donde :

A = Superficie de los evaporadores.

Q = Carga frigorífica total de la planta 475926 Kcal/h.

K = Coeficiente global de transferencia de calor 403 Kcal/h $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Δt_m = Media logarítmica de las diferencias de temperaturas entre el refrigerante y la salmuera $5.366 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$A = \frac{475926 \text{ Kcal/h}}{403 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 5.366 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$A = 220.133 \text{ m}^2 \approx 2370 \text{ pies}^2$$

Como comprobación vamos a calcular el área del evaporador siguiendo el método propuesto por M. Duminil [Ref.9], utilizando la temperatura t_d de la superficie exterior de los tubos del evaporador y el coeficiente de película lado de la salmuera :

$$A = \frac{q_s \times C_s (\ln 1 - \ln x)}{\alpha_s} \quad (3-47) [\text{Ref. 9}]$$

Ecuación que se puede escribir de la siguiente manera :

$$A = \frac{q_s C_s (\log 1 - \log x)}{\alpha_s \log e}$$

Donde :

- q_s = Circulación horaria o caudal másico de salmuera - a través del evaporador 880200 Kg/h.
 C_s = Calor específico de la salmuera 0.721 Kcal/Kg °C.
 α_s = Coeficiente de transferencia de calor de película lado de la salmuera, 784 Kcal/h m²°C.
 x = Coeficiente de by-pass entre la temperatura t_t - exterior del tubo - 14.4 °C y las temperaturas del líquido incongelable (salmuera) de entrada al evaporador t_i - 11.25 °C y de salida del evaporador t_s - 12 °C, que está dado por :

$$x = \frac{t_i - t_t}{t_s - t_t} \quad (3-48) \text{ [Ref. 9]}$$

$$x = \frac{(-12) - (-14.4)}{(-11.25) - (-14.4)} \quad x = 0.7619$$

Entonces tenemos :

$$A = \frac{880200 \text{ Kg/h} \times 0.721 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} (\log 1 - \log 0.7619)}{784 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C} \times 0.4343}$$

$$A = 220.13 \text{ m}^2 \approx 2370 \text{ pies}^2$$

Cálculo de la longitud de los serpentines de los evaporadores .-

Ya que utilizaremos tres evaporadores iguales, del tipo "Vilter Super Flooded Raceway Coils", de tres haces de tubos cada uno, y teniendo en cuenta que la superficie total de los tres evaporadores es de 2370 pies², la superficie por cada haz de tubos será de 263.33 pies².

Ahora refiriéndonos a la figura (3-11) y a las tablas A-6 y A-7 para nuestros evaporadores tendremos por cada haz de tubos :

Dimensión H .-	43" ó 3.5833 '
Dimensión A + A .-	66" ó 5.5'
B en pies ² de superficie/pie.-	26.1 pies ² /pie
B en lbs de peso/pie.-	167 lbs/pie
A + A pies ² de superficie.-	119.5 pies ²
A + A en lbs. de peso .-	1200 lbs.

La superficie de B debe ser entonces :

$$263.3 - 119.5 = 143.8 \text{ pies cuadrados.}$$

La longitud de B será :

$$\frac{143.8 \text{ pies}^2}{26.1 \text{ pies}^2/\text{pie}}$$

$$B = 5.5 \text{ pies} = 5' 6''$$

$$\begin{aligned} \text{Largo total de cada evaporador} &= A + A + B = 5.5 + 5.5 = 11' \\ &= 3.352 \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\text{Ancho total de cada evaporador} = 37.5'' = 0.955 \text{ m}$$

$$\text{Alto total de cada evaporador} = 43'' = 1.092 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Peso total de cada evaporador} &= [(167 \times 5.5) + 1200] 3 = \\ &= 6355.5 \text{ lbs.} = 2883 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

3.7.2.4. Selección del acumulador y válvula de flotador.-

Acumulador .- Para 158642 Kcal/h, es decir 52.46 toneladas de refrigeración, que es la capacidad del evaporador, a una temperatura de saturación y de succión de -17°C (correspondiente a una presión de succión de 2.211 Kg/cm^2), seleccionamos un acumulador vertical recomendado para usarlo con el tipo de evaporador escogido, el mismo que tiene las siguientes características :

- Acumulador vertical "Vilter" modelo VA 1614.
- Capacidad .- 60 toneladas de refrigeración a -18°C .
- Diámetro .- 14 pulgadas o 0.356 metros.
- Altura .- 30 pulgadas o 0.762 metros.
- Máxima presión de trabajo.- 150 lbs/pulg² o 10.55 Kg/cm^2 .
- Presión de prueba hidrostática.- 300 lbs/pulg² o 21.1 Kg/cm^2

Válvula de flotador .- Utilizaremos la válvula de flotador recomendada por "Vilter" para el tipo de evaporador seleccionado, la misma que tiene las siguientes características :

- Marca y modelo.- "Vilter" No. 206.
- Tipo .- Válvula de flotador de baja presión.
- Capacidad .- 70 toneladas de refrigeración a -15°C .
- Diámetro .- 8" o 0.203 m.
- Largo .- 16" o 0.406 m.

3.7.3. Condensadores .-

El objeto del condensador es evacuar al medio ambiente (aire o agua) el calor suministrado al refrigerante en el evaporador y por la compresión en el compresor.

La cantidad de calor que se debe evacuar procede de :

- El calor sensible de los vapores recalentados.
- El calor latente de licuefacción.
- El calor sensible del líquido subenfriado.

La absorción del flujo calorífico debido al desrecalentamiento, a la condensación y al subenfriamiento del refrigerante puede ser realizada por :

- Elevación de la temperatura del agua o aire, (aumento de su calor sensible).
- Cambio parcial de estado físico, (calor latente de vaporización).

3.7.3.1. Selección del tipo de condensador a usar .-

Dada la limitada capacidad de los condensadores de aire éstos quedan fuera de toda discusión como posible tipo de condensador a usar en nuestra planta. Igual decimos de los condensadores a inmersión y a chorro, debido a su bajo coeficiente global de transmisión de calor y su gran superficie de refrigeración, que trae consigo aumento en espacio y costo.

Los condensadores de doble tubo y contra corriente a pesar de su buena transmisión de calor ($600 \text{ a } 700 \text{ Kcal/h m}^2\text{°C.}$) y de que precisan poco espacio es antieconómico usarlos debido a su alto costo por su difícil construcción *.

Entonces nuestra selección queda limitada a los condensadores multitubulares verticales y horizontales y condensadores evaporativos, de todos los cuales, vamos a evaluar sus ventajas y desventajas relacionadas con nuestras necesidades.

Condensadores multitubulares verticales .-

Ventajas .-

- Una gran capacidad de condensación puede ser instalada en un pequeño espacio de piso.
- Costo de instalación bajo.
- Sistema de distribución de agua simplificado.
- Facilidad para limpieza de los tubos verticales, con lo que se puede utilizar agua sucia de un río o lago.

Desventajas .-

- Gran consumo de agua.
- Necesitan de una torre de enfriamiento al no disponer de un sumidero de calor, ya sea éste un río o lago.

Conclusiones .-

Este tipo de condensador sería el ideal para utilizarlo con agua de río, pero ya que, en este proyecto se estima que-

* Gran cantidad de tubos y codos.

la planta puede estar localizada en cualquier sitio que disponga agua corriente (potable), si utilizáramos este tipo de condensador debido a su gran consumo de agua, necesitaríamos una torre de enfriamiento de gran capacidad con los consiguientes aumentos en el costo de la planta.

Condensadores multitubulares horizontales .-

Ventajas .-

- Gran capacidad debido a su alto coeficiente de transmisión de calor.
- Construcción compacta por lo que se lo puede instalar cerca del compresor con los consiguientes ahorros de tuberías.
- Al estar instalada cerca del resto de equipos siempre está bajo vigilancia del operador de equipos.
- Facilidad para la limpieza de los tubos.
- Costo de instalación algo superior al condensador de tubos verticales pero muy inferior al condensador evaporativo.

Desventajas .-

- Consumo de agua relativamente alto por lo que se hace necesario usar una torre de enfriamiento.

Conclusiones .-

Debido a su construcción compacta son ideales para máquinas frigoríficas de mediana potencia y en nuestro caso especial el costo total de instalación sería bajo ya que necesitamos tres condensadores de mediana capacidad y utilizaríamos una sola torre de enfriamiento de gran potencia para el agua utilizada en los condensadores.

Condensadores evaporativos .-

Ventajas .-

- Poco consumo de agua, más o menos $1/20$ de lo consumido por un condensador de tubos horizontales.
- Bajos costos de mantenimiento y amortización rápida.

Desventajas .-

- Alto costo de instalación.
- Coeficiente de transmisión de calor bajo comparado con el de tubos horizontales, (300 a 600 Kcal/h $m^2^{\circ}C$).

Conclusiones .-

Tiene un gran atractivo para emplearlo en una planta industrial debido a su rápida amortización de inversión por el poco consumo de agua.

Para nuestra planta debemos seleccionar la alternativa existente entre utilizar un conjunto condensador-torre de enfriamiento y condensador evaporativo. Para ello vamos a evaluar las ventajas de cada sistema comparadas con el otro.

Ventajas del condensador evaporativo .-

- a) Requiere menor espacio y peso que la combinación condensador-torre de enfriamiento.
- b) La tubería de agua es más corta y el caudal más pequeño, con lo que se reduce la potencia de la bomba y el costo de explotación.
- c) Facilidad para seleccionar el sitio de instalación, - ya que el condensador evaporativo puede instalarse - exterior o interiormente, si el aire se lleva al condensador por medio de ductos .

Ventajas de la combinación condensador-torre de enfriamiento .-

- a) El condensador puede estar próximo al compresor con lo que resultan tuberías de refrigeración de corta longitud.
- b) No requiere ductos de aire.
- c) La torre de enfriamiento puede estar a gran distancia del compresor, puesto que las tuberías de agua entre torre y condensador de gran longitud, no perjudican el funcionamiento de la planta tanto como las tuberías de refrigerante, a causa de la caída de presión.
- d) Es más adaptable a tamaños grandes.
- e) El mantenimiento y limpieza de los tubos del condensador es más sencillo.
- f) Para capacidades mayores de 500000 Kcal/h es más económica, tanto su costo de instalación como el de explotación.

Conclusión .- Vistas las ventajas de ambos sistemas - y tomando en cuenta que la capacidad de nuestra torre de enfriamiento es mayor que 500000 Kcal/h - (690000 Kcal/h) usaremos en nuestra planta condensadores - multitubulares horizontales, dispuestos en tal forma que - sirva un condensador por cada equipo, es decir tres condensadores iguales y el agua utilizada por ellos será enfriada en una torre de enfriamiento común.

3.7.3.2.- Cálculo de los condensadores .-

Potencia calorífica rechazada en cada condensador .-

Si nos referimos al ciclo termodinámico, el calor teórico cedido en el condensador está dado por :

$$Q_{ct} = m (h_1 - h_3) \quad \text{Donde :}$$

Q_{ct} = Calor teórico cedido en el condensador.

m = Caudal másico del refrigerante 614.94 Kg/h.

h_1 = Entalpía del refrigerante a la descarga del compresor 472.2 Kcal/Kg.

h_3 = Entalpía del refrigerante a la salida del condensador 143.16 Kcal/Kg.

Luego tenemos :

$$Q_{ct} = 614.94 \text{ Kg/h } (472.2 - 143.16) \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{ct} = 202340 \text{ Kcal/h}$$

Nosotros calcularemos los condensadores sobre la base - de un calor cedido de 230000 Kcal/h, valor que excede en un - 13.7% al valor teórico. Este valor real es aceptable ya - que en virtud de la Ley de Conservación de la Energía ten - dríamos :

$$Q_c \approx Q_f + Pr \quad \text{Donde :}$$

Q_c = Calor real rechazado en el condensador.

Q_f = Potencia frigorífica del ciclo equivalente al calor re - movido en el evaporador 158642 Kcal/h.

Pr = Potencia del compresor 80.4 KW.

Luego tenemos :

$$Q_c \approx 158642 \text{ Kcal/h} + 80.4 \text{ KW} \times 860 \text{ Kcal/h KW}$$

$$Q_c \approx 227786 \text{ Kcal/h} \quad \text{por tanto adoptaremos un :}$$

$$Q_c = 230000 \text{ Kcal/h}$$

Caudal másico del agua a través del condensador .-

En la sección referente al ciclo termodinámico habíamos establecido los siguientes parámetros :

- Temperatura de condensación $t_c = 38^\circ \text{C}$.
- Temperatura de entrada de agua al condensador $t_1 = 29^\circ \text{C}$.
- Temperatura de salida de agua del condensador $t_2 = 33^\circ \text{C}$.
- Temperatura promedio del agua = 31°C .

El caudal másico del agua a través del condensador es - tará dado por :

$$m = \frac{Q_c}{C_p (t_2 - t_1)} \quad (3-49)$$

Donde :

Q_c = Calor cedido en el condensador 230000 Kcal/h.

C_p = Calor específico del agua a presión constante a 31°C , 0.998 Kcal/Kg $^\circ \text{C}$.

t_2 y t_1 = Temperaturas del agua a la salida y entrada del - condensador, 33 y 29 $^\circ \text{C}$.

$$m = \frac{230000 \text{ Kcal/h}}{0.998 \text{ Kcal/Kg } ^\circ \text{C} (33 - 29) ^\circ \text{C}} \quad m = 57615 \text{ Kg/h}$$

Caudal volumétrico del agua a través del condensador.-

Está dado por :

$$V = m v \quad (3-50)$$

Donde :

V = Caudal volumétrico.
m = Caudal másico 57615 Kg/h.
v = Volumen específico del agua a 31 °C,
0.99536 lt/Kg

$$V = 57615 \text{ Kg/h} \times 0.99536 \text{ lt/Kg.}$$

$$V = 57348 \text{ lt/h} = 57.348 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Cálculo del número de tubos del condensador .-

Por ser los más usados, seleccionamos tubos especiales - de acero para condensadores e intercambiadores de calor de - 1 1/4 pulgadas de diámetro exterior equivalente a 3.17 cm., - de diámetro exterior por 2.92 cm de diámetro interior. [Ref.4].

La velocidad del agua dentro de los tubos podemos establecerla en base a mantener un flujo turbulento dentro de los tubos, lo que aumentaría el coeficiente global de transmisión de calor, por tanto el número de Reynolds debe ser mayor que 10000, entonces tenemos :

$$v > \frac{R \mu}{\rho d} \quad \text{Donde :}$$

v = Velocidad del agua.
R = Número de Reynolds 10000.
 ρ = Peso específico del agua a 31 °C, 1.00466 gr/cm³.
 μ = Viscosidad dinámica del agua a 31 °C, 0.80294 x 10⁻¹ poises.
d = Diámetro interior de los tubos 2.92 cm.

$$v > \frac{10000 \times 0.80294 \times 10^{-1} \text{ gr/seg cm}}{1.00466 \text{ gr/cm}^3 \times 2.92 \text{ cm}} \quad v > 27 \text{ cm/seg} = 0.27 \text{ m/seg.}$$

Ya que la velocidad del agua debe ser mayor que 0.27 - m/seg y siendo el valor recomendado para este tipo de condensadores entre 1 y 3 m/seg [Ref.9] , determinamos una velocidad de 1.5 m/seg.

El caudal volumétrico del agua a través de un tubo será entonces :

$$Vu = v \times \pi d^2 / 4 \quad (3-51)$$

Donde :

Vu = Caudal volumétrico unitario.
v = Velocidad del agua 1.5 m/seg.
d = Diámetro interior del tubo 0.0292 m.

$$V_u = \frac{1.5 \text{ m/seg} \times \pi \times 0.0292^2 \text{ m}^2 \times 3600 \text{ seg/h}}{4}; V_u = 3.6162 \text{ m}^3/\text{h}$$

El número de tubos necesarios será entonces :

$$V/V_u = \frac{57.348 \text{ m}^3/\text{h}}{3.6162 \text{ m}^3/\text{h}} = 15.86 \approx 16 \text{ tubos.}$$

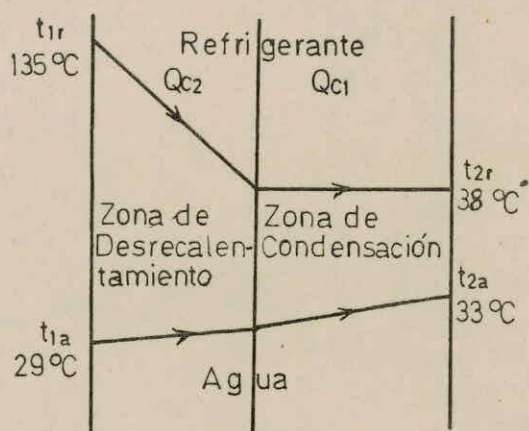
Entonces para que el condensador no tenga demasiada longitud podemos adoptar un condensador de 64 tubos y 4 pasos.

Para este condensador la velocidad real del agua estará dada por la Ec.(3-51).

$$\bar{v} = \frac{4 V_u}{\pi d^2}; \text{ Donde : } V_u = \frac{57.348 \text{ m}^3/\text{h}}{16} = 3.58425 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v = \frac{4 \times 3.58425 \text{ m}^3/\text{h}}{\pi \times 0.0292^2 \text{ m}^2 \times 3600 \text{ seg/h}} \quad v = 1.488 \text{ m/seg.}$$

Cálculo de la superficie de intercambio .- En nuestro



condensador - el amoníaco entra a \$135^\circ\text{C}\$ como gas recalentado y luego se condensa a \$38^\circ\text{C}\$; luego el calor latente cedido en la condensación - estará dado por el producto del caudal másico por el calor latente unitario de condensación, - entonces :

$$Q_{c1} = 614.94 \text{ Kg/h} \times 265.06 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_{c1} = 163000 \text{ Kcal/h.}$$

El calor sensible cedido en la zona de recalentamiento está dado por :

$$Q_{c2} = Q_c - Q_{c1} = 230000 - 163000 \quad Q_{c2} = 67000 \text{ Kcal/h.}$$

a) Zona de condensación .- La superficie de intercambio está dada por :

$$A = \frac{Q_{c1}}{K \Delta t_m} \quad (3-52) [\text{Ref. 1}]$$

Donde :

\$Q_{c1}\$ = Calor latente cedido en la condensación 163000 - Kcal/h.

K = Coeficiente global de transferencia de calor.-
 Δt_m = Media logarítmica de las diferencias de temperatura entre agua y refrigerante, y por medio de la Ec. (3-45) tenemos :

$$\Delta t_m = \frac{9 - 5}{\ln 9/5} \quad \Delta t_m = 6.8^\circ \text{C}$$

Coeficiente global de transferencia de calor .-

Se puede calcular por :

$$K = \frac{1}{S_r/\alpha_i + S_r/\alpha_w + e/\lambda + 1/\alpha_r} \quad (3-53) \quad [\text{Ref. 1}]$$

Donde :

- K = Coeficiente global de transferencia de calor.
- S_r = Relación de la superficie exterior del tubo a la superficie interior.
- α_i = Coeficiente de transferencia de calor de película, lado del agua en el interior de los tubos.
- α_w = Coeficiente de transferencia de calor de sarro - (escamas o incrustaciones) lado del agua.
- e = Espesor de la pared de los tubos.
- λ = Conductibilidad térmica del material del tubo.
- α_r = Coeficiente de transferencia de calor de película, lado del refrigerante en el exterior de los tubos .

Los datos que tenemos o podemos encontrarlos fácilmente son los siguientes :

- Espesor del tubo e = 0.00125 m.
- Conductibilidad térmica del acero $\lambda = 38.9 \text{ Kcal/h }^\circ\text{C.m}$
- Relación de superficies del tubo $S_r = 1.0856$.
- Coeficiente de transferencia de calor del sarro $1/\alpha_w = 0.0003 \text{ h m}^2\text{ }^\circ\text{C/Kcal}$; $\alpha_w = 3333.3 \text{ Kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$. [Ref. 21] - valor aconsejado para agua en condiciones normales refrigerada en una torre de enfriamiento.

Cálculo del coeficiente de película lado del agua .-

Emplearemos la relación adimensional propuesta por Mc-Adams :

$$Nu = 0.023 R^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3-54) \quad [\text{Ref. 5}]$$

Donde se han relacionado los números de Nusselt, Reynolds y Prandtl, en base a la temperatura de la masa del agua, es decir en base a la temperatura media del agua .

La Ec. (3-54) es válida para flujo turbulento dentro de tubos horizontales, por tanto $R \geq 10000$.

Calculamos el número de Reynolds con la Ec.(3-22) :

$$R = \frac{v d \rho}{\mu}$$

Donde :

v = Velocidad del agua, 148.8 cm/seg.

d = Diámetro interior del tubo, 2.92 cm.

ρ = Peso específico del agua a 31 °C, 1.00466 gr/cm³.

μ = Viscosidad dinámica del agua a 31 °C, 0.80294 x 10⁻² poises

$$R = \frac{148.8 \text{ cm/seg} \times 2.92 \text{ cm} \times 1.00466 \text{ gr/cm}^3}{0.80294 \times 10^{-2} \text{ gr/seg cm}}$$

$$R = 54365 > 10000 \quad ; \text{ luego es válida la Ec. (3-54).}$$

Para calcular número de Prandtl utilizamos la Ec. (3-14):

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda}$$

Donde :

C_p = Calor específico a presión constante del agua a 31 °C.
0.998 Kcal/Kg °C.

μ = Viscosidad dinámica del agua a 31 °C, 2.89 Kg/h m.

λ = Conductibilidad térmica del agua a 31 °C, 0.529 Kcal/m h °C

$$Pr = \frac{0.998 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 2.89 \text{ Kg/h m}}{0.529 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}} \quad Pr = 5.4522$$

Aplicando la Ec. (3-54) tenemos :

$$Nu = 0.023 (54365)^{0.8} (5.4522)^{0.4} \quad Nu = 278.36$$

Según la Ec. (3-15) tenemos :

$$\alpha_f = \frac{\lambda Nu}{d} \quad \alpha_f = \frac{0.529 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C} \times 278.36}{0.0292 \text{ m}}$$

$$\alpha_f = 5043 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

Cálculo del coeficiente de película lado del refrigerante .-

Para su cálculo emplearemos una relación experimental propuesta por Nusselt, válida para condensación sobretubos horizontales, la misma que da resultados sumamente exactos. Esta relación es la siguiente :

$$\alpha_r = 0.725 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \cdot h_{v1} \lambda^3}{N d (T_r - T_b) \mu_1} \right]^{1/4} \quad (3-55) \quad [\text{Ref. 12}]$$

En la que :

ρ_l y ρ_v = Densidades del líquido y vapor del refrigerante respectivamente.

- g = Aceleración de la gravedad.
 h_{v1} = Calor latente de vaporización del refrigerante.
 λ = Conductividad térmica (NH_3).
 N = Número de tubos colocados en hileras verticales.
 d = Diámetro exterior del tubo (s).
 μ_1 = Viscosidad dinámica del líquido (NH_3).
 T_r = Temperatura de condensación del refrigerante.
 T_t = Temperatura de la superficie exterior de los tubos.

Ya que la temperatura de la superficie exterior de los tubos la desconocemos, debemos asumir una temperatura y por tanto encontrar la verdadera, la cual nos dará flujos unitarios de calor iguales, entre el refrigerante y el agua (Q_u) y entre el refrigerante y la superficie exterior de los tubos (Q'_u). Este procedimiento está graficado en la Figura (3-13). De allí se desprende que la temperatura de la superficie exterior de los tubos T_t para que exista equilibrio térmico es igual a 36.317°C .

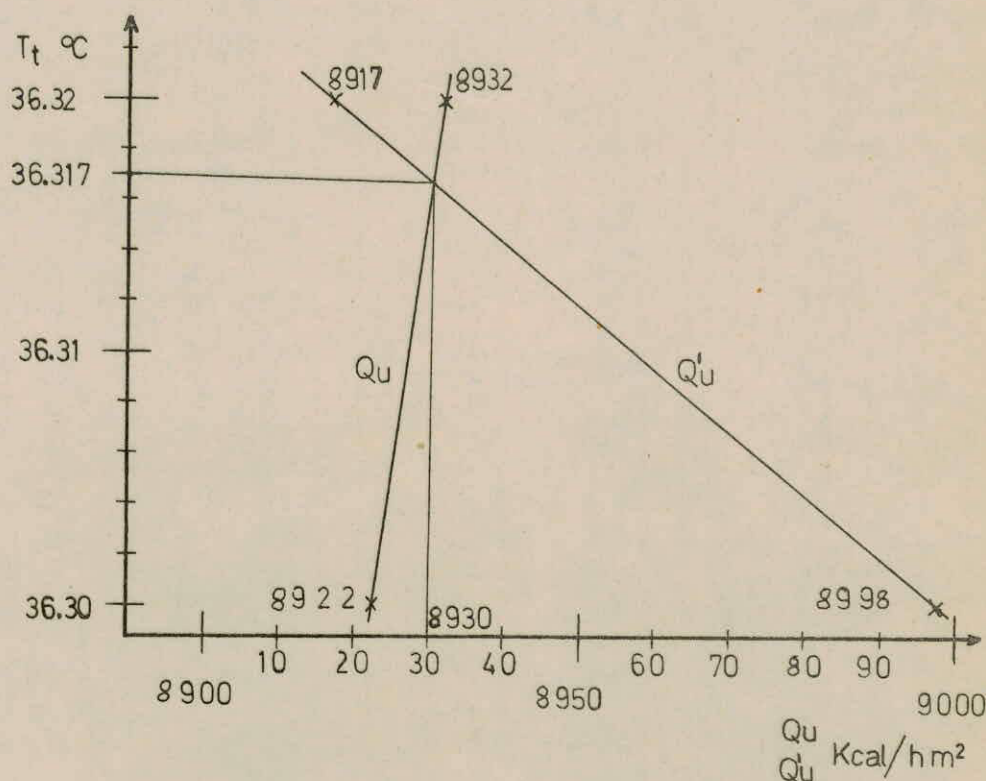


FIGURA 3-13 .- DETERMINACION GRAFICA DE LA TEMPERATURA EXTERIOR DE LOS TUBOS DEL CONDENSADOR

Los distintos valores de la relación de Nusselt en estas condiciones serían :

$$\begin{aligned}
 T_t &= 36.317^\circ\text{C} & T_r &= 38^\circ\text{C} & T_f &= 37.1585^\circ\text{C} \\
 T_r - T_t &= 1.683^\circ\text{C} & h_{v1} &= 265 \text{ Kcal/Kg}
 \end{aligned}$$

Y las propiedades físicas del refrigerante a la temperatura de la película T_f :

$$\begin{aligned}
 \rho_1 &= 584.046 \text{ Kg/m}^3 & \rho_v &= 11.088 \text{ Kg/m}^3 \\
 \mu_1 &= 0.7239 \text{ Kg/h m} & \lambda &= 0.42841 \text{ Kcal/h m }^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$g = 9.81 \times 3600^2 \text{ m/h}^2$$

$$h_{vr} = 265 \text{ Kcal/Kg}$$

$N = 8$; ya que hemos adoptado un condensador de 16 tubos y 4 pasos, lo que nos da 64 tubos y un buen número - promedio de tubos por hilera es 8.

Aplicando la relación de Nusselt Ec. (3-55) tenemos :

$$\alpha_r = 0.725 \left[\frac{584.046 \text{ Kg/m}^3 (584.046 - 11.088) \text{ Kg/m}^3 \times}{8 \times 0.317 \text{ m} \times 0.7239 \text{ Kg/h m}} \frac{9.81 \times 3600^2 \text{ m/h}^2 \times 265 \text{ Kcal/Kg} (0.42841 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C})^3}{(38 - 36.317) ^\circ\text{C}} \right]^{1/4}$$

$$\alpha_r = 7250 \times 0.73188$$

$$\alpha_r = 5306 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

El flujo de calor unitario entre el refrigerante y la - superficie exterior de los tubos $Q'u$ será entonces :

$$Q'u = \alpha_r \Delta t \quad Q'u = 5306 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C} (38 - 36.317) ^\circ\text{C}$$

$$Q'u = 8930 \text{ Kcal/h m}^2$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.-

Según la Ec. (3-53) tenemos :

$$K = \frac{1 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}}{(1.0856/5043 + 1.0856/3333 + 0.00125/38.9 + 1/5306)}$$

$$K = 1/0.0007614$$

$$K = 1313.3 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

El flujo de calor unitario entre el refrigerante y el agua Q_u será luego :

$$Q_u = K \Delta t_m \quad Q_u = 1313.3 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C} \times 6.8 ^\circ\text{C}$$

$Q_u = 8930 \text{ Kcal/h m}^2$; Valor igual a $Q'u$, por tanto la hipótesis que la temperatura exterior de los tubos es igual a $36.317 ^\circ\text{C}$ es válida.

Superficie de intercambio zona de condensación.-

Según la Ec. (3-52) tenemos :

$$A_1 = \frac{Q_c}{K \Delta t_m}$$

$$A_1 = \frac{163000 \text{ Kcal/h}}{1313.3 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C} \times 6.8 ^\circ\text{C}}$$

$$A_1 = 18.252 \approx 18.3 \text{ m}^2$$

$$A_1 = 18.3 \text{ m}^2$$

b) Zona de desrecalentamiento .-

La superficie de intercambio está dada por la Ec. (3-52) :

$$A_1 = \frac{Q_{c1}}{K \Delta t_m} \quad \text{Donde :}$$

Q_{c1} = Calor sensible cedido en el desrecalentamiento -
67000 Kcal/h.

K = Coeficiente global de transferencia de calor.

Δt_m = Media logarítmica de las diferencias de temperatura entre el agua y el refrigerante, está dada por :

$$\Delta t_m = \frac{(135 - 31) - (38 - 31)}{\ln \frac{(135 - 31)}{(38 - 31)}} \quad \Delta t_m = 35.95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coeficiente global de transferencia de calor K .-

Para su cálculo utilizaremos la Ec. (3-53) :

$$K = \frac{1}{Sr/\alpha_f + Sr/\alpha_w + e/\lambda + 1/\alpha_r} \quad ; \text{ En la cual todos los valores son iguales a los calculados para la zona de condensación, excepto el coeficiente de película lado del refrigerante.}$$

Cálculo del coeficiente de película lado del refrigerante .-

Para flujo transversal sobre haces de tubos, sin importar si están escalonados o en línea, los datos experimentales concuerdan bien con la siguiente Ecuación :

$$Nu = 0.33 R^{0.6} Pr^{1/3} \quad (3-55) \text{ [Ref. 9]}$$

Todos los valores de esta Ecuación se refieren al diámetro exterior de los tubos y a las propiedades del refrigerante a la presión de condensación 15 Kg/cm², y a la temperatura promedio de película, la misma que es igual a :

$$t_f = \frac{(135 - 31) + (38 - 31)}{2} \quad t_f = 55.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Por tanto las propiedades del amoníaco bajo estas condiciones son :

- Conductividad térmica $\lambda = 0.312 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}$

- Viscosidad dinámica $\mu = 0.512 \text{ Kg/h m}$.
- Calor específico a presión constante $C_p = 0.52 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$

Número de Reynolds .- Según la Ec. (3-22) tenemos :

$$R = \frac{Gd}{\mu} \quad \text{Donde :}$$

d = Diámetro exterior de los tubos 0.0317 m

μ = Viscosidad dinámica del refrigerante 0.512 Kg/h m .

G = Velocidad másica del refrigerante referida al espacio libre mínimo entre tubo y tubo.

Establecemos una separación entre tubo y tubo equivalente a 5 mm . y asumimos una longitud de los tubos del condensador de 4 m ; por tanto tenemos ;

$$R = \frac{614.94 \text{ Kg/h} \times 0.0317 \text{ m}}{0.512 \text{ Kg/h m} \times 0.005 \text{ m} \times 4 \text{ m}} ; \quad R = 1903.7$$

Número de Prandtl .- Con la Ec. (3-14) tenemos :

$$Pr = \frac{0.52 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 0.512 \text{ Kg/h m}}{0.312 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}} ; \quad Pr = 0.8533$$

Número de Nusselt .- Según la Ec. (3-55) tenemos :

$$Nu = 0.33 (1903.7)^{0.6} (0.8533)^{1/3} ; \quad Nu = 29.061$$

Según la Ec. (3-15) sabemos que :

$$\alpha_r = Nu \lambda / d \quad ; \quad \text{luego :}$$

$$\alpha_r = \frac{29.061 \times 0.312 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}{0.0317 \text{ m}} ; \quad \alpha_r = 286 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

El coeficiente global de transferencia de calor K - utilizando la Ec. (3-53) será igual a :

$$K = \frac{1}{\left[1.0856/5043 + 1.0856/3333.3 + 0.00125/38.9 + 1/286 \right]} \text{ h m}^2 ^\circ\text{C/Kcal}$$

$K = 245.74 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$, referido a la superficie exterior de los tubos.

Superficie de intercambio zona de desrecalentamiento .-

Según la Ec. (3-52) tenemos :

$$A_1 = \frac{67000 \text{ Kcal/h}}{245.74 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 35.95 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$A_1 = 7.584 \text{ m}^2 \approx 7.6 \text{ m}^2$$

Características del condensador .-

Superficie total.- $A = A_1 + A_2$

$$A = 18.3 + 7.6 \quad A = 25.9 \text{ m}^2$$

Longitud de los tubos .- Si recordamos que nuestro condensador es de 4 pasos y 64 tubos, en total tenemos :

$$L = \frac{A}{64 \times \pi d} = \frac{25.9 \text{ m}^2}{64 \times \pi \times 0.0317 \text{ m}}$$

$L = 4.06 \text{ m}$ (longitud que se ajusta a la que habíamos asumido para el cálculo de α_r).

Por tanto nuestro condensador estará compuesto de 64 tubos, separados en grupos de 16 para tener 4 pasos de agua. La longitud de los tubos será de 4.06 m. con un diámetro exterior de $1 \frac{1}{4}$ ", es decir de 0.0317 m. y un diámetro interior de 0.0292 m. La separación entre tubo y tubo será de 5 mm.

3.7.3.3. Cálculo y selección práctica de los condensadores .-

En la práctica tenemos que ajustarnos a las características de los condensadores existentes en el mercado y seleccionar el que esté más de acuerdo a nuestras necesidades. Analicemos algunos tipos de condensadores.

Condensador "SABROE" Modelo NCST.- Del tipo multitubular horizontal y especial para amoníaco; viene en varios tamaños, consta de cuatro pasos de agua y de 48 tubos de 12/17 mm. de diámetro, y dado que nuestro condensador necesita una circulación de $57.348 \text{ m}^3/\text{h.}$ de agua, en este tipo de condensador tendremos una velocidad del agua dentro de los tubos demasiado alta, equivalente a 11.7 m/seg , por lo que es inconveniente usar este tipo de condensador en nuestra planta.

Condensador "FRIGA" Modelo COS .- Del tipo multitubular, horizontal y cerrado, viene en distintos tamaños y número de tubos, los cuales tienen aletas adicionales, pero también tienen el gran inconveniente de su pequeño diámetro 11/17 mm. Son contruidos para utilizarlos con refrigerantes halogenados, aunque se los puede utilizar para amoníaco. Además tienen un alto costo debido a las aletas adicionales de los tubos, por lo que desechamos su utilización en nuestra planta.

Condensador "VILTER" Modelo AC .- Multitubulares, especiales para amoníaco. Hay una amplia gama de estos condensadores para todo tipo de potencia, la misma que se consigue con la variación del número y longitud de los tubos, los cuales son de 3.17 cm, de diámetro exterior por 2.92 cm, de diámetro interior. Son contruidos extrictamente para utilizarlos con amoníaco.

Siendo este condensador el que tiene sus características mas de acuerdo con nuestras necesidades lo utilizaremos en nuestra planta. Específicamente emplearemos el condensador de 4 pasos y de 76 tubos, el mismo que se lo construye con longitudes desde 8 a 20 pies. (Tabla A-9).

Entonces es necesario calcular la superficie indispensable en este tipo de condensador.

Dado que las características de estos condensadores son similares a las asumidas en nuestro cálculo teórico, para fines prácticos podemos aceptar los mismos coeficientes de película lado del refrigerante, tanto en el desrecalentamiento como en la condensación. Debido al mayor número de tubos la velocidad del agua será menor y por lo mismo el coeficiente de película lado del agua será distinto, el mismo que es necesario calcularlo.

Cálculo del coeficiente de película lado del agua .-

La velocidad del agua v según la Ec.(3-51) será igual a :

$$v = \frac{57.348 \text{ m}^3/\text{h}}{3600 \text{ seg/h} \times 76/4 \text{ tubos} \times \pi \times 0.0292^2/4 \text{ m}^2/\text{tubo}}$$

$$v = 1.252 \text{ m /seg} \quad ; \text{ Velocidad del agua aceptable en el cálculo de un condensador. El valor recomendado es de 1 a 3 m/seg. [Ref. 9]}$$

Número de Reynolds .- Utilizando la Ec. (3-22) tenemos:

$$R = \frac{v d \rho}{\mu} \quad \text{Donde :}$$

v = Velocidad del agua 125.2 cm/seg.
 d = Diámetro interior de los tubos 2.92 cm.
 μ = Viscosidad dinámica del agua a 31 °C (temperatura promedio del agua). 0.80294×10^{-2} poises.
 ρ = Densidad del agua a 31 °C 1.00466 gr/cm^3 .

$$R = \frac{125.2 \text{ cm/seg} \times 2.92 \text{ cm} \times 1.00466 \text{ gr/cm}^3}{0.80294 \times 10^{-2} \text{ gr/cm seg}}$$

$$R = 45745 \quad ; \text{ por tanto tenemos flujo turbulento .}$$

Número de Prandtl .- Con la Ec.(3-14) tenemos :

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda} \quad \text{Donde :}$$

C_p = Calor específico del agua a 31 °C 0.998 Kcal/Kg °C

μ = Viscosidad dinámica del agua a 31 °C 2.89 Kg/h m.

λ = Conductividad térmica del agua a 31 °C 0.529 Kcal/h m °C

$$Pr = \frac{0.998 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 2.89 \text{ Kg/h m}}{0.529 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}} \quad Pr = 5.452$$

Ahora podemos aplicar la relación de Mc Adams, Ec.(3-54) válida para flujo turbulento :

$$Nu = 0.023 (45745)^{0.8} (5.452)^{0.4} \quad Nu = 242.45$$

Y desde la Ec.(3-15) tenemos :

$$\alpha_f = \frac{242.45 \times 0.529 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}{0.0292 \text{ m}} \quad \alpha_f = 4392 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

Cálculo de superficies .- Utilizando las Ec. (3-53) y (3-52) tenemos :

- Parte condensación .-

$$K = \frac{1}{\left[1.0856/4392 + 1.0856/3333 + 0.00125/38.9 + 1/5306 \right] \text{ h m}^2 ^\circ\text{C/Kcal}}$$

$$K = 1261 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

$$A_1 = \frac{163000 \text{ Kcal/h}}{1261 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C} \times 6.8 ^\circ\text{C}} \quad A_1 = 19 \text{ m}^2.$$

- Parte de desrecalentamiento.-

$$K = \frac{1}{\left[1.0856/4392 + 1.0856/3333 + 0.00125/38.9 + 1/286 \right] \text{ h m}^2 ^\circ\text{C/Kcal}}$$

$$K = 244 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

$$A_2 = \frac{67000 \text{ Kcal/h}}{244 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C} \times 35.95 ^\circ\text{C}} \quad A_2 = 7.64 \text{ m}^2$$

- Superficie total .-

$$A = A_1 + A_2 = 19 + 7.64 \quad A = 26.64 \text{ m}^2. = 286.78 \text{ pies}^2$$

Si nos referimos a la Tabla A-9 vemos que el condensador que se ajusta a nuestras necesidades es el que tiene - 299 pies² de superficie, por tanto las características de los condensadores a usar en la planta serán :

- Marca y modelo .- "VILTER" AC-1610.
- Número de tubos .- 76
- Número de pasos de agua .- 4
- Diámetro exterior de los tubos .- 1 1/4" o 3.17 cm.
- Diámetro interior de los tubos .- 2.92 cm.
- Longitud de los tubos .- 12' o 3.66 m.
- Superficie exterior de los tubos .- 299 pies² o 27.78 m².
- Material de los tubos .- Acero ASTM A-214.
- Diámetro de la carcasa .- 16" o 40.64 cm.
- Longitud del condensador .- 12' 8" o 3.86 m.
- Planchas soporte de los tubos .- Planchas de acero de 1 1/4" o 3.17 cm.

3.7.3.4. Selección de los recipientes de líquido .-

Usaremos los recomendados por la casa fabricante de los condensadores, para el tipo o modelo de condensadores usados. Para nuestra planta, ya que usaremos un condensador "VILTER" Modelo AC-1610 emplearemos el recipiente horizontal para amoníaco "VILTER" Modelo A93228A de las siguientes características :

- Diámetro .- 20" o 0.51 m.
- Longitud .- 8' o 2.44 m.
- Capacidad al nivel normal de trabajo .- 0.3 m³ o 175 Kg. de amoníaco a la presión de condensación.
- Presión de prueba .- 60 Kg/cm².

3.7.3.5. Selección de torre de enfriamiento .-

La circulación de agua necesaria para cada condensador es de 57.348 m³/h, por tanto para los tres condensadores será de 172.044 m³/h. Ya que también utilizaremos una pequeña cantidad de agua para refrigerar los compresores, la torre la calcularemos para enfriar 180 m³/h de agua con los siguientes parámetros :

- Caudal .- 180 m³/h o 792.6 gal/min.
- Temperatura entrada de agua .- 33 °C o 91.4 °F
- Temperatura salida de agua .- 29 °C o 84.2 °F
- Salto térmico .- 4 °C o 7.2 °F (Rango).
- Temperatura bulbo húmedo .- 25 °C o 77 °F (Promedio Guayaquil).
- Aproximación al bulbo húmedo .- 4 °C o 7.2 °F

La carga en toneladas de la torre está dada por :

$$\text{Carga} = \frac{\text{Caudal gal/min} \times 500 \text{ (Cte)} \times \text{Rango } ^\circ\text{F}}{15000 \text{ BTU/h } ^\circ\text{F}} \quad (3-56) [\text{Ref. 21}]$$

$$\text{Carga} = \frac{792.6 \times 500 \times 7.2}{15000}$$

Carga = 190.224 toneladas

El factor de corrección para la carga real debido al salto térmico, temperatura de bulbo húmedo y aproximación al bulbo húmedo es igual a 1.165 [Catálogos Torres "Marley"] .

Carga Real = 190.224 x 1.165 = 221.6 ≈ 222 toneladas.

Entonces nuestra torre debe tener una capacidad de 222 toneladas con un flujo de agua de 792.6 gal/min y con estos datos, directamente de los catálogos seleccionamos la torre "MARLEY" modelo NC 8606 de las siguientes características :

- Capacidad .- 225 toneladas.
- Flujo de agua máximo.- 1125 gal/min o 255.5 m³/h.
- Flujo de agua mínimo .- 190 gal/min o 43.2 m³/h.
- Número de orificios .- 96.
- Motor ventilador .- 10 HP 220 o 440 V 60~.
- Diámetro ventilador .- 72" o 1.83 m.
- Tipo de ventilador .- 72 H 5.
- Revoluciones por minuto del ventilador.- 547.
- Flujo de aire .- 60180 pies³/min o 102246 m³/h.
- Tipo de reductor de piñones .- 11.T.
- Razón de reducción .- 3 a 20 .
- Peso de la torre .- 6040 Lbs. o 2740 Kg.
- Peso de la torre en operación .- 9570 Lbs. o 4341 Kg.
- Longitud de la torre .- 7'-10 1/2" o 2.4 m.
- Ancho de la torre.- 13'-75/8" o 4.156 m.
- Alto de la torre .- 10'- 7 3/8" o 3.235 m.

3.7.3.6. Tuberías y bombas de agua .-

Tuberías .- La disposición de las tuberías de agua en los condensadores se muestran en el plano C-5. Comprenden tres secciones a saber : -

Sección A .- Comprende las tuberías de suministro y retorno desde la torre de enfriamiento hasta el primer condensador, con una longitud aproximada total de 80 m. En esta sección se utilizará tuberías soldadas de hierro dulce de 8" ASA B36.2-40 de las siguientes características*:

- Diámetro nominal .- 8" o 20.32 cm.
- Diámetro exterior .- 21.91 cm.
- Espesor .- 0.835 cm.
- Diámetro interior .- 20.24 cm.

* El diámetro de las tuberías se lo ha adoptado en base a diámetros existentes en el mercado y velocidad del agua.

- Sección recta libre .- 321.75 cm²
- Velocidad del agua .- Teniendo un flujo a través de esta sección de 180 m³/h, la velocidad del agua dentro de la tubería será de 1.554 m/seg; valor aceptable.
- Accesorios .- 4 válvulas de compuerta y 6 codos de 90°.

Sección B .- Comprende las tuberías de suministro y retorno desde el primero hasta el segundo = condensador con una longitud aproximada de 22 m. En esta sección se utilizará tubería soldada de hierro dulce de 6"-ASA B 36.2-40 de las siguientes características :

- Diámetro nominal .- 6" o 15.24 cm.
- Diámetro exterior .- 16.83 cm.
- Espesor .- 0.726 cm.
- Diámetro interior .- 15.378 cm²
- Sección recta libre .- 185.74 cm².
- Velocidad del agua .- Con un flujo de 120 m³/h la velocidad del agua será de 1.795 m/seg; valor aceptable.
- Accesorios .- En esta sección no hay accesorios de ninguna clase.

Sección C .- Comprende las tuberías de suministro y retorno a los tres condensadores con una longitud aproximada de 36 m. En esta sección se utilizará tubería soldada de hierro dulce de 5" ASA B36.2-40 de las siguientes características :

- Diámetro nominal .- 5" o 12.7 cm.
- Diámetro exterior .- 14.13 cm.
- Espesor .- 0.668 cm.
- Diámetro interior .- 12.794 cm.
- Sección recta libre .- 128.56 cm².
- Velocidad del agua .- Con un flujo máximo de 60 m³/h, la velocidad del agua será de 1.295 m/seg; valor aceptable.
- Accesorios .- 6 válvulas de compuerta y 6 codos de 90°.

Potencia absorbida en la sección A .-

Caudal .- 180 m³/h.
 Longitud de la tubería .- 80 m.
 Longitud equivalente de los accesorios .-
 Válvulas de compuerta 4 x 0.3 m = 1.2 m.
 Codos de 90° 6 x 1 m = 6 m.
 Longitud equivalente total .- 87.2 m.

Las pérdidas por fricción están dadas por :

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (3-57) \quad [\text{Ref. 4}]$$

Donde :

h = Pérdidas por fricción.
 f = Coeficiente de rozamiento.
 L = Longitud total de la tubería 87.2 m.
 d = Diámetro interior de la tubería 0.2024 m.
 v = Velocidad del agua 1.554 m/seg.
 g = Aceleración de la gravedad 9.81 m/seg².

Calculamos el número de Reynolds con la Ec.(3-22)

$$R = \frac{v d}{\nu} \quad \text{Donde :}$$

ν = Viscosidad cinemática del agua a 31 °C $8.03 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}$

$$R = \frac{1.554 \text{ m/seg} \times 0.2024 \text{ m.}}{8.03 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}} \quad R = 3.92 \times 10^5$$

Desde el diagrama de Moody (Gráfico B-8), con R y el material de la tubería encontramos un coeficiente de rozamiento equivalente a 0.0295; luego con la Ec.(3-57) tenemos:

$$h_f = \frac{0.0295 \times 87.2 \text{ m} \times 1.554^2 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{0.2024 \text{ m} \times 2 \times 9.81 \text{ m/seg}^2} \quad h_f = 1.57 \text{ m.}$$

Cabezal $h = h_f + \text{altura de la torre} + \text{altura de la base de la torre.}$

$$h = 1.57 + 3.235 + \approx 5 \quad h = 9.805 \approx 10 \text{ m.}$$

La potencia absorbida está dada por :

$$P_R = \frac{V h}{270} \quad (3-58) \left[\text{Ref. 19} \right]$$

Donde :

P_R = Potencia en CV.
 V = Caudal $180 \text{ m}^3/\text{h.}$
 h = Cabezal 10 m.

$$P_R = \frac{180 \times 10}{270} \quad P_R = 6.67 \text{ CV} \quad P_R = 6.58 \text{ HP}$$

Potencia absorbida en la sección B .-

Caudal .- $120 \text{ m}^3/\text{h.}$
 Longitud de la tubería (No tiene accesorios).- 22 m.
 Velocidad del agua .- 1.795 m/seg.
 Diámetro interior de la tubería .- 0.15368 m.
 Viscosidad cinemática del agua.- $8.03 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg.}$

Con la Ec. (3-22) calculamos el número de Reynolds :

$$R = \frac{1.795 \times 0.15378}{8.03 \times 10^{-7}} \quad R = 3.44 \times 10^5$$

Desde el diagrama de Moody (Gráfico B-8) con R y el material de la tubería encontramos $f = 0.03$ y aplicando la Ec. (3-57) tenemos :

$$h_f = \frac{0.03 \times 22 \times 1.795^2}{0.15378 \times 2 \times 9.81} \quad h_f = 0.71 \text{ m.}$$

Cabezal $h = h_f$ $h = 0.71 \text{ m.}$ Con la Ec.(3-58) tenemos ;

$$P_b = \frac{120 \times 0.71}{270} \quad P_b = 0.316 \text{ CV} \quad P_b = 0.31 \text{ HP}$$

Potencia absorbida en la sección C .-

Caudal .- $60 \text{ m}^3/\text{h.}$
 Longitud de la tubería .- 36 m.
 Longitud equivalente de los accesorios .-
 Válvulas de compuerta $6 \times 0.3 \text{ m.} = 1.8 \text{ m.}$
 Codos de 90° $6 \times 1 \text{ m.} = 6 \text{ m.}$
 Longitud equivalente total .- 43.8 m.
 Velocidad del agua .- 1.295 m/seg.
 Diámetro interior de la tubería .- 0.12794 m.
 Viscosidad cinemática del agua .- $8.03 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg.}$

Con la Ec. (3-22) calculamos el número de Reynolds :

$$R = \frac{1.295 \times 0.12794}{8.03 \times 10^{-7}} \quad R = 2.06 \times 10^5$$

Desde el diagrama de Moody (Gráfico B-8) con R y el material de la tubería encontramos $f = 0.03$ y aplicando la Ec. (3-57) tenemos :

$$h_f = \frac{0.03 \times 43.8 \times 1.295^2}{0.12794 \times 2 \times 9.81} \quad h_f = 0.88 \text{ m.}$$

La caída de presión en los condensadores es aproximadamente igual a 1.0 m. de agua; por tanto el cabezal h será igual a :

$$h = 0.88 + 3 \times 1.0 \quad h = 3.88 \text{ m.}$$

Con la Ec. (3-58) tenemos :

$$P_c = \frac{60 \times 3.88}{270} \quad P_c = 0.862 \text{ CV} \quad P_c = 0.85 \text{ HP}$$

Potencia absorbida total .- Si dejamos un margen del - 15% como factor de seguridad, la potencia absorbida total será igual a :

$$P = (P_a + P_b + P_c) 1.15$$

$$P = (6.58 + 0.31 + 0.85) 1.15 \quad P = 8.9 \text{ HP}$$

Selección de la bomba .- En nuestra planta usaremos - dos bombas de iguales características conectadas en paralelo, para así tener un servicio seguro con una bomba trabajando y la otra disponible.

El caudal de la bomba es de $180 \text{ m}^3/\text{h}$ y el cabezal está dado en base a la potencia absorbida por la Ec. (3-58) :

$$h = \frac{8.9/0.9863 \text{ CV} \times 270}{180 \text{ m}^3/\text{h}} \quad h = 13.54 \text{ m.}$$

Dado que necesitamos una bomba de gran caudal y de un cabezal relativamente bajo utilizaremos una bomba centrífuga de una sola etapa de las siguientes características :

- Caudal .- $180 \text{ m}^3/\text{h}$ o 792.6 gal/min.
- Cabezal .- 13.54 m o 44.43 pies.

Entonces seleccionamos una unidad completa motor - transmisión - bomba "Universal" modelo 10 FL 6 - T de las siguientes características :

Bomba .-

- Tipo .- Centrífuga de simple etapa.
- Velocidad .- 1750 RPM.
- Cabezal de trabajo .- 45 pies o 13.72 m.
- Caudal de trabajo .- 805 gal/min o $182.8 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Cabezal máximo .- 61 pies o 18.6 m.
- Tamaño succión .- 8" o 0.2032 m.
- Tamaño descarga .- 6" o 0.1524 m.

Motor .-

- Tipo .- Motor de inducción, de 3 fases y 60 ciclos.
- Velocidad .- 1750 RPM.
- Potencia de trabajo .- 10 HP.
- Potencia máxima .- 11.5 HP.
- Número Frame .- 215 TCZ.

Dimensiones de la unidad .-

- Largo .- 30" o 0.762 m.
- Ancho .- 21 1/2" o 0.546 m.
- Alto .- 14 1/4" o 0.362 m.
- Peso .- 780 lbs. o 354 Kg.

3.7.4. Cálculo de tuberías y aislamiento de las mismas .-

3.7.4.1. Cálculo de tuberías .-

Características generales .- Usaremos - tuberías de acero dulce, recomendadas para usarlas con amoníaco, de la especificación ASTM* A 106 cuyas características son las siguientes :

* American Society for Testing and Materials.

- Composición química .- C = 0.31 %, P = 0.1%, S = 0.075%
- Peso específico .- 7.85 Kg/dm³.
- Temperatura de fusión .- 1400 °C.
- Conductividad térmica .- 39.4 Kcal/h m °C,
- Calor específico.- 0.014 Kcal/Kg °C.
- Carga de ruptura .- 35-50 Kg/mm².
- Longitud comercial .- De 3.5 a 7.5 m.

Cálculo de los diámetros .-

a) Tubería de gas refrigerante .- De la Ecuación general de la continuidad tenemos :

$$d = 2 \sqrt{\frac{m}{\rho v \pi}} \quad (3-59)$$

Donde :

- d = Diámetro interior .
- m = Caudal másico de amoníaco 614.94 Kg/h o 0.171 Kg/seg
- ρ = Densidad del amoníaco en condiciones de vapor recalentado a 14.99 Kg/cm³ y 135 °C; 8 Kg/m³.
- v = Velocidad; siendo el valor recomendado de 20 a 25 m/seg para la descarga del compresor [Ref. 15] , - nosotros usaremos el valor de 20 m/seg.

$$d = 2 \sqrt{\frac{0.171 \text{ Kg/seg}}{8 \text{ Kg/m}^3 \times 20 \text{ m/seg} \times \pi}} \quad d = 0.0369 \text{ m}$$

Entonces usaremos una tubería normalizada 33/38* que tiene las siguientes características :

- Diámetro interior .- 32.8 mm.
- Diámetro exterior .- 38 mm.
- Espesor .- 2.6 mm.

Con esta tubería tendremos una velocidad del amoníaco de 25.3 m/seg, valor aceptable, aunque ligeramente excesivo.

b) Tubería de líquido .-

- m = 0.171 Kg/seg.
- ρ = 581.4 Kg/m³, en condiciones de líquido saturado a 14.99 Kg/cm³ y 38 °C.
- v = Siendo el valor recomendado de 0.5 a 1.25 m/seg [Ref. 15], nosotros usaremos 0.5 m/seg.

Según la Ec. (3-59) tenemos :

$$d = 2 \sqrt{\frac{0.171}{581.4 \times 0.5 \times \pi}} \quad d = 0.0274 \text{ m}$$

* Tubería normalizada con diámetro más aproximado para conseguir las velocidades recomendadas.

Entonces usaremos una tubería normalizada 26/34 que tiene las siguientes características :

- Diámetro interior .- 27.2 mm.
- Diámetro exterior .- 33.7 mm.
- Espesor .- 3.25 mm.

Con esta tubería tendremos una velocidad del amoníaco líquido de 0.506 m/seg, valor aceptable.

c) Tubería de aspiración .-

$$m = 0.171 \text{ Kg/seg.}$$

$$\rho = 1.786 \text{ Kg/m}^3, \text{ en condiciones de vapor saturado a } 2.211 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } -17^\circ \text{C.}$$

$$v = \text{Siendo el valor recomendado de 15 a 20 m/seg - [Ref. 15], nosotros usaremos 15 m/seg.}$$

Según la Ec. (3-59) tenemos :

$$d = 2 \sqrt{\frac{0.171}{1.786 \times 15 \times \pi}}$$

$$d = 0.090 \text{ m.}$$

Entonces usaremos una tubería normalizada 82.5/89 que tiene las siguientes características :

- Diámetro interior .- 82.5 mm.
- Diámetro exterior .- 88.9 mm.
- Espesor .- 3.2 mm.

Con esta tubería tendremos una velocidad del amoníaco en la succión del compresor de 17.91 m/seg, valor aceptable.

Caídas de presión en las tuberías .-

a) Tubería de gas refrigerante .- Según el plano C-6 de las tuberías de amoníaco tenemos en esta sección :

- Longitud de la tubería .- 3.4 m.
- Longitud equivalente de los accesorios .-
6 codos de 90° .- 6 m.
4 válvulas de disco .- 4 m.
- Longitud equivalente total .- 13.4 m.

Las pérdidas por fricción están dadas por la Ec. (3-57)

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}$$

Donde :

h_f = Pérdidas por fricción en metros.

f = Coeficiente de rozamiento.

L = Longitud total de la tubería 13.4 m.

d = Diámetro interior de la tubería 0.0328 m.

v = Velocidad del amoníaco 25.3 m/seg.

g = Aceleración de la gravedad 9.81 m/seg².

Desde la Ec. (3-22) calculamos el número de Reynolds:

$$R = \frac{v d}{\nu}$$

Donde :

ν = Viscosidad cinemática del amoníaco en condiciones de vapor recalentado a 14.99 Kg/cm² . y 135 °C, 0.075 m²/h o 0.208 x 10⁻⁴ m²/seg.

$$R = \frac{25.3 \text{ m/seg} \times 0.0328 \text{ m}}{0.208 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{seg}} \quad R = 3.99 \times 10^4$$

Desde el diagrama de Moody (Gráfico B-8) con R y el material de la tubería encontramos $f = 0.0324$

$$h_f = \frac{0.0324 \times 13.4 \text{ m} \times 25.3^2 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{0.0328 \text{ m} \times 2 \times 9.81 \text{ m}/\text{seg}^2} \quad h_f = 431.8 \text{ m.}$$

La caída de presión estará dada por :

$$\Delta P = h_f \rho \quad (3-60)$$

Donde :

ΔP = Caída de presión a lo largo de la tubería.

h_f = Pérdidas por fricción. 431.8 m.

ρ = Densidad del amoníaco 8 Kg/m³

$$\Delta P = 431.8 \text{ m} \times 8 \text{ Kg/m}^3$$

$$\Delta P = 3454.4 \text{ Kg/m}^2 \quad \Delta P = 0.345 \text{ Kg/cm}^2$$

b) Tubería del líquido refrigerante .- Según el plano C-6 tenemos en esta sección :

- Longitud de la tubería .- 12.5 m.
- Longitud equivalente de los accesorios .- 8 codos de 90°.- 8 m.
- 5 válvulas de disco .- 5 m.
- Longitud equivalente total .- 25.5 m.
- Diámetro interior de la tubería .- 0.0272 m.
- Velocidad del amoníaco líquido .- 0.506 m/seg.
- Viscosidad cinemática del amoníaco líquido .- 3.43 x 10⁻⁷ m²/seg.

Con la Ec.(3-22) encontramos el número de Reynolds :

$$R = \frac{0.506 \text{ m/seg} \times 0.0272 \text{ m}}{3.43 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{seg}} \quad R = 4.01 \times 10^4$$

Desde el diagrama de Moody (gráfico B-8) con R y el material de la tubería encontramos $f = 0.0324$

$$h_f = \frac{0.0324 \times 25.5 \text{ m} \times 0.506^3 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{0.0272 \text{ m} \times 2 \times 9.81 \text{ m}/\text{seg}^2} \quad h_f = 0.3964 \text{ m.}$$

Ya que la densidad del amoníaco líquido en esta sección es de 581.4 Kg/m^3 ; la caída de presión estará dada por la Ec. (3-60).

$$\Delta P = 0.3964 \text{ m} \times 581.4 \text{ Kg/m}^3$$

$$\Delta P = 230.47 \text{ Kg/m}^2 \quad \Delta P = 0.023 \text{ Kg/cm}^2$$

c) Tubería de aspiración .- Según el plano C-6 tenemos en esta sección :

- Longitud de la tubería .- 8 m.
- Longitud equivalente de los accesorios .-
 3 codos de 90° .- 3 m.
 2 válvulas de disco .- 2 m.
- Longitud equivalente total .- 13 m.
- Diámetro interior de la tubería .- 0.0825 m.
- Velocidad del amoníaco .- 17.91 m/seg.
- Viscosidad cinemática del amoníaco .- $2.83 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg.}$

Con la Ec. (3-22) encontramos el número de Reynolds :

$$R = \frac{17.91 \text{ m/seg} \times 0.0825 \text{ m}}{2.83 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}} \quad R = 5.22 \times 10^4$$

Desde el diagrama de Moody (Gráfico B-8) con R y el material de la tubería encontramos $f = 0.032$.

$$h_f = \frac{0.032 \times 13 \text{ m} \times 17.91^3 \text{ m}^2/\text{seg}^2}{0.0825 \text{ m} \times 2 \times 9.81 \text{ m}/\text{seg}^2} \quad h_f = 82.44 \text{ m.}$$

Ya que la densidad del amoníaco en esta sección es de 1.786 Kg/m^3 ; la caída de presión estará dada por la Ec. (3-60) :

$$\Delta P = 82.44 \text{ m} \times 1.786 \text{ Kg/m}^3$$

$$\Delta P = 147.24 \text{ Kg/m}^2 \quad \Delta P = 0.0147 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces lógicamente con estas caídas de presión y las que se producen en el evaporador y en el condensador, el ciclo termodinámico teórico sufrirá pequeñas variaciones, las mismas que son despreciables para efectos de los diversos cálculos del ciclo.

3.7.4.2. Cálculo de aislamientos de las tuberías .-

Es necesario aislar las secciones de las tuberías de baja presión o succión del compresor y del líquido. Usaremos como aislante el poliestireno, que actualmente es el más comunmente usado por sus excelentes características y por su fácil adquisición en el mercado en distintas formas y medidas .

a) Aislamiento de tubería de aspiración del compresor.-

Comprende desde la salida del evaporador hasta la succión del compresor y según el plano C-6 tiene una longitud de 8 metros más o menos.

Vamos a calcular el mínimo espesor necesario de aislamiento para evitar la condensación en la parte exterior; -- para ello la temperatura de la superficie exterior del aislamiento debe ser algo mayor que la temperatura del punto de rocío correspondiente a la temperatura y humedad del aire que rodea la tubería.

Asumimos una temperatura del aire de 35°C con una humedad relativa promedio de 65%, condiciones extremas* en nuestro medio, bajo estas condiciones del aire su punto de rocío será de 27.5°C , entonces establecemos la temperatura de la superficie exterior del aislante en 28.5°C .

De acuerdo a la figura 3-14 nuestro problema se reduce a calcular el espesor del aislante, que en nuestro caso es poliestireno.

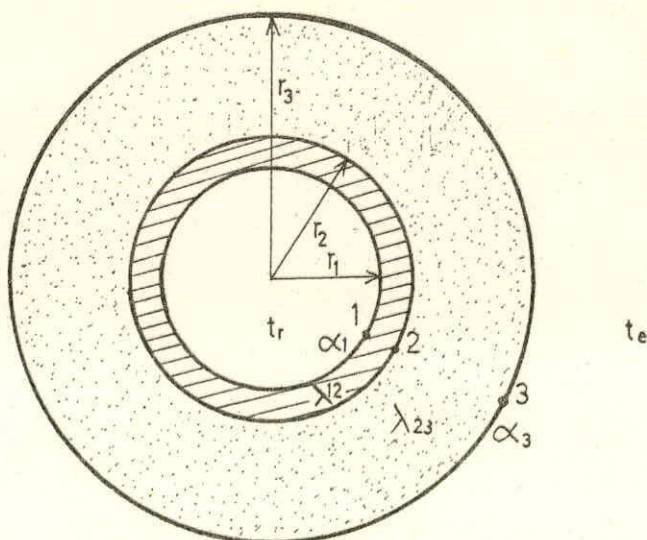


FIGURA 3-14 .- AISLAMIENTO DE TUBERIAS DE AMONIACO

Los datos que podemos utilizar son los siguientes :

- Temperatura del gas refrigerante $t_r = -17^{\circ}\text{C}$.
- Radio interior de la tubería $r_1 = 0.04125\text{ m}$.
- Radio exterior de la tubería $r_2 = 0.04445\text{ m}$.

* De temperatura.

- Coeficiente de conducción del material de la tubería -
 $\lambda_{12} = 39.4 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}.$
- Coeficiente de conducción del poliestireno $\lambda_3 = 0.025$ -
 $\text{Kcal/h m } ^\circ\text{C}.$
- Temperatura del aire exterior $t_e = 35^\circ\text{C}.$
- Temperatura de la superficie exterior del aislante $t_3 = 28.5^\circ\text{C}.$

Cálculo del coeficiente de convección aislante-aire .-

Si consideramos el régimen de transmisión de calor permanente y el aire que rodea la tubería en reposo, lo cual es aceptable, podemos emplear la relación :

$$Nu = 0.525 (Gr Pr)^{1/4} \quad (3-61) \quad [\text{Ref. 5}]$$

Esta relación es válida para convección libre alrededor de cilindros horizontales y para valores del producto Gr Pr comprendidos entre 10^4 y 10^9 .

Con la Ec. (3-14) calculamos el número de Prandtl :

$$Pr = Cp \mu / \lambda \quad \text{Donde :}$$

Cp = Calor específico del aire a presión constante 0.24 -
 $\text{Kcal/Kg } ^\circ\text{C}.$

μ = Viscosidad dinámica del aire $1.8 \times 10^{-5} \text{ Kg/seg m}.$

λ = Coeficiente de conducción del aire $0.02 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}.*$

$$Pr = \frac{0.24 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 1.8 \times 10^{-5} \text{ Kg/seg m} \times 3600 \text{ seg/h}}{0.02 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}$$

$$Pr = 0.7776$$

Utilizando la Ec.(3-13) calculamos el número de Grashof:

$$Gr = \frac{d^3 \rho^2 g \beta (t_e - t_3)}{\mu^2} \quad \text{Donde :}$$

d = Diámetro exterior de la tubería, incluido el aislante; -
asumimos un valor de $0.19 \text{ m}.$

ρ = Peso específico del aire $1.2 \text{ Kg/m}^3.$

g = Aceleración de la gravedad 9.81 m/seg^2

β = Coeficiente de dilatación del aire $1/273^\circ\text{C}.$

t_e = Temperatura del aire exterior $35^\circ\text{C}.$

t_3 = Temperatura de la superficie exterior del aislante 28.5°C

μ = Viscosidad dinámica del aire $1.8 \times 10^{-5} \text{ Kg/seg m}.*$

$$Gr = \frac{0.19^3 \text{ m}^3 \times 1.2^2 \text{ Kg}^2/\text{m}^6 \times 9.81 \text{ m/seg}^2 \times 1/273^\circ\text{C} (35 - 28.5)^\circ\text{C}}{(1.8 \times 10^{-5})^2 \text{ Kg}^2/\text{seg}^2 \text{ m}^1}$$

* Las propiedades del aire son tomadas a la temperatura promedio de $31.75^\circ\text{C}.$

$$Gr = 7.12 \times 10^6$$

$$Gr Pr = 5.5365 \times 10^6$$

$10^4 < Gr Pr < 10^9$; Luego la Ec. (3-61) es válida.

$$Nu = 0.525 (5.5365 \times 10^6)^{1/4} \quad Nu = 25.466$$

Desde la Ec. (3-15) tenemos :

$$\alpha_3 = \frac{Nu \lambda}{d} \quad \alpha_3 = \frac{25.466 \times 0.02 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}{0.19 \text{ m}}$$

$$\alpha_3 = 2.68 \text{ Kcal/h m}^2 ^\circ\text{C}$$

Cálculo del coeficiente de convección refrigerante-tubería .-

Podemos emplear la Ec.(3-54) propuesta por Mc Adams, válida para flujo turbulento ($R > 10000$) dentro de tubos horizontales y en base a la temperatura media del refrigerante.

Con la Ec.(3-22) calculamos el número de Reynolds :

$$R = v d / \gamma \quad \text{Donde :}$$

v = Velocidad del refrigerante dentro de la tubería 17.91 m/seg.

d = Diámetro interior de la tubería 0.0825 m.

γ = Viscosidad cinemática del refrigerante $2.83 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}$.

$$R = \frac{17.91 \text{ m/seg} \times 0.0825 \text{ m}}{2.83 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{seg}} \quad R = 5.22 \times 10^4$$

Valor mayor que 10000, por tanto la Ec. (3-54) es válida.

Con la Ec.(3-14) calculamos el número de Prandtl :

$$Pr = Cp \mu / \lambda \quad \text{Donde :}$$

Cp = Calor específico del refrigerante a presión constante - 0.49 Kcal/Kg $^\circ\text{C}$.

μ = Viscosidad dinámica del refrigerante 0.182 Kg/h m.

λ = Coeficiente de conducción del refrigerante 0.116 Kcal/h m $^\circ\text{C}$

$$Pr = \frac{0.49 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 0.182 \text{ Kg/h m}}{0.116 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}} \quad Pr = 0.769$$

Aplicando la Ec.(3-54) tenemos :

$$Nu = 0.023 R^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 (5.22 \times 10^4)^{0.8} (0.769)^{0.4} \quad Nu = 123.06$$

Desde la Ec. (3-15) tenemos :

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda}{d} \quad \alpha_1 = \frac{123.06 \times 0.116 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}{0.0825 \text{ m}}$$

$$\alpha_1 = 173 \text{ Kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Cálculo del calor transmitido por unidad de longitud de la tubería .-

Podemos utilizar la siguiente ecuación :

$$Q/L = 2\pi r_3 \alpha_3 (t_e - t_3) \quad (3-62) \text{ [Ref. 3]}$$

Donde :

Q = Calor transmitido.

L = Longitud de la tubería.

r_3 = Radio exterior del aislante.

$$Q/L = 2\pi r_3 \text{ m} \times 2.68 \text{ Kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C} (35 - 28.5) ^\circ\text{C}$$

$$Q/L = 109.45 r_3 \text{ Kcal/h m}$$

Cálculo del espesor mínimo del aislante .-

En régimen permanente el calor transmitido por unidad de longitud está dado por :

$$Q/L = 2\pi r_1 \alpha_1 (t_1 - t_r) = \frac{2\pi \lambda_{12} (t_2 - t_1)}{\ln r_2 / r_1} = \frac{2\pi \lambda_{23} (t_3 - t_2)}{\ln r_3 / r_2}$$

La eliminación de las incógnitas t_1 y t_2 nos da :

$$Q/L = \frac{2\pi (t_3 - t_r)}{\frac{1}{r_1 \alpha_1} + \frac{\ln r_2 / r_1}{\lambda_{12}} + \frac{\ln r_3 / r_2}{\lambda_{23}}} \quad (3-63) \text{ [Ref. 3]}$$

Y sabiendo que $Q/L = 109.45 r_3 \text{ Kcal/h m}$ tenemos :

$$109.45 r_3 \text{ Kcal/h m} = \frac{2\pi [28.5 - (-17)] ^\circ\text{C}}{\frac{1}{0.04125 \text{ m} \times 173 \text{ Kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}} + \dots} + \frac{\ln 0.04445 / 0.04125}{39.4 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}} + \frac{\ln r_3 / 0.04445}{0.025 \text{ Kcal/h m } ^\circ\text{C}}$$

Simplificando tenemos :

$$0.0544 \quad r_3 + 15.32 \quad r_3 \ln \quad r_3 / 0.04445 = 1$$

De donde : $r_3 = 0.0905$ m y el diámetro exterior de la tubería con el aislante será de 0.181 m.

Por tanto, la hipótesis asumida de que el diámetro era de 0.19 m. es prácticamente aceptable.

El espesor del aislante estará dado por :

$$e = r_3 - r_1 \quad e = 0.0905 - 0.04445 \quad e = 0.04605 \text{ m.}$$

Por tanto para evitar la condensación adoptaremos un aislante de poliestireno de un espesor de 5 centímetros.

b) Aislamiento de tubería del líquido refrigerante .-

Comprende desde la salida del condensador hasta la válvula de flotador y según el plano C-6 tiene una longitud de 12.5 m, más o menos.

El aislamiento de esta sección tiene la misión de evitar en lo posible la evaporación del refrigerante líquido, antes del evaporador. En nuestra planta frigorífica, usaremos en esta sección como aislante el poliestireno con un espesor de 5 cm., igual al calculado anteriormente; valor que es aceptable en la práctica.

También irán revestidos del mismo aislante y espesor la válvula de flotador y el acumulador del evaporador y las tuberías de acople entre válvula y acumulador.

A manera de barrera antivapor, para evitar la penetración de la humedad, forraremos el aislante con una pantalla del tipo membrana, que podría ser papel de aluminio.

3.8. Selección de los dispositivos de control automático.-

El equipo frigorífico de la planta tendrá varios dispositivos de control automático que garanticen un funcionamiento sumamente eficiente y confiable, la disposición de los mismos está indicada en el gráfico B-9, que es el diagrama de la planta frigorífica con sus dispositivos de control automático y accesorios.

Brevemente vamos a reseñar las características de los equipos de control automático a utilizar en nuestra planta.

a) Presostato de alta presión .- Es un interruptor eléctrico comandado por la presión detectada en la tubería de descarga del compresor, que abre o cierra el circuito de corriente al motor del compresor, por medio de un circuito especial de protección, cuando la presión de condensación respectivamente se eleva o desciende de los valores normales de trabajo.

Usaremos un presostato de alta presión de las siguientes características :

- Marca y tipo .- "Danfoss" MP5A.
- Número de código .- 60 - 0106.
- Refrigerante .- R 717 (NH_3).
- Amplitud de regulación .- 6 - 22 atmósferas efectivas.
- Diferencial de regulación .- 2 - 8 atmósferas.
- Sistema de contacto .- Contacto unipolar en dos direcciones.
- Acople .- Tubo capilar de acero de $1/4"$.
- Presión máxima admisible .- 24 atmósferas efectivas.
- Voltaje máximo de trabajo .- 380 AC o 250 DC voltios.
- Corriente máxima de trabajo .- 6 amperios.

Ya que la presión normal de condensación de trabajo de la planta es de 15 Kg/cm^2 , el presostato de alta presión se regulará para que desconecte el motor a una presión de 18 Kg/cm^2 o 17.42 atmósferas, y lo vuelva a conectar a una presión de 14 Kg/cm^2 o 13.55 atmósferas, por tanto habrá un diferencial de 3.87 atmósferas.

b) Presostato de baja presión .- Es un interruptor eléctrico comandado por la presión detectada en la tubería de aspiración del compresor, que abre o cierra el circuito de corriente al motor del compresor por medio de un circuito especial de protección, cuando la presión de aspiración, respectivamente desciende o se eleva de los valores normales de trabajo.

Usaremos un presostato de baja presión de las siguientes características :

- Marca y tipo .- "Danfoss" MP1A.
- Número de código .- 60 - 0122.
- Refrigerante .- R 717 (NH_3).
- Amplitud de regulación .- 0.053 atmósferas o 40 cm de Hg. - 3.5 atmósferas efectivas.
- Diferencial de regulación .- 0.5 - 3 atmósferas.
- Sistema de contacto .- Contacto unipolar en dos direcciones
- Acople .- Tubo capilar de acero de $1/4"$.
- Presión máxima admisible .- 8 atmósferas efectivas.
- Voltaje máximo de trabajo .- 380 AC o 250 DC voltios.
- Corriente máxima de trabajo .- 6 amperios.

Ya que la presión normal de aspiración de trabajo de la planta es de 2.211 Kg/cm^2 , el presostato de baja presión se regulará para que desconecte el motor a una presión de 1 Kg/cm^2 o 0.9678 atmósferas, y lo vuelva a conectar a una presión de 3 Kg/cm^2 o 2.9 atmósferas, por tanto habrá un diferencial de 1.93 atmósferas.

c) Presostato de seguridad de aceite .- Es un interruptor eléctrico comandado por la presión de aceite detectada en el cárter del compresor, que abre o cierra el circuito de corriente al motor del compresor, por medio de un circuito especial de

protección (con un cierto retardo, generalmente 60 segundos - relay temporizador), cuando la presión del aceite o la diferencia entre la presión de descarga de la bomba de aceite y la presión del cárter del compresor, respectivamente descienden o se elevan de los valores normales de trabajo.

Usaremos un presostato de seguridad de aceite de las siguientes características :

- Marca y tipo .- "Danfoss" MP55A.
- Número de código .- 60 - 0161.
- Refrigerante .- R 717 (NH_3).
- Amplitud de regulación .- 0.3 - 4.5 atmósferas.
- Diferencial de regulación .- Regulado fijo a 0.4 atmósferas.
- Sistema de contacto .- A relay temporizador.
- Acople .- Tubo soldado de acero de 6 - 10 mm, de diámetro.
- Presión máxima admisible .- 22 atmósferas efectivas.
- Voltaje máximo de trabajo .- 380 AC voltios.
- Corriente máxima de trabajo .- 6 amperios.
- Períodos regulables del relay temporizador .- 45 - 60 o 90 segundos, (el modelo standard tiene un período fijo de 60 segundos).

La presión mínima de aceite en compresores frigoríficos - generalmente aceptada es de 2.5 Kg/cm² o 2.44 atmósferas, y ésta será la presión a que regularemos nuestro presostato.

d) Termostato de salmuera .- Es un interruptor eléctrico comandando por la temperatura de la salmuera,, que abre y cierra el circuito de corriente a la válvula solenoide del circuito frigorífico (este es el sistema de nuestra planta), o al motor del compresor por medio de un circuito especial de protección, cuando la temperatura de la salmuera alcanza ciertos valores mínimos y máximos previamente determinados*.

Usaremos un termostato de salmuera de las siguientes características :

- Marca y tipo .- "Danfoss" AL-3b (especial para salmuera).
- Número de código .- 10 - 250.
- Posiciones de trabajo .- Automático, marcha constante y parada.
- Amplitud de regulación .- - 25 °C a - 5 °C.
- Diferencial de regulación .- 2 °C.
- Sistema de contacto .- Contacto unipolar en dos direcciones.
- Acople .- Tubo capilar de acero de 2 m de longitud.
- Voltaje máximo de trabajo .- 380 AC o 220 DC voltios.
- Corriente máxima de trabajo .- 6 AC o 0.5 DC amperios.

Considerando que la temperatura de la salmuera a la entrada de los evaporadores es de - 11.25 °C y a la salida de - 12 °C, el termostato de salmuera se regulará para que cierre la válvula solenoide a - 12.5 °C y la vuelva a abrir a - 10.5 °C.

* Los compresores seleccionados en la planta frigorífica tienen además un control manual de potencia del 33, 66 y 100% de potencia.

e) Válvula solenoide .- Es una válvula de arreglo electro-magnético que permanece cerrada cuando la bobina está sin voltaje. En nuestra planta está accionada por el termostato de salmuera, es decir está comandada indirectamente por la temperatura de la salmuera, es decir, cierra cuando la temperatura de la salmuera llega a un valor inferior previamente determinado y obliga a parar al compresor por baja presión.

Usaremos una válvula solenoide de las siguientes características :

- Marca y tipo .- "Danfoss" EVJDA 20.
- Número de código .- AVX20TT.
- Refrigerantes .- R 717 (NH_3), R 12, R 22 y R 502.
- Acople .- Tubería soldada de 1" de diámetro (la tubería de líquido de la planta tiene 1.07").
- Diferencia de presión máxima para abertura.- 17.5 atmósferas.
- Diferencia de presión mínima para abertura .- 0.05 atmósferas.
- Máxima presión de servicio .- 26.5 atmósferas efectivas.
- Presión de prueba .- 50.0 atmósferas efectivas.
- Máxima temperatura de trabajo.- 105 °C.
- Mínima temperatura de trabajo .- - 40 °C.
- Voltaje .- Si sus dos bobinas están conectadas en serie - 230 voltios, y si están conectadas en paralelo 115 voltios.
- Potencia absorbida .- 12 watios.
- Está equipada con una espiga roscada para abrir la válvula manualmente.

f) Válvula presostática de agua .- Es una válvula que regula automáticamente la entrada de agua de refrigeración al condensador en relación con la presión de condensación. Esta válvula está comandada por un capilar acoplado directamente a la tubería de descarga del compresor. Al alcanzar una determinada presión ajustada previamente por un muelle, abre el regulador la entrada de agua, tanto más cuanto más elevada sea la presión. Al descender la presión, el regulador cierra paulatinamente la entrada de agua y durante el paro lo hace totalmente.

Usaremos una válvula presostática de agua de las siguientes características :

- Marca y tipo .- "Danfoss" WVS 100.
- Número de código .- 16D0579.
- Diámetro interior .- 100 mm. (las tuberías tienen 128 mm.)
- Presión de condensación máxima .- 26.5 Kg/cm².
- Presión de agua máxima .- 10 Kg/cm².
- Diferencial de regulación .- 0.25 - 4 Kg/cm².
- Presión de condensación mínima a la que comienza a abrirla válvula .- 3.6 Kg/cm².

Ya que la presión normal de condensación de nuestra planta es de 15 Kg/cm², regularemos la válvula presostática de agua para que esté totalmente abierta a 16 Kg/cm².

g) Desaireador .- Es de especial importancia instalar en el circuito frigorífico un desaireador para extraer el aire del circuito, ya que en las plantas de amoníaco esta operación hay que efectuarla frecuentemente.

Usaremos el desaireador "Vilter" modelo VR-BC # 1102, - recomendado para usarlo junto con el tipo de condensador seleccionado..

h) Resistencia de calentamiento .- Sirve para mantener con una adecuada temperatura el aceite de los compresores cuando éstos se encuentran parados y de esta manera desgaseificamos el refrigerante que se encuentra diluido en el aceite; a pesar de que el NH_3 es prácticamente no miscible con los aceites frigoríficos.

Estas resistencias están incluidas dentro de los compresores anteriormente seleccionados.

i) Termostato de inmersión del estanque colector de agua de la torre de enfriamiento .-

Comandado por la temperatura del agua del estanque, que sería la temperatura de entrada de agua al condensador; su órgano de ejecución serían los contactos del circuito de corriente al motor del ventilador de la torre, los cuales abrirían o cerrarían según la temperatura detectada.

Usaremos un termostato de las siguientes características :

- Marca y modelo .- "Danfoss" MP66.
- Número de código .- 60 L 0110.
- Amplitud de regulación .- 10 - 45 °C.
- Diferencial de regulación .- 1,5 - 14 °C.
- Sistema de contacto .- Unipolar en dos direcciones.
- Acople .- Tubo capilar de acero de 2m. de longitud.
- Voltaje máximo de trabajo .- 380 AC o 250 DC voltios.
- Corriente máxima de trabajo .- 6 AC o 0.2 DC amperios.

Como, según el ciclo termodinámico, la temperatura del agua de entrada al condensador debe ser de 29 °C, regularémos el termostato para que pare y arranque el ventilador de la torre de enfriamiento, cuando el agua del estanque tenga respectivamente 28 y 30 °C.

Los demás accesorios importantes, ya se han seleccionado anteriormente. Los accesorios pequeños como termómetros, manómetros, etc., son fáciles de seleccionar de acuerdo a su escala de trabajo o tamaño adecuado para su uso en la planta frigorífica.

3.9. Consideraciones generales de equipos auxiliares .-

La planta de fabricación de hielo tiene también un conjunto de equipos auxiliares que complementan la operación normal de producción de hielo. Estos equipos son los siguientes :

3.9.1. Agitadores de salmuera .-

Para aumentar el intercambio de calor entre el evaporador y la salmuera y entre ésta y los moldes con el hielo en formación, es necesario dar cierto movimiento a la salmuera, esto se consigue por medio de propulsores o hélices colocadas convenientemente en el tanque de salmuera, los mismos que tienen una acción análoga a la de una bomba centrífuga de gran caudal y baja presión.

Si tenemos en cuenta que el consumo de fuerza motriz que acciona los agitadores, cuyo equivalente térmico debe ser absorbido por el evaporador, éstos deben ser escogidos de tal manera que su gasto de fuerza motriz sea mínimo; siendo la hélice, el propulsor que responde a esta consideración, siempre y cuando esté convenientemente instalada.

3.9.1.1. Tipos de agitadores a hélice .- Dos tipos de hélice se pueden emplear :

- a) De hélices horizontales, y
- b) De hélices verticales.

Lo que significa que los ejes o árboles portadores de las hélices pueden ser dispuestos horizontal o verticalmente.

a) Hélices horizontales .- Estas hélices presentan el gran inconveniente de necesitar un pasaje en la pared del tanque de salmuera y además unas paredes difusoras dentro del tanque.

La velocidad de las hélices es limitada, una velocidad demasiado grande puede producir efectos de cavitación, además las grandes hélices a una pequeña velocidad, son más eficaces para un determinado caudal, que las hélices pequeñas a una gran velocidad, que tienden a crear pérdidas por rozamiento o fricción y torbellinos que conducen a una aspiración de aire dentro de la salmuera; también una hélice horizontal grande tiene el inconveniente de su colocación dentro del tanque, ya que para evitar los remolinos debido a la contracción de la vena líquida, el tabique que porta la hélice debe estar a una distancia al menos igual a su diámetro de la última línea de moldes; además la hélice debe estar suficientemente sumergida dentro de la salmuera para que su acción sea óptima.

Otro inconveniente de las hélices horizontales es la exposición del motor a contactos con salmuera o medios húmedos.

b) Hélices verticales .- La dificultad de alojar el motor en un lugar seco y accesible a conducido a accionar las hélices horizontales por un motor vertical situado encima del tanque, lo que se ha logrado por medio de una transmisión en ángulo recto por piñones cónicos. Por tanto se ha pasado fácilmente desde éste diseño al de las hélices verticales, donde las palas de la hélice son montadas sobre un árbol o eje en prolongación del eje del motor vertical, girando en un plano horizontal. El sentido de rotación debe ser tal que la salmuera sea rechazada hacia arriba, el sentido inverso presentaría el inconveniente de la entrada de aire dentro de la salmuera.

Las hélices verticales presentan las siguientes ventajas :

- No atraviesan las paredes del tanque de salmuera y por lo mismo se eliminan todos los accesorios del prensa-estopas.
- Pueden ser retirados y colocados nuevamente en su lugar para inspección o reparación sin modificación del nivel de la salmuera.
- El motor está fuera del alcance de posibles proyecciones de salmuera.

En el montaje de estas hélices hay que prevenir que la salmuera se eleve a lo largo del eje y así evitar que esta elevación afecte a los cojinetes del eje.

El motor puede ser montado directamente sobre el eje de la hélice, o bien puede ser un motor de velocidad regulable que comanda la hélice ya sea por medio de un tornillo sin fin, encerrado dentro de un cárter lleno de aceite, o por medio de correas trapesoidales horizontales.

3.9.1.2. Selección del agitador .- Vistas las características de los dos tipos de hélices, para nuestra planta escogeremos el tipo de hélices verticales con conexión directa al motor, del tipo vertical montado encima del tanque. Se usarán dos hélices montadas en el extremo del tanque opuesto al de desmoldeo y estarán dispuestas de tal modo, que cada una de ellas aspire salmuera de cada uno de los pasillos de congelación del tanque y descargue dentro del pasillo central del evaporador.

De acuerdo a la sección 3.5.1. sabemos que el flujo a través del evaporador debe ser de 3257 gal/min y usando la tabla A-10 de tipos de agitadores escogemos la unidad VB96-30H de la "Vilter Manufacturing Corporation", de las siguientes características :

- Diámetro de la propela .- 9 pulgadas.
- Paso de la propela .- 6 pulgadas.
- Potencia del motor .- 3 HP.
- Velocidad del motor .- 1150 RPM.
- Caudal .- 1800 gal/min, ya que usaremos dos agitadores tendremos un flujo de 3600 gal/min, lo que compensa cualquier posible pérdida .

Estas unidades escogidas vienen con todos los accesorios que consisten de ; motor y arranque manual, acople de compresión, eje, defensas de la propela y propela de bronce de tres cuchillas.

El motor es de inducción, tipo abierto con cubierta, - 60 ciclos y 220/440 voltios.

3.9.2. Sistema de manipulación .-

Por medio de una grua o puente rodante se efectúan todas las operaciones de manipulación de bastidores y moldes tales como :

- Salida de los moldes desde el tanque de salmuera.
- Transporte hasta el tanque de desmoldeo.
- Inmersión en el tanque de desmoldeo y luego elevación - del mismo.
- Transporte hasta el dispositivo basculante y guía de los bastidores, durante la acción de inclinación de éste. - (Vaciado de los moldes).
- Transporte hasta el dispositivo de llenado de agua.
- Transporte hasta el tanque de salmuera e inmersión de - los moldes.

Por tanto, es importante que el sistema tenga la robustez y consistencia necesarias para asegurar un buen funcionamiento, para una explotación regular y económica.

Puente rodante, características generales .-

En nuestra planta usamos bastidores de 12 moldes, cada uno de éstos colocados de lado y lado del corredor del evaporador, en consecuencia, es necesario usar en el sistema de manipulación 2 puentes rodantes (gruas rodantes) iguales, con movimientos de elevación y traslación a lo largo del tanque, los cuales podrán trabajar simultáneamente.

La disposición en la planta del tanque de desmoldeo y dispositivos basculante y de llenado será hecha en ese orden y a continuación del tanque de salmuera, para así evitar que los puentes rodantes tengan traslación a lo ancho del tanque de salmuera.

Las guías de rodamiento estarán constituidas por dos perfiles que sirvan de soportes a las rieles del puente rodante, las mismas que serán cuadradas de 40 x 40 mm. Estas guías de rodamiento estarán separadas entre sí 3.2 m. ya que, ese será el ancho de vía del puente rodante, considerando que cada sección del tanque de salmuera tiene un ancho de 3.1 m.

Peso a transportar .- Siendo el peso de cada chasis o bastidor de 205 Kg. y ya que cada chasis lleva 12 moldes con un peso unitario de 18 Kg., más 50 Kg. de hielo, el peso total de cada bastidor cargado será de

1021 Kg, por tanto creemos que la máxima capacidad del puente rodante debe ser de 2000 Kg. o 2 toneladas para así trabajar con absoluta seguridad.

Los motores de elevación deben ser previstos para un servicio continuo y para suministrar un par de arranque elevado.

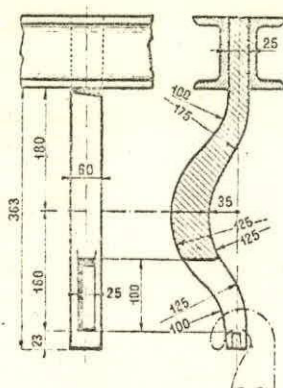


FIGURA 3-15.- DISPOSITIVO DE ENGANCHE

La figura 3-15 muestra un dispositivo de enganche, los mismos que son tres, es decir igual número que ganchos tiene el chasis. El perfil especial de las piezas de enganche permiten por simple juego de los movimientos de traslación y elevación del puente rodante, enganchar a la vez los tres ganchos del chasis que va a ser movido o trasladado.

Los comandos se harán desde el pasadizo de servicio del tanque, el mismo que está por encima del corredor que contiene los evaporadores, por medio de interruptores a distancia.

Las velocidades de trabajo recomendadas para el puente rodante son: de tres a siete metros por minuto para la elevación y de veinte a treinta metros por minuto para la traslación. [Ref. 13]. Por tanto, hay que tomar muy en cuenta estas recomendaciones al seleccionar el puente rodante.

3.9.3. Recipiente de desmoldeo .-

El recalentamiento del metal de los moldes, para desprender el bloque de hielo, es obtenido por inmersión de los moldes dentro de un tanque lleno de agua, llamado recipiente de desmoldeo.

Como en nuestra planta la manipulación tiene lugar con hileras enteras de moldes (chasis de 12 moldes), el recipiente de desmoldeo debe tener la forma de un paralelepípedo, con un ancho de 0.4 m, una altura de 1.4 m. y una longitud de 7.2 m, que es el ancho del tanque de salmuera, para así poder desmoldear a la vez los dos chasis que pueden operar simultáneamente las dos grúas de manipulación. Por tanto se podrán desmoldear 24 moldes a un mismo tiempo.

Su construcción será con planchas de hierro negro comercial de 6 mm., similares a las de la construcción del tanque de salmuera. Estas planchas estarán soldadas entre sí y reforzadas convenientemente por ángulos en los rebordes superiores, esquinas y exteriormente, para así evitar la deformación de las planchas.

Cuando el conjunto entero de moldes llenos de hielo, es sumergido dentro del tanque de desmoldeo lleno de agua a una cierta temperatura, el intercambio de temperatura es poco importante ya que se forma alrededor de los moldes una película de agua helada y las calorías cedidas a los moldes causan una disminución cada vez más grande de la temperatura de la película del agua. A fin de activar el calentamiento es conveniente establecer una circulación de agua bastante activa y mantener una temperatura tan constante como sea posible. Para este efecto el recipiente de desmoldeo será provisto de dos tuberías, la una en la parte inferior sirve de entrada al agua caliente y la otra en la parte superior sirve de salida al agua.

Es aconsejable que la temperatura del agua del recipiente de desmoldeo no pase de 34 °C y la diferencia entre la entrada y salida del agua no debe ser superior a 4 °C. [Ref. 13].

El mantener constante la temperatura del agua alrededor de los moldes, es un factor importante ya que de allí depende la cantidad total de hielo derretido, lo que se obtiene por una agitación activa del agua.

El calentamiento y circulación del agua en el recipiente de desmoldeo se lo puede hacer de diferentes maneras a saber :

- a) Por medio de un circuito cerrado, formado por el agua de desmoldeo que saliendo del tanque es bombeada nuevamente a él, a través de un filtro y de una caldera de vapor que calienta el agua. Este sistema tiene el gran inconveniente de instalar una caldera, lo que aumenta el costo de la planta y su mantenimiento.

- b) El mismo sistema anterior utilizando un calentador eléctrico en lugar de la caldera. Este sistema requiere una cantidad considerable de energía eléctrica, por tanto es inadmisibile desde el punto de vista económico.
- c) El sistema más práctico y económico y por lo tanto, el que usaremos en nuestra planta, es el que utiliza parte del agua que sale de los condensadores y luego, desde el recipiente de desmoldeo, por medio de una bomba pequeña envía el agua a la torre de enfriamiento. Por tanto el agua entrará al recipiente de desmoldeo a 33°C , que es la temperatura de salida de los condensadores y saldrá del tanque a 30°C .

Cálculo de la cantidad de agua que debe circular por el recipiente de desmoldeo .-

Si el recipiente o tanque de desmoldeo tiene agua hasta un nivel de 1.2 m, su capacidad total será de 3456 litros. Se desmoldean a la vez 24 moldes de 50 Kg. El volumen desplazado por un molde es de 70.35 litros, el volumen total desplazado es de 1688.4 litros, por tanto quedan en el tanque 1767.6 litros.

Si admitimos que el hielo fundido es el 5% del peso inicial, el mismo que sería entonces de 52.63 Kg., quedando después del desmoldeo 50 Kg., la parte de hielo fundido será de $24 \times 2.63 \text{ Kg}$, o sea 63.12 Kg.

Si la fundición del hielo se hace desde -10°C , (temperatura del hielo) a 25°C , (temperatura de ambiente), la misma demandará :

$$[(10 \times 0.5) + 80 + 25] \text{ Kcal/Kg} \times 63.12 \text{ Kg.} = 6943 \text{ Kcal.}$$

El calentamiento del metal (18 Kg. por molde) demandará :

$$24 \times 18 \times 35 \times 0.114 = 1724 \text{ Kcal.}$$

Lo que da un total de :

$$6943 + 1724 = 8667 \text{ Kcal.}$$

Hemos admitido que el agua entra al tanque de desmoldeo a 33°C , y sale a 30°C y si x es la cantidad de agua en litros que circula para el desmoldeo, tendremos que :

$$(1767.6 + x)3 = 8667 \quad \text{De donde } x = 1121.4 \text{ litros.}$$

Si fijamos en 8 minutos la duración del desmoldeo la cantidad de agua a circular por hora será de :

$$1121.4 \times 60/8 = 8410.5 \text{ litros/hora.}$$

Sean 8400 litros por hora en cifras redondas.

Se dispondrá entonces en el sistema de desmoldeo una bomba que haga circular 8.4 toneladas de agua por hora a través del recipiente de desmoldeo, desde la salida de los condensadores hasta la torre de enfriamiento.

3.9.4. Sistema basculante .-

Consiste en una simple plataforma equilibrada de tal suerte que cuando la batería es depositada allí, - la inversión pueda ser hecha a mano.

Se distinguen dos tipos de sistemas basculantes, el modelo para desmoldeo largo y aquel para desmoldeo corto. El primero tiene su eje de giro en su parte inferior y el segundo en su parte intermedia.

El sistema basculante corto permite la reducción, con respecto al otro, de la distancia entre el tanque de salmuera y la tabla de desmoldeo. El sistema basculante largo es más favorable que el corto, desde el punto de vista construcción, cuando se trata de un gran número de moldes, como en nuestra planta (12 moldes) y es por ello que este sistema será utilizado.

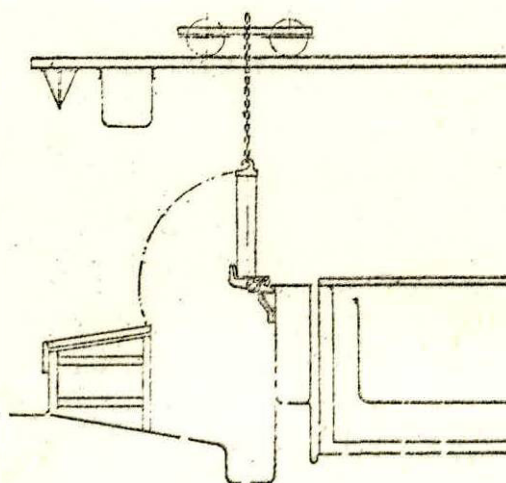


FIGURA 3-16 .- SISTEMA BASCULANTE

El sistema basculante largo está mostrado en la figura 3-16 y está constituido por una plataforma horizontal en el estado de reposo, que puede pivotar alrededor de un eje situado en su parte inferior.

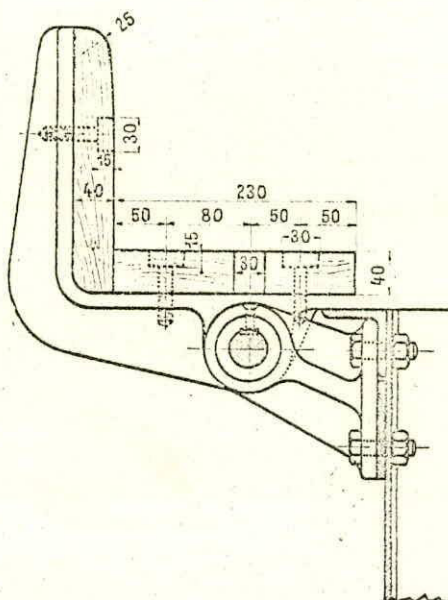


FIGURA 3-17 .- PLATAFORMA DEL SISTEMA BASCULANTE

La plataforma mostrada en la figura 3-17 está constituida por un cierto número, variable con la longitud del aparato, de piezas en forma de esquinas desiguales que portan un refuerzo en su parte baja; el eje está montado sobre dos soportes fijos al tanque de desmoldeo. La parte interior sobre la que reposan los moldes es en madera, para amortiguar el choque cuando el puente deposita la batería de moldes y se produce su inversión.

La figura 3-16 muestra una batería que acaba de ser puesta sobre el dispositivo basculante por el puente rodante; para la inversión es suficiente aflojar las cadenas del puente y como la carga es ligeramente excéntrica respecto al eje, el basculamiento se acentúa hasta que el reborde superior de los moldes viene a apoyarse sobre el borde de la tabla de desmoldeo con una inclinación tal, que los bloques se deslizan fuera de los moldes. En este momento el sistema basculante tiende a regresar a su posición vertical por el efecto de un contrapeso que es regulable, la batería entonces es levantada por el puente rodante.

Las tablas de desmoldeo que son inclinadas, deben ser construidas en madera íntegramente, para así evitar la corrosión, ya que están en continuo contacto con el agua de fusión del hielo y la proveniente del desagüe de los moldes.

La inclinación normal de la tabla es tal, que con un hielo ordinario el choque de los bloques de hielo contra el reborde no quiebre a éstos.

se encuentra la entrada del agua, conectada a la alimentación general, una boya o flotador en el otro extremo permite el llenado exacto de los moldes, dejando fluir el agua que sobrepasa los tabiques. Una válvula sobre la entrada corta el paso de agua cuando los compartimentos están llenos.

En el fondo de cada compartimento existe una toma de agua que consiste de una manguera enlazada en su otro extremo a un pitón especial colocado a una altura conveniente. En período de parada la posición del pitón es vertical; cuando el llenado de los moldes tiene lugar, el pitón moviéndose sobre el eje de maniobra, se coloca en posición horizontal y el agua del tanque fluye dentro de los moldes introduciendo el contenido de un compartimento en un molde.

Interiormente en los compartimentos, el orificio de flujo de agua está cerrado por una válvula ligada a un brazo de balancín accionado por el eje de maniobra.

Cuando la batería de moldes ha sido vaciada de los bloques de hielo, es llevada abajo de los tubos de distribución y ligeramente levantada hasta que el gancho del puente rodante accione el balancín del tanque de llenado, quien a su turno hace levantar las válvulas, dejando fluir el agua en los moldes. Al mismo tiempo otra palanca bloquea el flotador en la posición cerrada.

En estas condiciones, mientras los compartimentos se vacían el agua no puede entrar dentro del tanque. Cuando se ha vaciado totalmente el tanque, es suficiente descender ligeramente la batería, en este momento, las palancas de comando quedan libres y la válvula accionada por el flotador queda abierta, el agua de alimentación fluye dentro del tanque y llena nuevamente los compartimentos hasta el nivel correcto, cuando, cierra la válvula accionada por el flotador.

En resumen toda la operación se hace por acción del puente rodante y el llenado de los moldes se hace automáticamente con la cantidad de agua medida con precisión para dar un bloque de hielo del peso correcto.

La cantidad de agua exacta a rellenar en los moldes, para obtener un bloque de hielo de 50 Kg. será obtenida experimentalmente cuando comience la operación de la planta; ya que la pérdida de hielo en peso, depende del desmoldeo, manipulación, etc., parámetros que son difíciles de calcular previamente.

CAPITULO 4

ANALISIS ECONOMICO

El estudio económico se hará basándonos en las siguientes premisas :

- 1) La planta de producción de hielo en bloques será instalada en Guayaquil, específicamente en una zona industrial que cuente con agua potable y fuerza eléctrica.
- 2) Hemos estimado que la planta trabajará durante 350 días al año, con una producción continua en las 24 horas del día. Siendo la capacidad de producción diaria máxima de 1992 bloques de 50 Kg, la producción total anual será de 697200 bloques.
- 3) El precio de venta de cada bloque de 50 Kg, (110 Lbs.) - se ha establecido en 12 sucres, ya que actualmente bloques de 150 Lbs. se venden a 18 sucres, por tanto nuestro precio será inferior al actual en un 10%. Hay que considerar que si el hielo se vende en cubitos o picado, su precio de venta aumenta notoriamente.
- 4) El consumo de energía eléctrica se lo ha calculado en base a un trabajo constante, a plena carga de todo el equipo, lo que lógicamente es relativo.
- 5) El consumo de agua dulce está determinado suponiendo - pérdidas (evaporación, purgas, etc.) en un valor del 3% de la capacidad total de la torre de enfriamiento, valor que en la práctica es algo exagerado.
- 6) La mayoría de gastos y costos estimados han sido establecidos en exceso de su valor real; en consecuencia, los resultados económicos reales de la instalación de la planta, comparados con los resultados de este análisis económico siempre serán favorables al inversionista.

Tomando en consideración las premisas anteriores, las conclusiones del análisis económico son las siguientes :

a) Inversiones .-

Sin tomar en cuenta la instalación de una bodega frigorífica para almacenar el hielo, la misma que es necesaria - y que no se ha considerado en el estudio de este proyecto, en la tabla 4-1 se puede apreciar el monto de las inversiones - requeridas.

TABLA 4-1

4.1. <u>Inversión Fija</u> .-	<u>Sucres</u>
Terreno (Anexo 4.1.1.)	120000
Edificio y Construcciones (Anexo 4.1.1.)	1490000
Maquinaria y Equipo (Anexo 4.1.2.)	8632000
Otros Activos (Anexo 4.1.3.)	2297000
TOTAL	12539000
4.2. <u>Capital de operación</u> .-	
(Anexo 4.2.)	410000
INVERSION TOTAL	12949000

b) Rentabilidad y Utilidades .-

Según las estimaciones constantes en el Estado de Ganancias y Pérdidas (Tabla 4-2) las utilidades antes del impuesto a la renta serán aproximadamente de 2835100 sucres por año y la rentabilidad sobre la inversión total del 21.89%, lo que quiere decir que la instalación de la planta de fabricación de bloques de hielo, es rentable, ya que el capital invertido se amortizará a los 5 años de producción, si ésta es vendida totalmente, o a un tiempo algo mayor, si la producción y ventas son menores del 100% de capacidad.

TABLA 4-2

Estado de Ganancias y Pérdidas .-

	<u>Sucres</u>	<u>Porcentaje</u>
Ventas Netas (Anexo 4.3.)	8366400	100.00
Costo de Producción (Anexo 4.4.)	4400000	52.59
Utilidad Bruta en Ventas	3966400	47.41

	<u>Sucres</u>	<u>Porcentaje</u>
Gastos de Ventas (Anexo 4.5.)	250000	2.99
Utilidad Neta en Ventas	3716400	44.42
Gastos de Administración y Generales (Anexo 4.6.)	881300	10.53
Utilidad Neta en Operaciones antes del Impuesto a la Renta.	2835100	33.89
Rentabilidad sobre la Inversión-Total.		21.89

c) Punto de Equilibrio Económico .-

El punto de equilibrio económico o punto de nivelación se encuentra alrededor del 48.06% de la capacidad de la producción de la planta. (Anexo 4.7; gráfico B-10) lo que quiere decir que la planta debe producir y vender ese porcentaje, que equivale a 335074 moldes de 50 Kg. al año, para no incurrir en pérdidas, valor fácilmente alcanzable.

Anexos .-

4.1. Inversión Fija.

- 4.1.1. Terreno y Construcciones.
- 4.1.2. Maquinaria y Equipo.
- 4.1.3. Otros Activos.

4.2. Capital de Operación.

4.3. Ventas Netas.

4.4. Costos de Producción.

- 4.4.1. Materiales Directos.
- 4.4.2. Mano de Obra Directa.
- 4.4.3. Carga Fabril.

4.5. Gastos de Ventas.

4.6. Gastos de Administración y Generales.

4.7. Punto de Equilibrio Económico.

ANEXO 4.1.1.

Terreno y Construcciones .-

	<u>Area</u>	<u>Costo Unitario</u>	<u>Valor Total</u>
	<u>(m²)</u>	<u>(Suces)</u>	<u>(Suces)</u>
Terreno	1200	100	120000
Construcciones :			
Edificio de Producción	500	2500	1250000
Oficinas	120	2000	240000
		TOTAL	1610000

ANEXO 4.1.2.

Lista de Maquinaria y Equipo (Costo en Planta).-

	<u>Suces</u>
3 Compresores "Sabroe" SMC 12 Cilindros y Accesorios Standard.	682000
3 Motores de Inducción AC 3/60/220;1175 - r.p.m., 100 KW, con controles y Arran - que tipo autotransformador.	366000
3 Separadores de Aceite "Sabroe" OS-30.	15000
3 Condensadores "Vilter" AC - 1610 y Ac - cesorios.	192000
3 Recipientes de Líquido "Vilter" - A 9322-8A.	46500
1 Torre de Enfriamiento "Marley" NC 8606.	179000
2 Bombas "Universal" 10 FL 6-T con motor, controles y arranques.	77000
1 Conjunto de tuberías y accesorios para - instalación de agua.	75000

	<u>Sucres</u>
3 Evaporadores "Vilter Super Flooded Raceway Coils" de 790 Pies ² .	540000
3 Acumuladores de amoníaco "Vilter" VA 1614.	99000
3 Válvulas de Flotador "Vilter" # 206.	87000
3 Conjuntos de Tuberías y Accesorios para circuitos de amoníaco. (Aislamiento de los mismos).	63000
3 Conjuntos de Dispositivos de Control Automático.	27000
1 Tanque de Congelación de 38.5 x 7.2 x 1.4 - metros, de planchas de acero soldadas, de 6 - milímetros, con refuerzos de vigas, con aislamiento de poliestireno, cubierta de paneles de madera, guías, soportes, etc.	1080000
2 Agitadores de Salmuera con motor, Controles y Arranques "Vilter" VB 96 - 30H.	65000
166 Chasis o Bastidores.	747000
1992 Moldes para Bloques de 50 Kg. (Galvanizados)	2490000
2 Grúas Eléctricas (Puentes Rodantes), de 2 toneladas con movimientos de elevación y traslación (Motores AC 3/60/220).	684000
1 Recipiente de Desmoldeo con circuito de agua, Bomba con motor y accesorios.	89000
1 Sistema Basculante (Volteador de Moldes).	80000
1 Tanque de Llenado Automático de Moldes.	485000
1 Instalación Eléctrica Completa de la Planta.	60500
1 Accesorios Varios e Imprevistos.	200000
1 Carga Inicial de Amoníaco.	75000
1 Carga Inicial de Cloruro de Calcio.	128000
TOTAL	8632000

ANEXO 4.1.3.

Otros Activos .-

	<u>Sucres</u>
Equipo de Oficina.	85000
Gastos de Instalación y Montaje*.	1294800
Intereses Durante la Construcción (6 meses).	697200
Imprevistos.	220000
TOTAL	2297000

ANEXO 4.2.

Capital de Operación .-

		<u>Sucres</u>
Materiales Directos.	(1 mes).	2417
Mano de Obra Directa.	" "	91250
Carga Fabril**.	" "	230825
Gastos de Ventas.	" "	20833
Gastos de Administración**.	" "	62027
	TOTAL	407352
	REDONDEADO A	410000

* 15% de los Costos de Maquinaria y Equipo.

** Excluye Depreciación y Amortización.

ANEXO 4.3.

Ventas Netas (Sucres).-

Productos	Precio de Venta por Bloque	Unidades	Importe Total
Bloques de hielo de 50 Kg.	12.0	697200	8366400

ANEXO 4.4.

Costos de Producción .-

		<u>Sucres</u>
1.-	Materiales Directos (Anexo 4.4.1.)	29004
2.-	Mano de Obra Directa (Anexo 4.4.2.)	1095000
3.-	Carga Fabril (Anexo 4.4.3.)	3275996
	a) Depreciación.	506100
	b) Mantenimiento.	220000
	c) Suministros.	2160540
	d) Seguros.	101220
	e) Imprevistos.	288136
		3275996
TOTAL		4400000

ANEXO 4.4.1.

1.- Materiales Directos .-

Denominación	Precio Unitario (sucres)	Cantidad (m ³)	Valor (sucres)
Agua Pura	0.832*	34860	29004

* Incluido Impuesto del 4% a las Ventas.

ANEXO 4.4.2.

2.- Mano de Obra Directa (En Sucres) .-

<u>Denominación</u>	<u>Sueldo Mensual*</u>	<u>No.</u>	<u>Total Anual</u>
Operario Calificado (Jefe de Guardia).	6000	1	72000
Operario Semicalificado.	4000	2	96000
Ayudante.	2500	2	60000
Aporte Patronal (9.5 %).			21660
Décimo Tercer Sueldo.			19000
Décimo Cuarto Sueldo.			17800
Fondo de Reserva.			19000
Vacaciones (1 mes).			19000
			324460
Sueldo Segundo Turno (12.5% Recargo).			365000
Sueldo Tercer Turno (25% Recargo).			405540
	TOTAL		1095000

* Incluido sobretiempos por sábados, domingos y feriados.

ANEXO 4.4.3.

3.- Carga Fabril .-a) Depreciación .-

Concepto	Costo en Planta (Sucres)	Vida Util (Años)	Cargo Anual (Sucres)
Edificios	1490000	20	74500
Maquinaria y Equipo.	8632000	20	431600
		TOTAL	506100

b) Reparación y Mantenimiento .-

220000

c) Suministros .-

	Costo Unitario	Cantidad Anual	Sucres
Energía Eléctrica. (KWH)	0.988*	2100000	2074800
Agua.	0.832*	45360	37740
Lubricantes.			48000
		TOTAL	2160540

d) Seguros .-

1% Edificios.	14900
1% Maquinaria y Equipo.	86320
	TOTAL
	101220

e) Imprevistos** .-

288136

* Incluido el 4% de impuesto a las ventas.

** En el rubro imprevistos está considerada la eventual reposición de salmuera, amoníaco y repuestos.

ANEXO 4.5.

Gastos de Ventas (En Sucres) .-

<u>Denominación</u>	<u>Total Anual</u>
Impuestos a las ventas (1.75%).	146412
Imprevistos.	103588
TOTAL	250000

ANEXO 4.6.

Gastos de Administración y Generales (En Sucres).-

<u>Denominación</u>	<u>Sueldo Mensual</u>	<u>No.</u>	<u>Total Anual</u>
Gerente.	13000	1	156000
Jefe de Planta.	10000	1	120000
Contador.	7000	1	84000
Secretarias.	3500	2	84000
Empleados.	3500	2	84000
Conserje.	1500	1	18000
Aporte Patronal. (9.5%)			51870
Décimo Tercer Sueldo.			45500
Décimo Cuarto Sueldo.			32700
Fondo de Reserva.			45500
Vacaciones (15 días).			22750
SUMAN			744320

	<u>Total Anual</u>
<u>Depreciación .-</u>	
Equipo de Oficina	8500
<u>Amortización .-</u>	
Gastos de Instalación y Montaje.	64740
Intereses Durante la Construcción.	34860
Imprevistos.	28880
 GASTOS DE ADMINISTRACION GENERALES TOTAL	 881300

ANEXO 4.7

Punto de Equilibrio Económico .-

<u>Denominación</u>	<u>Costos Fijos (Sucres)</u>	<u>Costos Variables (Sucres)</u>
Materiales Directos (Anexo 4.4.1.)		29004
Mano de Obra Directa (Anexo - 4.4.2.)	821250	273750
Depreciación, (Anexo 4.4.3.)	506100	
Reparación y Mantenimiento (A- nexo 4.4.3.)	165000	55000
Suministros (Anexo 4.4.3.)		2160540
Seguros (Anexo 4.4.3.)	101220	
Imprevistos (Anexo 4.4.3.)	148136	140000
Gastos de Administración y Gene- rales (Anexo 4.6.).	881300	
 TOTALES	 2623006	 2658294
	-----	-----

$$\text{Ventas Totales Deducidos Gastos} = 8366400 - 250000 = 8116400$$

$$A = \text{Costos Fijos} = 2623006$$

$$B = \frac{\text{Costos Variables}}{\text{Ventas}} = \frac{2658294}{8116400} = 0.3275213$$

$$\text{Punto de Equilibrio} = \frac{A}{(1 - B) \text{ Ventas}} \quad (4-1)$$

$$\text{Punto de Equilibrio} = \frac{2623006}{(1 - 0.3275213) 8116400}$$

$$\text{Punto de Equilibrio} = 48.06\%$$

CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Aunque creemos haber señalado las características más importantes acerca del presente trabajo, es necesario hacer una recopilación de ciertos aspectos técnico-económicos que redundarían en beneficio de la instalación y explotación de la planta productora de hielo en bloques.

Las principales conclusiones a las que se ha llegado son:

- 1) Basándonos en el actual y futuro mercado y sobre todo en el desarrollo pesquero industrial del país, es factible la instalación de esta planta frigorífica productora de hielo en bloques con una capacidad máxima de 100 toneladas diarias.
- 2) Los estudios técnico-económicos se han hecho suponiendo la instalación de la planta en Guayaquil; pero efectuando ligeros cambios, la misma podría ser instalada en otra ciudad de la costa, como Manta o Esmeraldas.
- 3) Se ha establecido la máxima producción de la planta en 100 toneladas diarias, pero ya que hemos utilizado tres equipos frigoríficos de características iguales, la versatilidad de la planta en capacidad es grande, lo que redundará en una gran economía, cuando es necesario disminuir la producción. Inclusive, sería posible disminuir la capacidad instalada de la planta, efectuando algunas modificaciones en el equipo.
- 4) Los equipos seleccionados son de fácil adquisición, por medio de los representantes de las casas constructoras, e inclusive no reviste un gran problema el sustituirlos con otros de iguales capacidades y características.
- 5) La inversión total se ha estimado en 12949000 sucres, lo que incluye capital para un mes de operación y suponiendo un trabajo de la planta de 24 horas diarias durante 350 días al año, las utilidades serían de 2835100 sucres y la rentabilidad sobre la inversión total estaría alrededor del 21.89%, valor aceptable desde todo punto de vista.
- 6) El punto de equilibrio económico o punto de nivelación, está a un 48.06% de la máxima capacidad de producción; el cual es bastante aceptable.

Las siguientes recomendaciones pueden ser hechas :

- 1) Es necesario instalar junto a la planta de fabricación de hielo una bodega frigorífica para almacenar los bloques de hielo. Los gastos de instalación y operación de esta bo -

dega' podrían ser amortizados arrendando espacios de la misma, para almacenar productos perecederos.

- 2) Sería económicamente beneficioso la instalación de máquinas, que utilizando bloques, produzcan hielo picado y en cubitos; estas máquinas son de bajo costo y sus productos tienen gran aceptación; además estas máquinas podrían amortizarse en - corto tiempo.

TABLA A-1

Cálculo de la proyección de la demanda de hielo basada en ventas* de las fábricas "Frigorífica del Guayas" y "El - Nevado".

METODO .- Ajuste de varios puntos a una línea recta por - cuadrados menores

<u>Años</u>	<u>Demanda</u>	<u>Tiempo</u>			<u>Tendencia</u>	<u>Variación</u>
T. x 1000		Años			T. x 1000	T. x 1000
	Yi	Xi	Xi ²	XiYi	Yi'	Yi - Yi'
1968	54.42	0	0	0	51.37	3.05
1969	56.54	1	1	56.54	59.33	- 2.79
1970	67.48	2	4	134.96	67.29	0.19
1971	74.26	3	9	222.78	75.24	- 0.98
1972	80.44	4	16	321.76	83.20	- 2.76
1973	<u>94.43</u>	<u>5</u>	<u>25</u>	<u>472.15</u>	91.16	3.27
	427.57	15	55	1208.19		
1974		6			99.12	
1975		7			107.08	
1976		8			115.03	
1977		9			122.99	
1978		10			130.95	
1979		11			138.91	
1980		12			146.87	

La tendencia Yi' está dada por :

$$Yi' = a Xi + b$$

$$(2-1) \left[\text{Ref. 20} \right]$$

Donde :

$$a = \frac{n \sum XiYi - \sum Xi \sum Yi}{n \sum Xi^2 - (\sum Xi)^2}$$

$$(2-2) \left[\text{Ref. 20} \right]$$

$$a = \frac{6 \times 1208.19 - 15 \times 427.57}{6 \times 55 - 15^2}$$

$$a = 7.958$$

$$b = \frac{\sum Yi - a \sum Xi}{n}$$

$$(2-3) \left[\text{Ref. 20} \right]$$

$$b = \frac{427.57 - 7.958 \times 15}{6}$$

$$b = 51.37$$

* Valores estimados sujetos a ligeros errores.

TABLA A-2

PROPIEDADES DE SOLUCIONES DE CLORURO DE SODIO

Punto de con. en °C	°Bé	Peso esp.	Cont. en sal en % de peso de la sol.	Partes de sal sobre 100 de agua (2)	Calor espec. en kcal/kg °C de la sol. a								
	a 15°C				-20°	-10°	+0°	+10°	+20°	+30°	+40°	+50°	
0,0	0,1	1,00	0,1	0,1				1,001	0,999	0,997	0,996	0,997	0,998
— 0,8	1,6	1,01	1,5	1,5				0,973	0,975	0,978	0,981	0,984	0,987
— 1,7	3,0	1,02	2,9	3,0				0,956	0,959	0,963	0,966	0,970	0,973
— 2,7	4,3	1,03	4,3	4,5				0,941	0,945	0,948	0,951	0,955	0,958
— 3,6	5,7	1,04	5,6	5,9				0,927	0,931	0,934	0,937	0,940	0,943
— 4,6	7,0	1,05	7,0	7,5				0,914	0,917	0,920	0,923	0,926	0,929
— 5,5	8,3	1,06	8,3	9,0				0,901	0,904	0,907	0,910	0,913	0,916
— 6,6	9,6	1,07	9,6	10,6				0,880	0,882	0,885	0,888	0,891	0,894
— 7,8	10,8	1,08	11,0	12,3				0,878	0,881	0,884	0,887	0,889	0,892
— 9,1	12,0	1,09	12,3	14,0				0,867	0,870	0,873	0,876	0,878	0,881
—10,4	13,2	1,10	13,6	15,7		0,855	0,857	0,860	0,863	0,865	0,868	0,870	
—11,8	14,4	1,11	14,9	17,5		0,845	0,848	0,850	0,853	0,856	0,858	0,860	
—13,2	15,6	1,12	16,2	19,3		0,836	0,839	0,841	0,844	0,846	0,849	0,851	
—14,6	16,7	1,13	17,5	21,2		0,828	0,830	0,832	0,835	0,837	0,840	0,842	
—16,2	17,8	1,14	18,8	23,1		0,819	0,822	0,824	0,826	0,829	0,831	0,833	
—17,8	18,9	1,15	20,0	25,0		0,811	0,814	0,816	0,818	0,821	0,823	0,825	
—19,4	20,0	1,16	21,2	26,9		0,803	0,806	0,808	0,810	0,813	0,815	0,817	
—21,2 ¹⁾	21,1	1,17	22,4	29,0	0,793	0,796	0,798	0,800	0,803	0,805	0,807	0,809	
—17,3	22,1	1,18	23,7	31,1		0,789	0,791	0,793	0,795	0,797	0,799	0,801	
—11,1	23,1	1,19	24,9	33,1		0,782	0,784	0,786	0,788	0,790	0,792	0,793	
— 2,7	24,2	1,20	26,1	35,3			0,778	0,779	0,781	0,783	0,784	0,786	
0,0	24,4	1,203	26,3	35,7			0,776	0,778	0,780	0,781	0,783	0,785	

(1) Punto criohidrático.

(2) Para sal libre de agua.

TABLA A-3

PROPIEDADES DE SOLUCIONES DE CLORURO
DE CALCIO

Punto de cong. °C	°Bé	Peso esp.	Cantidad de sal en % de peso de la sol	Partes en peso de sal por 100 de agua (2)
	a 15°C			
0,0	0,1	1,00	0,1	0,1
— 0,6	1,6	1,01	1,3	1,3
— 1,2	3,0	1,02	2,5	2,6
— 1,8	4,3	1,03	3,6	3,7
— 2,4	5,7	1,04	4,8	5,0
— 3,0	7,0	1,05	5,9	6,3
— 3,7	8,3	1,06	7,1	7,6
— 4,4	9,6	1,07	8,3	9,0
— 5,2	10,8	1,08	9,4	10,4
— 6,1	12,0	1,09	10,5	11,7
— 7,1	13,2	1,10	11,5	13,0
— 8,1	14,4	1,11	12,6	14,4
— 9,1	15,6	1,12	13,7	15,9
— 10,2	16,7	1,13	14,7	17,3
— 11,4	17,8	1,14	15,8	18,8
— 12,7	18,9	1,15	16,8	20,2
— 14,2	20,0	1,16	17,8	21,7
— 15,7	21,1	1,17	18,9	23,3
— 17,4	22,1	1,18	19,9	24,9
— 19,2	23,1	1,19	20,9	26,5
— 21,2	24,1	1,20	21,9	28,0
— 23,3	25,1	1,21	22,8	29,6
— 25,7	26,1	1,22	23,8	31,2
— 28,3	27,1	1,23	24,7	32,9
— 31,2	28,0	1,24	25,7	34,6
— 34,6	28,9	1,25	26,6	36,2
— 38,6	29,8	1,26	27,5	37,9
— 43,6	30,7	1,27	28,4	39,7
— 50,1	31,6	1,28	29,4	41,6
— 55,0 ¹⁾	32,3	1,286	29,9	42,7
— 50,6	32,5	1,29	30,3	43,5
— 41,6	33,4	1,30	31,2	45,5
— 33,9	34,2	1,31	32,1	47,3
— 27,1	35,1	1,32	33,0	49,3
— 21,2	35,9	1,33	33,9	51,3
— 15,6	36,7	1,34	34,7	53,2
— 10,2	37,5	1,35	35,6	55,3
— 5,1	38,3	1,36	36,4	57,4
0,0	39,1	1,37	37,3	59,5

Calor específico en kcal/kg°C de la solución a									
-40°	-30°	-20°	-10°	0°	+10°	+20°	+30°	+40°	+50°
				1,063	0,997	0,953	0,997	0,996	0,997
				0,986	0,984	0,983	0,982	0,981	0,982
				0,968	0,967	0,967	0,966	0,966	0,967
				0,950	0,950	0,951	0,951	0,951	0,952
				0,932	0,933	0,934	0,935	0,936	0,937
				0,915	0,917	0,918	0,919	0,921	0,922
				0,899	0,901	0,903	0,904	0,906	0,908
				0,882	0,885	0,887	0,890	0,892	0,895
				0,866	0,869	0,872	0,875	0,879	0,882
				0,851	0,854	0,858	0,861	0,865	0,868
				0,836	0,840	0,844	0,848	0,852	0,856
				0,822	0,825	0,830	0,835	0,839	0,844
				0,808	0,813	0,817	0,822	0,827	0,831
			0,789	0,795	0,800	0,805	0,810	0,815	0,820
			0,776	0,782	0,788	0,793	0,798	0,803	0,808
			0,764	0,770	0,776	0,781	0,787	0,791	0,797
			0,753	0,758	0,764	0,770	0,775	0,780	0,786
			0,742	0,747	0,753	0,759	0,765	0,770	0,775
			0,731	0,737	0,742	0,748	0,754	0,760	0,765
			0,721	0,727	0,732	0,738	0,744	0,750	0,756
		0,705	0,711	0,717	0,723	0,729	0,735	0,741	0,747
		0,696	0,702	0,708	0,714	0,720	0,726	0,732	0,738
		0,688	0,694	0,700	0,706	0,712	0,718	0,724	0,730
		0,680	0,686	0,692	0,698	0,704	0,710	0,716	0,722
	0,667	0,673	0,679	0,685	0,691	0,697	0,703	0,709	0,715
	0,660	0,666	0,672	0,678	0,684	0,690	0,696	0,702	0,708
	0,653	0,659	0,665	0,671	0,677	0,683	0,689	0,695	0,701
0,640	0,646	0,652	0,658	0,664	0,670	0,676	0,682	0,688	0,694
0,634	0,640	0,646	0,652	0,658	0,664	0,670	0,676	0,682	0,688
0,630	0,636	0,642	0,648	0,654	0,660	0,666	0,672	0,678	0,684
0,627	0,633	0,639	0,645	0,651	0,657	0,663	0,670	0,676	0,682
0,621	0,627	0,633	0,639	0,645	0,651	0,657	0,663	0,670	0,676
	0,620	0,626	0,633	0,639	0,645	0,651	0,657	0,664	0,670
		0,620	0,627	0,633	0,639	0,645	0,652	0,658	0,665
		0,611	0,621	0,627	0,634	0,640	0,646	0,653	0,659
			0,615	0,621	0,628	0,634	0,641	0,647	0,654
			0,609	0,616	0,622	0,629	0,636	0,643	0,649
				0,610	0,617	0,624	0,631	0,638	0,644
				0,604	0,611	0,618	0,625	0,632	0,639

TABLA A-4

PROPIEDADES DE SOLUCIONES DE CLORURO
DE MAGNESIO

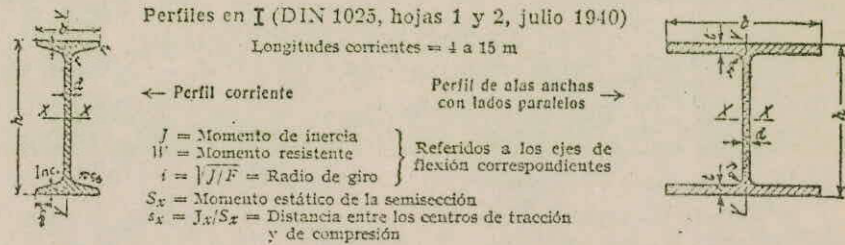
Punto de cong. °C	°Bé	Peso esp.	Cantidad de sal en % de peso de la sol.	Partes en pes. de sal en 100 partes en p. de agua (2)
	a 15°C			
0,0	0,1	1,00	0,2	0,2
— 0,7	1,6	1,01	1,4	1,4
— 1,4	3,0	1,02	2,6	2,7
— 2,2	4,4	1,03	3,7	3,9
— 3,1	5,7	1,04	4,9	5,2
— 4,0	7,0	1,05	6,1	6,5
— 5,0	8,4	1,06	7,2	7,8
— 6,0	9,7	1,07	8,3	9,1
— 7,2	10,8	1,08	9,4	10,4
— 8,7	12,0	1,09	10,5	11,7
— 10,3	13,2	1,10	11,6	13,1
— 12,3	14,4	1,11	12,7	14,5
— 14,5	15,6	1,12	13,8	16,0
— 17,1	16,7	1,13	14,9	17,5
— 19,9	17,8	1,14	16,0	19,1
— 22,9	18,9	1,15	17,0	20,5
— 26,0	20,0	1,16	18,0	22,0
— 29,1	21,1	1,17	19,1	23,6
— 32,2	22,1	1,18	20,1	25,2
— 33,6 ¹⁾	22,5	1,184	20,6	25,9
— 32,1	23,2	1,19	21,2	26,9
— 29,8	24,2	1,20	22,2	28,5
— 27,5	25,2	1,21	23,2	30,2
— 25,2	26,1	1,22	24,2	31,9
— 23,0	27,1	1,23	25,2	33,7
— 20,9	28,0	1,24	26,2	35,5
— 19,0	29,0	1,25	27,2	37,4
— 17,5	29,9	1,26	28,2	39,3
— 16,7	30,8	1,27	29,2	41,2
— 16,4	31,7	1,28	30,2	43,2
— 16,6	32,5	1,29	31,1	45,2
— 14,5	33,4	1,30	32,1	47,2
— 9,8	34,2	1,31	33,0	49,3
— 5,0	35,1	1,32	34,0	51,5
0,0	35,6	1,326	34,6	52,9
+10,0	35,9	1,33	35,0	53,8
+30,0	36,7	1,34	35,9	55,0

Calor esp. de la sol. en kcal/kg°C a							
—30°	—20°	—10°	0°	+10°	+20°	+30°	+40°
			1,003	0,999	0,998	0,997	0,997
			0,983	0,982	0,982	0,981	0,981
			0,964	0,965	0,965	0,966	0,966
			0,946	0,948	0,949	0,950	0,951
			0,929	0,931	0,933	0,934	0,936
			0,912	0,914	0,917	0,919	0,921
			0,895	0,898	0,901	0,904	0,907
			0,878	0,881	0,885	0,888	0,892
			0,861	0,865	0,869	0,873	0,877
			0,845	0,850	0,854	0,859	0,863
		0,826	0,830	0,835	0,840	0,845	0,850
		0,811	0,816	0,821	0,826	0,831	0,836
		0,797	0,802	0,807	0,813	0,818	0,823
		0,782	0,788	0,794	0,800	0,805	0,811
	0,762	0,769	0,775	0,781	0,787	0,793	0,799
	0,751	0,757	0,763	0,769	0,775	0,782	0,788
	0,739	0,745	0,751	0,757	0,764	0,770	0,777
	0,728	0,734	0,740	0,746	0,753	0,759	0,766
0,711	0,717	0,723	0,729	0,735	0,742	0,748	0,755
0,707	0,713	0,719	0,725	0,731	0,738	0,744	0,751
0,701	0,707	0,713	0,719	0,725	0,732	0,738	0,745
	0,696	0,702	0,708	0,714	0,721	0,727	0,734
	0,686	0,692	0,698	0,704	0,711	0,717	0,724
	0,676	0,682	0,688	0,694	0,701	0,707	0,714
	0,666	0,673	0,679	0,685	0,691	0,698	0,704
	0,657	0,663	0,669	0,675	0,682	0,688	0,695
		0,654	0,660	0,666	0,672	0,679	0,686
		0,645	0,651	0,657	0,663	0,669	0,676
		0,635	0,641	0,647	0,654	0,660	0,666
		0,626	0,632	0,638	0,644	0,651	0,657
		0,617	0,623	0,629	0,635	0,642	0,648
		0,608	0,614	0,620	0,626	0,633	0,639
			0,605	0,611	0,617	0,624	0,630
			0,596	0,602	0,609	0,615	0,621
			0,590	0,597	0,604	0,610	0,616
				0,593	0,600	0,606	0,612
						0,597	0,603

- (1) Punto criohidrátrico.
(2) Para sal libre de agua.

TABLA A-5

PERFILES EN I



Designación	Medidas en mm						Sección	Peso	Respecto al eje								S_x	s_x
									X — X				Y — Y					
	h	b	d	t	r	r_1			J_x	W_x	i_x	J_y	W_y	i_y				
I							F cm ²	G kg/m	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm				
8	80	42	3,9	5,9	3,9	2,8	7,58	5,95	77,8	19,5	3,20	6,29	3,00	0,91	11,4	6,84		
10	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	10,6	8,32	171	34,2	4,01	12,2	4,88	1,07	19,9	8,57		
12	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	14,2	11,2	328	54,7	4,81	21,5	7,41	1,23	31,8	10,3		
14	140	68	5,7	8,6	5,7	3,4	18,3	14,4	573	81,9	5,61	35,2	10,7	1,40	47,7	12,0		
16	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	22,8	17,9	935	117	6,40	54,7	14,8	1,55	68,0	13,7		
18	180	82	6,9	10,4	6,9	4,1	27,9	21,9	1450	161	7,20	81,3	19,8	1,71	88,4	15,5		
20	200	90	7,5	11,3	7,5	4,5	33,5	26,3	2140	214	8,00	117	26,0	1,87	125	17,2		
22	220	98	8,1	12,2	8,1	4,8	39,6	31,1	3080	278	8,80	162	33,1	2,02	162	18,9		
24	240	106	8,7	13,1	8,2	5,2	46,1	36,2	4250	354	9,59	221	41,7	2,20	206	20,6		
26	260	113	9,4	14,1	9,4	5,6	53,4	41,9	5740	442	10,4	288	51,0	2,32	257	22,3		
28	280	119	10,1	15,2	10,1	6,1	61,1	48,0	7580	542	11,1	364	61,2	2,45	316	24,0		
30	300	125	10,8	16,2	10,8	6,5	69,1	54,2	9800	653	11,9	451	72,2	2,56	381	25,7		
32	320	131	11,5	17,3	11,5	6,9	77,8	61,1	12310	782	12,7	555	84,7	2,67	457	27,4		
34	340	137	12,2	18,3	12,2	7,3	86,8	68,1	15700	923	13,5	674	98,4	2,80	540	29,1		
36	360	143	13,0	19,5	13,0	7,8	97,1	76,2	19810	1090	14,2	818	114	2,90	638	30,7		
38	380	149	13,7	20,5	13,7	8,2	107	84,0	24010	1260	15,0	975	131	3,02	741	32,4		
40	400	155	14,4	21,6	14,4	8,6	118	92,6	28210	1460	15,7	1160	149	3,13	857	34,1		
42 1/2	425	163	15,3	23,0	15,3	9,2	132	104	36970	1740	16,7	1440	176	3,30	1020	36,2		
45	450	170	16,2	24,3	16,2	9,7	147	115	45850	2010	17,7	1730	203	3,43	1200	38,3		
47 1/2	475	178	17,1	25,6	17,1	10,3	163	129	56180	2330	18,6	2090	235	3,60	1400	40,4		
50	500	183	18,0	27,0	18,0	10,8	180	141	65740	2750	19,6	2480	268	3,72	1620	42,4		
55	550	200	19,0	30,0	19,0	11,9	213	167	99180	3610	21,6	3490	340	4,02	2120	46,8		
60	600	215	21,6	32,4	21,6	13,0	254	199	139000	4680	23,4	4670	434	4,30	2730	50,9		

Hierros en I de alas anchas con lados paralelos

Designación	h	b	d	t	r	r_1	F cm ²	G kg/m	J_x cm ⁴	W_x cm ³	i_x cm	J_y cm ⁴	W_y cm ³	i_y cm	S_x	s_x
P 20	200	200	10	16	15		82,7	64,9	5950	595	8,48	2140	214	5,05	337	17,7
P 22	220	220	10	16	15		91,1	71,5	8050	732	9,37	2840	258	5,59	412	19,5
P 24	240	240	11	18	17		111	87,4	11690	974	10,5	4150	346	6,11	549	21,3
P 26	260	260	11	18	17		121	94,3	15050	1160	11,2	5280	406	6,61	649	23,2
P 28	280	280	12	20	18		144	113	20720	1480	12,0	7320	523	7,14	831	24,9
P 30	300	300	12	20	18		154	121	25760	1720	12,9	9010	600	7,65	959	26,8
P 32	320	300	13	22	20		171	135	32250	2020	13,7	9910	661	7,60	1130	28,5
P 34	340	300	13	22	20		174	137	36940	2170	14,5	9910	661	7,55	1220	30,3
P 36	360	300	14	24	21		192	150	45120	2510	15,3	10810	721	7,51	1410	32,0
P 38	380	300	14	24	21		194	153	50950	2680	16,2	10810	721	7,46	1510	33,8
P 40	400	300	14	26	21		209	164	60640	3030	17,0	11710	781	7,49	1700	35,6
P 45	450	300	15	28	23		232	182	84220	3740	19,0	12620	841	7,38	2110	40,0
P 50	500	300	16	30	24		255	200	118200	4530	21,0	13530	902	7,28	2560	44,3
P 55	550	300	16	30	24		263	207	140300	5100	23,1	13530	902	7,17	2880	48,7
P 60	600	300	17	32	26		289	227	180800	6030	25,0	14440	962	7,07	3410	53,0
P 65	650	300	17	32	26		297	234	216800	6670	27,0	14440	962	6,97	3760	57,4
P 70	700	300	18	34	27		324	254	270300	7720	28,9	15350	1020	6,88	4400	61,5
P 80	800	300	18	34	27		342	263	368400	9160	32,7	15350	1020	6,70	5220	70,2
P 90	900	300	19	36	30		381	299	506000	11250	36,4	16270	1080	6,53	6450	78,4
P 100	1000	300	19	36	30		400	314	644700	12900	40,1	16280	1080	6,37	7430	86,8

TABLA A-6

DIMENSIONES PESOS SUPERFICIES Y LONGITUDES POR HAZ DE TUBOS
DE EVAPORADORES "VILTER SUPER FLOODED RACEWAY COILS."

No. P. W. per Bundle	No. of Pipes High	6	8	10	12	14	16	18	20
	Dimension "A+A" in inches	30	42	54	66	78	90	102	114
	Dimension "C" in inches*	14*	18*	22*	26*	30*	34*	38*	42*
1	B—Lineal Ft./Ft.....	6	8	10	12	14	16	18	20
	B—Sq. Ft. Surface/Ft.....	2.61	3.48	4.35	5.22	6.08	6.96	7.83	8.7
	B—Wt./Ft. of Length-lbs.	15.6	20.8	26	31.2	36.4	41.6	46.7	52
	"A+A" in lineal feet.....	13	24	38	55	76	100	127	153
	"A+A" in sq. ft. of surf.....	5.65	10.4	16.5	23.9	33	43.5	55	68.6
	"A+A" in weight-lbs.	70	110	145	200	245	305	375	460
2	Dimension "H" in inches*	24¼*	28¼*	32¼*	36¼*	40¼*	44¼*	48¼*	52¼*
	B—Lineal Ft./Ft.....	12	16	20	24	28	32	36	40
	B—Sq. Ft. Surface/Ft.....	5.22	6.96	8.7	10.4	12.2	13.9	15.7	17.4
	B—Wt./Ft. of Length-lbs.	37	47	57	67	78	88	98	108
	"A+A" in lineal feet.....	26	48	76	110	152	200	254	316
	"A+A" in sq. ft. of surf.....	11.3	20.8	33	47.8	66	87	110	137
	"A+A" in weight-lbs.	220	300	395	500	630	770*	920	1100
3	Dimension "H" in inches*	26½*	30½*	34½*	38½*	42½*	46½*	50½*	54½*
	B—Lineal Ft./Ft.....	18	24	30	36	42	48	54	60
	B—Sq. Ft. Surface/Ft.....	7.83	10.4	13.0	15.6	18.2	20.9	23.5	26.1
	B—Wt./Ft. of Length-lbs.	56	71	86	101	116	130	145	160
	"A+A" in lineal feet.....	39	72	114	165	228	300	381	474
	"A+A" in sq. ft. of surf.....	17	31.2	49.5	71.7	99	130	165	206
	"A+A" in weight-lbs.	325	435	570	715	900	1100	1310	1565
4	Dimension "H" in inches*	28¾*	32¾*	36¾*	40¾*	44¾*	48¾*	52¾*	56¾*
	B—Lineal Ft./Ft.....	24	32	40	48	56	64	72	80
	B—Sq. Ft. Surface/Ft.....	10.4	13.9	17.4	20.9	24.3	27.8	31.3	34.8
	B—Wt./Ft. of Length-lbs.	74	94	113	132	152	173	192	212
	"A+A" in lineal feet.....	52	96	152	220	304	400	508	632
	"A+A" in sq. ft. of surf.....	22.6	41.6	66	95.6	132	174	220	275
	"A+A" in weight-lbs.	420	570	745	950	1190	1455	1750	2060
5	Dimension "H" in inches*	31*	35*	39*	43*	47*	51*	55*	59*
	B—Lineal Ft./Ft.....	30	40	50	60	70	80	90	100
	B—Sq. Ft. Surface/Ft.....	13	17.4	21.7	26.1	30.5	34.8	39.1	43.5
	B—Wt./Ft. of Length-lbs.	91	118	143	167	193	217	241	266
	"A+A" in lineal feet.....	65	120	190	275	380	500	635	790
	"A+A" in sq. ft. of surf.....	28.2	52	82.5	119.5	165	217.5	275	343
	"A+A" in weight-lbs.	545	730	950	1200	1500	1830	2200	2600

TABLA A-7

DIMENSIONES DE EVAPORADORES "VILTER SUPER FLOODED RACEWAY

COILS"

P. W.	No. of Bundles	Pipes Wide per Bundle	Raceway Width R	M	W
† 1	1	1		2 7/8"	2 7/8"
2	1	2	5 3/4"	3 5/8"	5 1/8"
3	1	3	8"	4 3/4"	7 1/4"
4	1	4	10 1/4"	5 7/8"	9 3/4"
5	1	5	12 1/2"	7"	12"
6	2	3	16"	4 3/4"	7 1/2"
8	2	4	20 1/2"	5 1/2"	9 3/4"
9	3	3	24"	4 3/4"	7 1/2"
10	2	5	25"	7"	12"
12	3	4	30 3/4"	5 7/8"	9 3/4"
15	3	5	37 1/2"	7"	12"
16	4	4	41"	5 7/8"	9 3/4"
18	6	3	48"	4 3/4"	7 1/2"
20	4	5	50"	7"	12"
24	6	4	61 1/2"	5 7/8"	9 3/4"
25	5	5	62 1/2"	7"	12"
28	7	4	71 3/4"	5 7/8"	9 3/4"
30	6	5	75"	7"	12"

TABLA A-8

GALONES POR MINUTO BASADOS EN 100 PIES POR MINUTO DE VELOCIDAD POR HAZ DE TUBOS DE EVAPORADORES "VILTER SUPER FLOODED-RACEWAY COILS"

Pipes High	Pipes Wide Per Bundle			
	2	3	4	5
6	235	310	390	470
8	310	410	515	620
10	385	510	640	770
12	460	600	765	920
14	535	700	890	1070
16	610	800	1015	1220
18	685	900	1140	1370
20	760	1000	1265	1520

TABLA A-9

CONDENSADORES MULTITUBULARES HORIZONTALES "VILTER" PARA
AMONIACO

Nominal Size	Actual Shell O.D.	Air Disch. Capacity #/min. "	Tubes			Material	Tube Sheets
			Number	Length	Sq. Ft. of Surface		
12"x 6" 12"x 8" 12"x10" 12"x12" 12"x14" 12"x16" 12"x18" 12"x20"	12-3/4"	3.18 4.25 5.31 6.36 7.44 8.50 9.55 10.6	42	6' 8' 10' 12' 14' 16' 18' 20'	82 109 138 165 192 219 247 275	↑ 1 1/4" O.D. .110" Avg. wall steel per ASTM A-214 ↓	1-1/4" thick steel
16"x 8" 16"x10" 16"x12" 16"x14" 16"x16" 16"x18" 16"x20"	16"	5.34 6.67 8.0 9.34 10.7 12.0 13.4	76	8' 10' 12' 14' 16' 18' 20'	198 249 299 348 398 449 497		1-1/4" thick steel
20"x10" 20"x12" 20"x14" 20"x16" 20"x18" 20"x20"	20"	8.33 10.0 11.7 13.3 15.0 16.7	121	10' 12' 14' 16' 18' 20'	396 476 555 634 713 792		1-1/4" thick steel
24"x12" 24"x14" 24"x16" 24"x18" 24"x20"	24"	12.0 14.0 16.0 18.0 20.0	181	12' 14' 16' 18' 20'	710 828 946 1055 1184		1-1/4" thick steel
30"x12" 30"x14" 30"x16" 30"x18" 30"x20"	30"	15.0 17.5 20.0 22.5 25.0	291	12' 14' 16' 18' 20'	1142 1332 1522 1712 1903		1-1/4" thick steel
36"x12" 36"x14" 36"x16" 36"x18" 36"x20"	37-1/8"	18.6 21.7 24.8 27.9 30.9	459	12' 14' 16' 18' 20'	1805 2105 2405 2705 3005		1-1/2" thick steel
42"x12" 42"x14" 42"x16" 42"x18" 42"x20"	43-1/4"	21.6 25.2 28.8 32.4 36.0	637	12' 14' 16' 18' 20'	2500 2920 3335 3750 4165		1-1/2" thick steel
48"x12" 48"x14" 48"x16" 48"x18" 48"x20"	49-1/2"	24.8 28.9 33.0 37.2 41.3	831	12' 14' 16' 18' 20'	3260 3805 4350 4890 5430		1-1/2" thick steel

TABLA A-10

AGITADORES VERTICALES "VILTER" CON CONEXION DIRECTA

1150 R. P. M. Motor

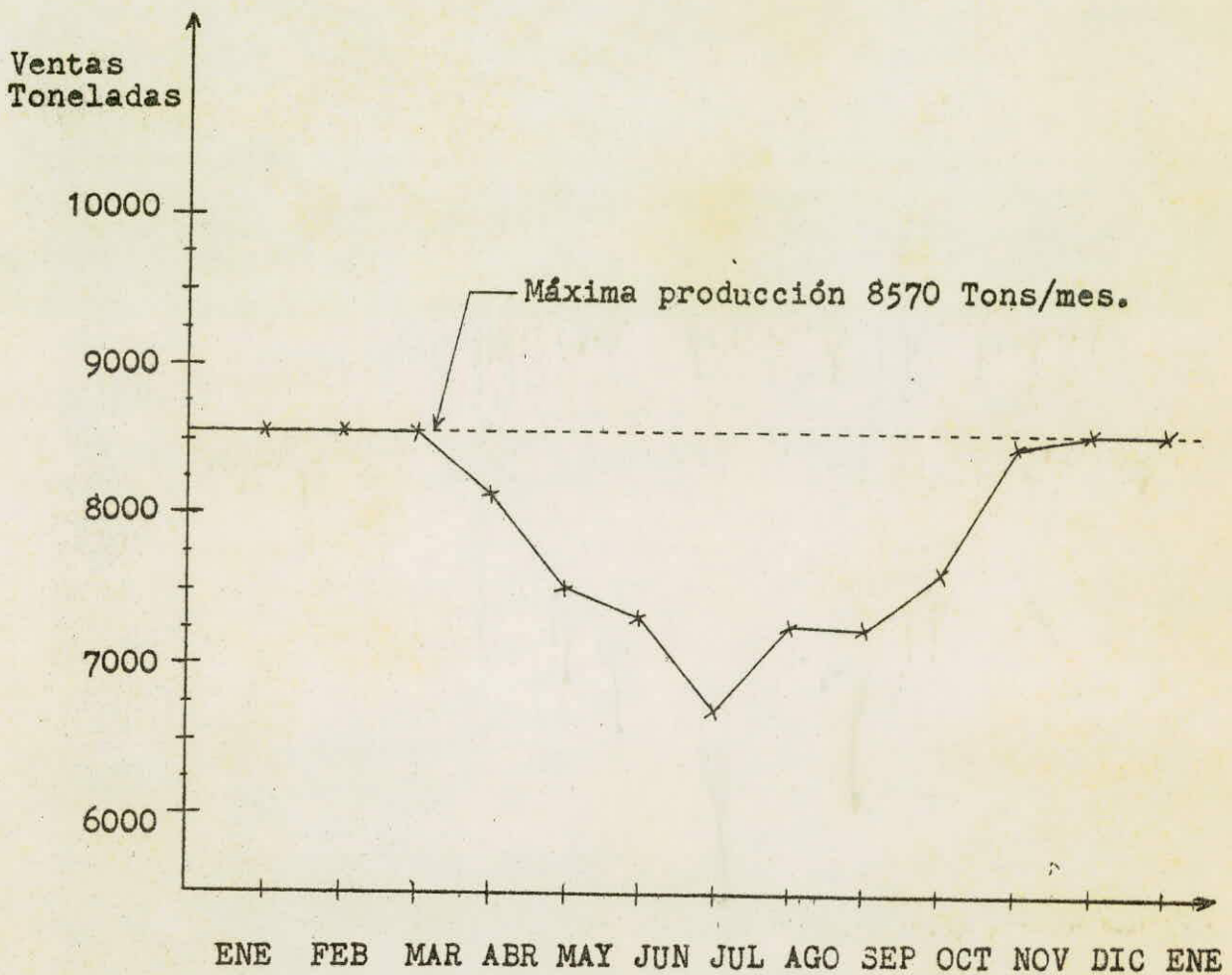
Unit No.	Propeller		Motor H. P.	GPM
	Dia.	Pitch		
VA66-10H	6"	6"	1	425
VA68-15H	6"	8"	1½	560
VB85-20H	8"	5"	2	640
VB88-30H	8"	8"	3	980
VB96-30H	9"	6"	3	1800
VB910-50H	9"	10"	5	2200
VB126-50H	12"	6"	5	2300
VB1210-75H	12"	10"	7½	3200

360 R. P. M. Motor

Unit No.	Propeller		Motor H. P.	GPM
	Dia.	Pitch		
VB88-20L	8"	8"	2	750
VB96-20L	9"	6"	2	1280
VB910-20L	9"	10"	2	1440
VB126-30L	12"	6"	3	1680
VB1210-50L	12"	10"	5	2400

GRAFICO B-1

CURVA DE DEMANDA DE HIELO SEGUN VENTAS DE LAS FABRICAS
"FRIGORIFICA DEL GUAYAS" Y "EL NEVADO" PARA EL AÑO 1973



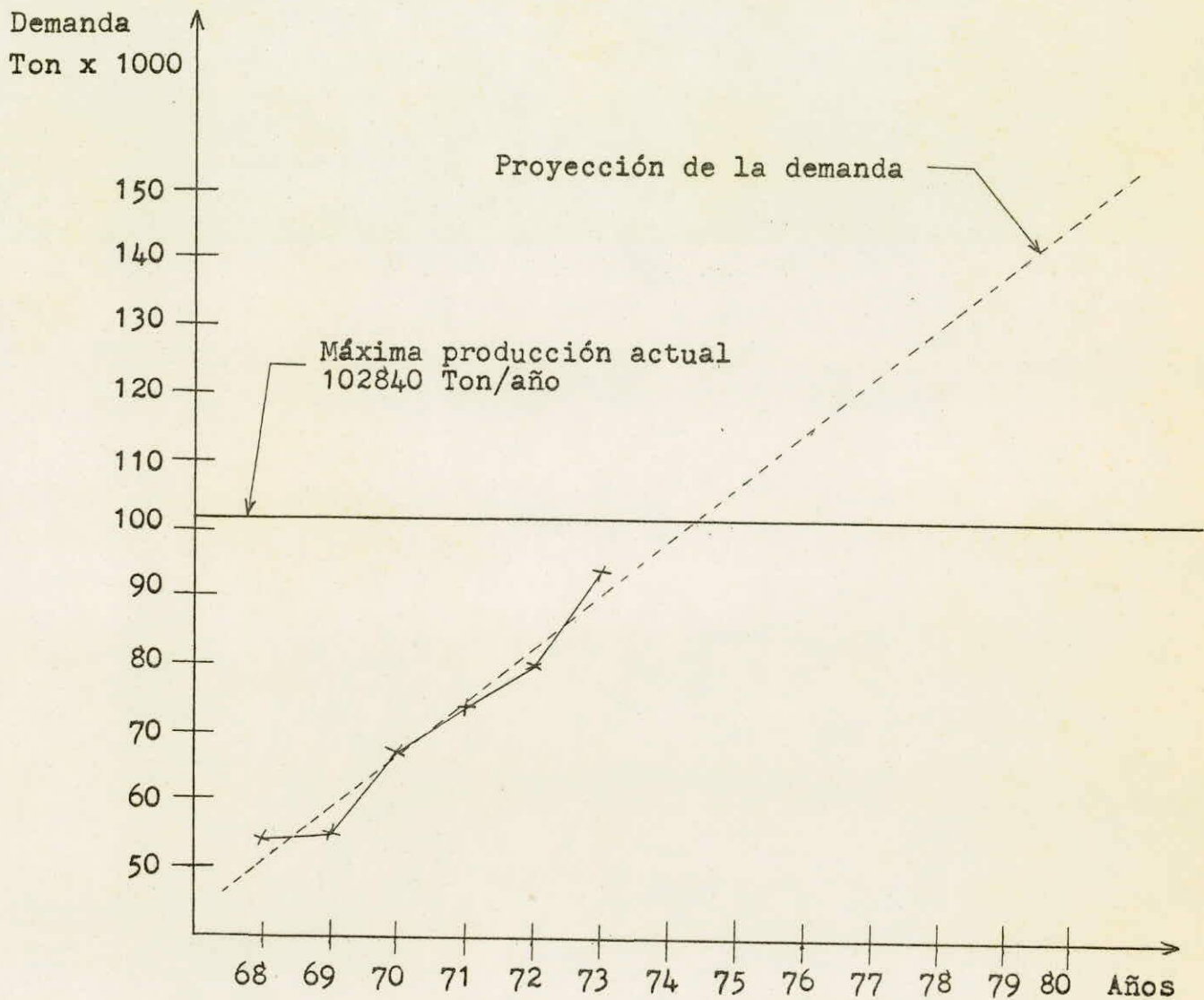
Demandas Mensuales .-

Enero	=	8570 Ton.	Julio	=	6680 Ton.
Febrero	=	8570 "	Agosto	=	7250 "
Marzo	=	8570 "	Septiembre	=	7240 "
Abril	=	8100 "	Octubre	=	7630 "
Mayo	=	7480 "	Noviembre	=	8470 "
Junio	=	7300 "	Diciembre	=	8570 "

Demanda total anual .- 94430 Toneladas.

GRAFICO B-2

PROYECCION DE LA DEMANDA DE HIELO SEGUN VENTAS DE LAS
FABRICAS "FRIGORIFICA DEL GUAYAS" Y "EL NEVADO"



METODO .- Ajuste de varios puntos a una línea recta por cuadrados menores.

FUENTE .- Tabla A-1

GRAFICO B-3

CURVA DE HIELO Y SATURACION DE UNA SOLUCION DE CLORURO DE SODIO

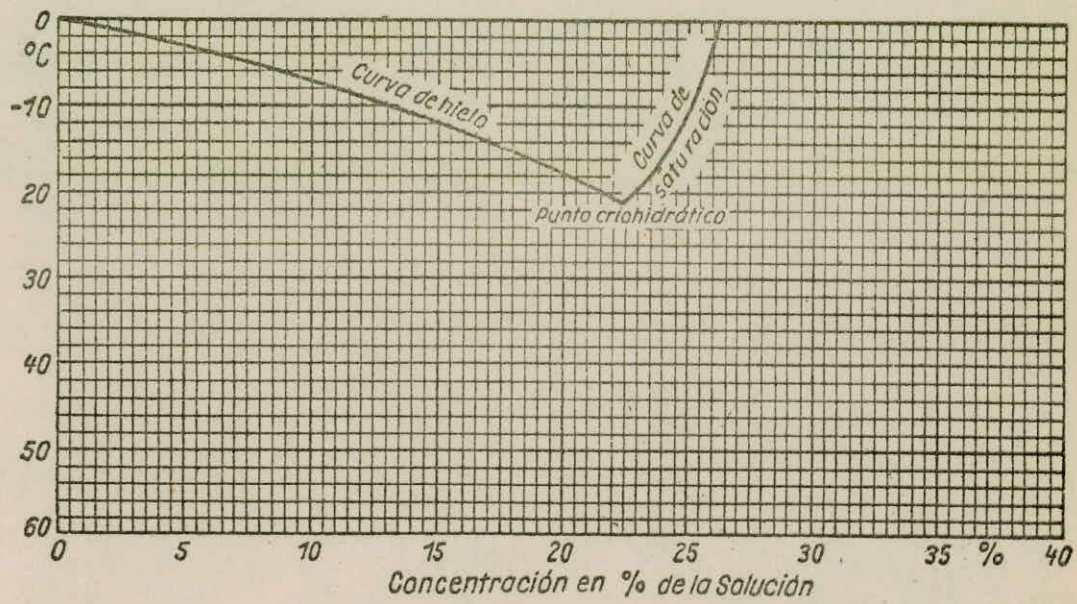


GRAFICO B-4

CURVA DE HIELO Y DE SATURACION DE UNA SOLUCION DE CLORURO
DE CALCIO

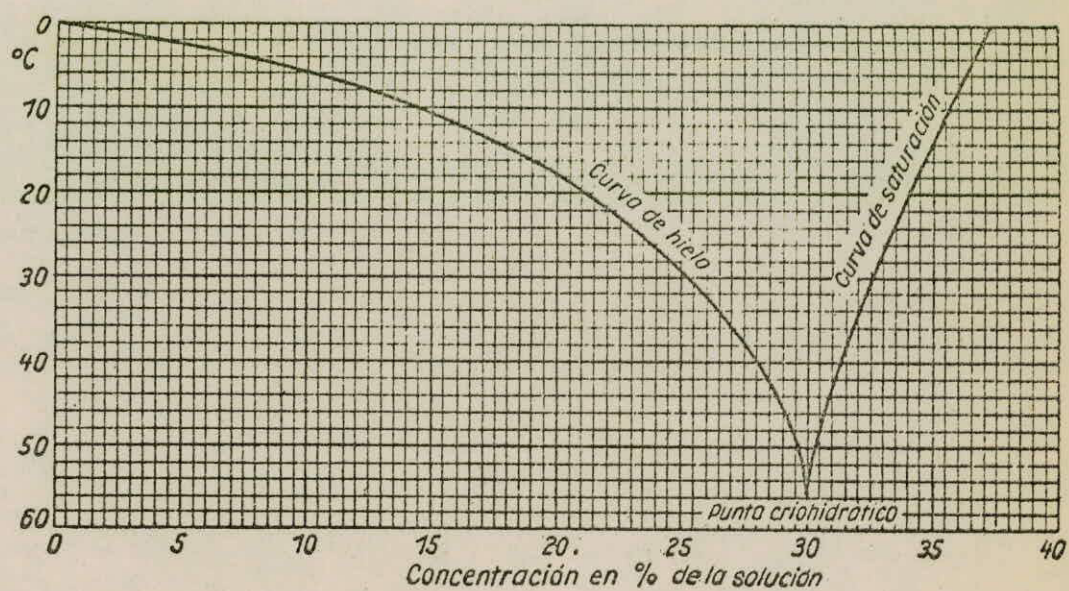


GRAFICO B-5

CURVA DE HIELO Y DE SATURACION DE UNA SOLUCION DE CLORURO
DE MAGNESIO

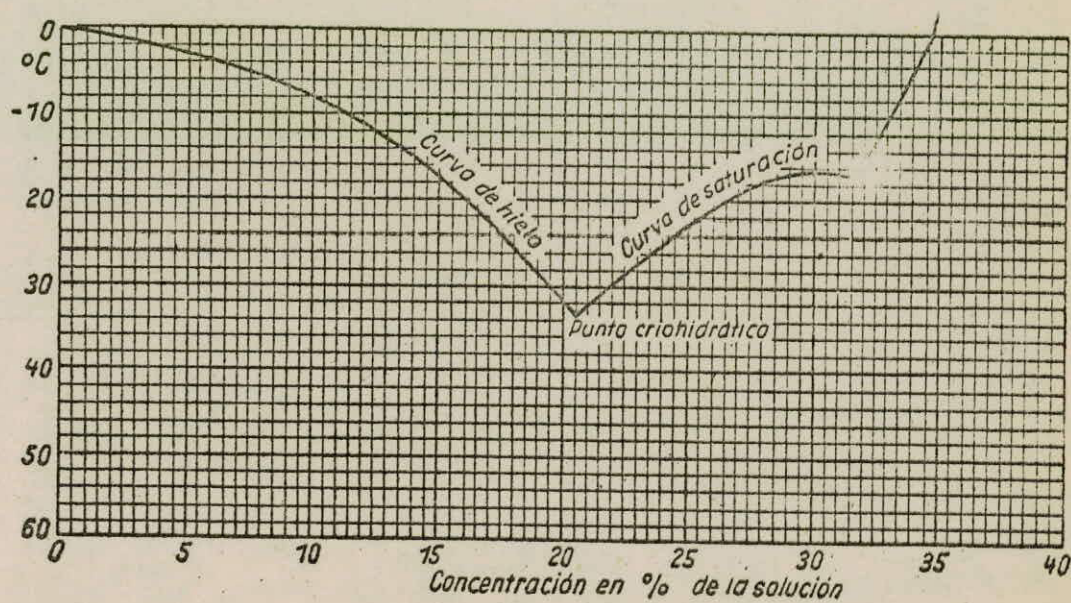


GRAFICO B-7

RENDIMIENTO VOLUMETRICO PARA COMPRESORES FRIGORIFICOS

(Se admitirá que esta curva es idéntica para todos los
compresores y flúidos considerados)

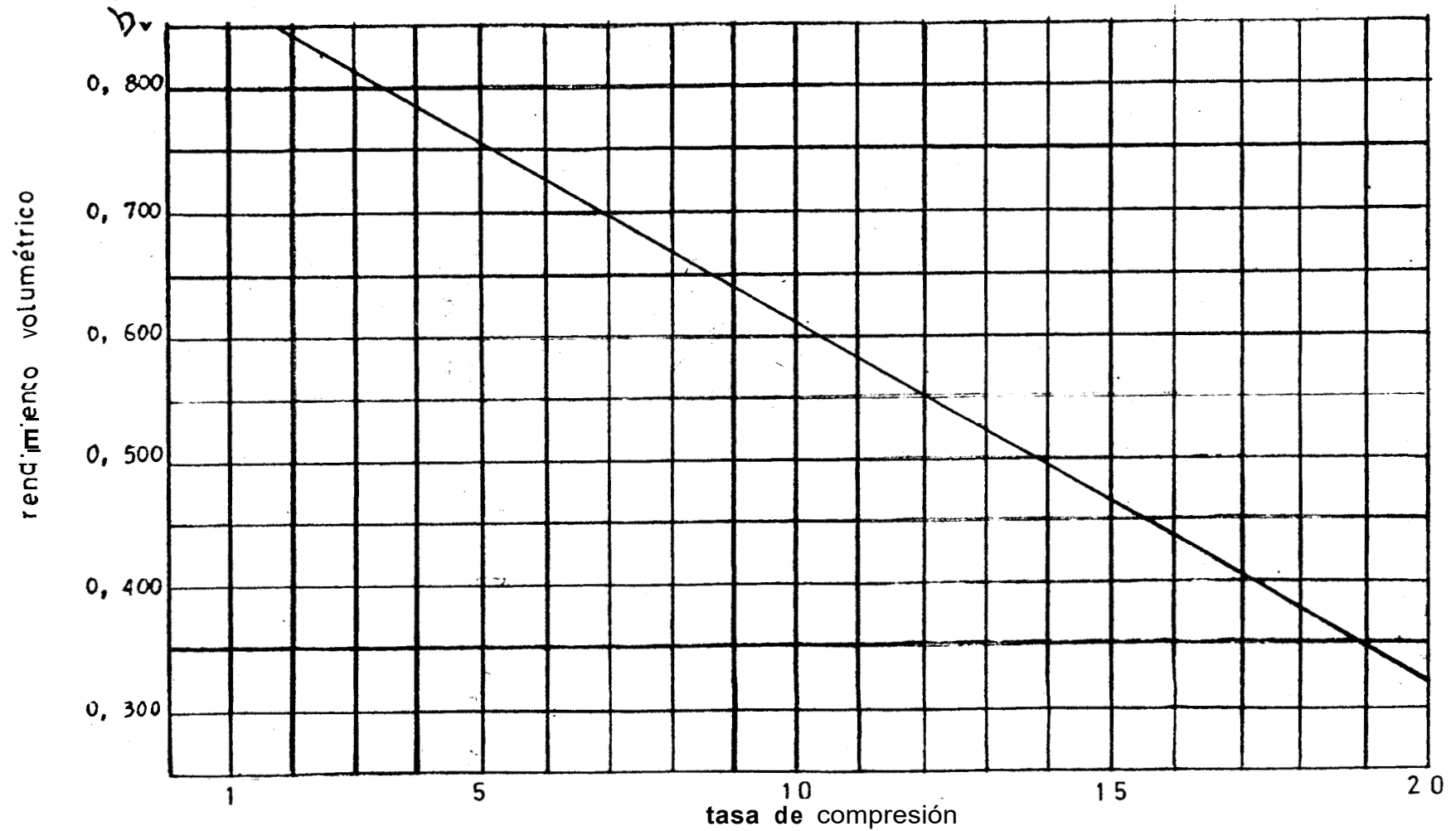


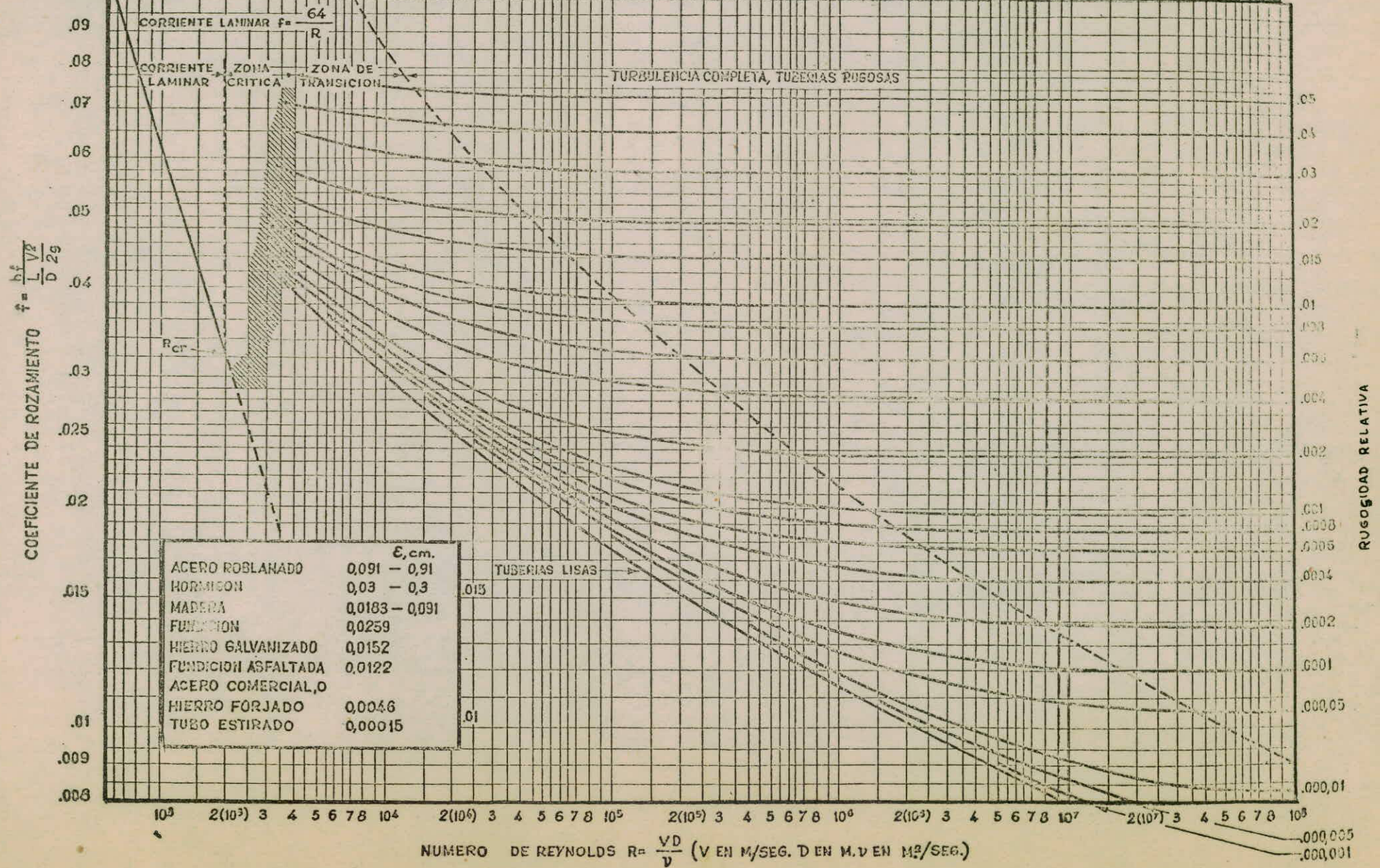
DIAGRAMA B-8 DIAGRAMA DE MOODY

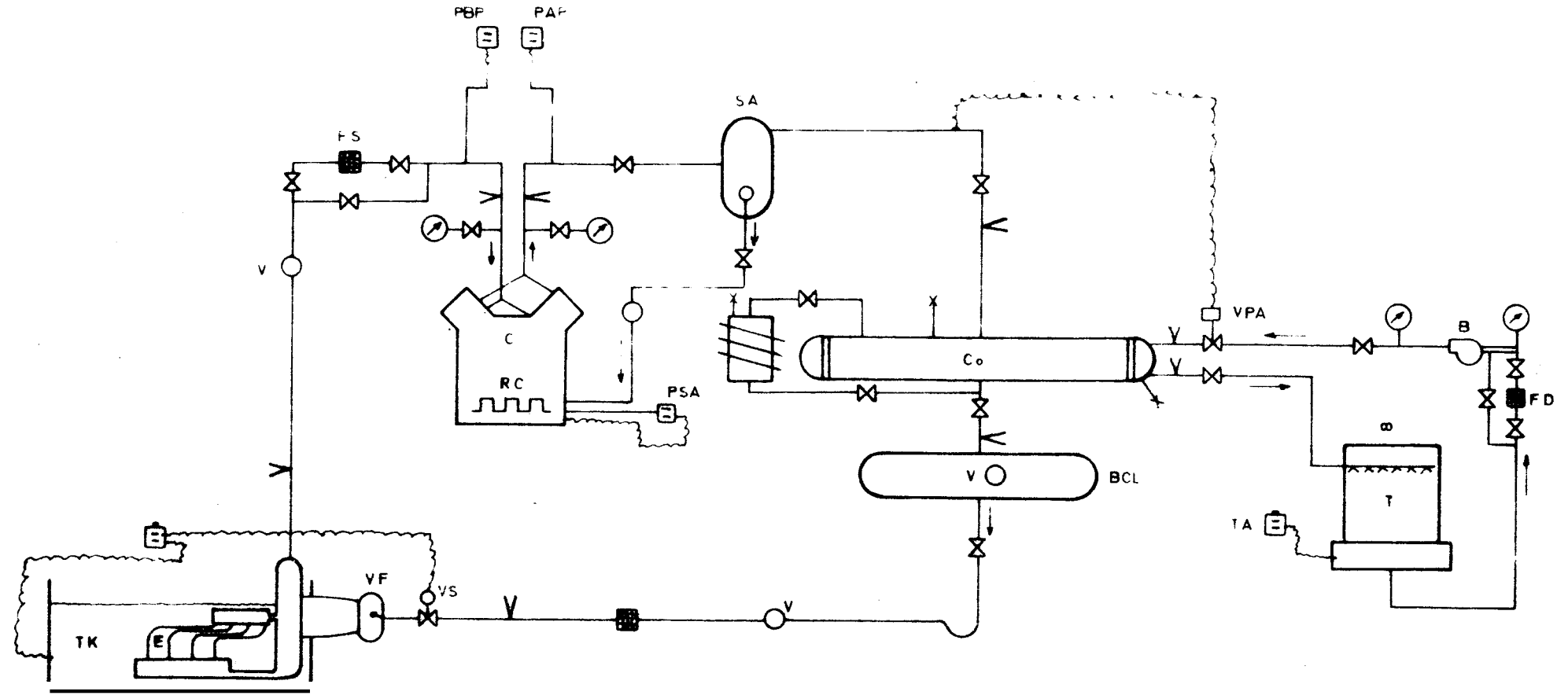
VALORES DE VD PARA AGUA A 15°C (VELOCIDAD EN M/SEG × DIAMETRO EN CM).

0.1 0.2 0.4 0.6 0.8 1 2 4 6 8 10 20 40 60 80 100 200 400 600 800 1000 2000 4000 6000 8000

VALORES DE VD PARA AIRE A 15°C (VELOCIDAD EN M/SEG × DIAMETRO EN CM).

2 4 6 8 10 20 40 60 80 100 200 400 600 800 1000 2000 4000 6000 8000 100000





ABREVIACIONES

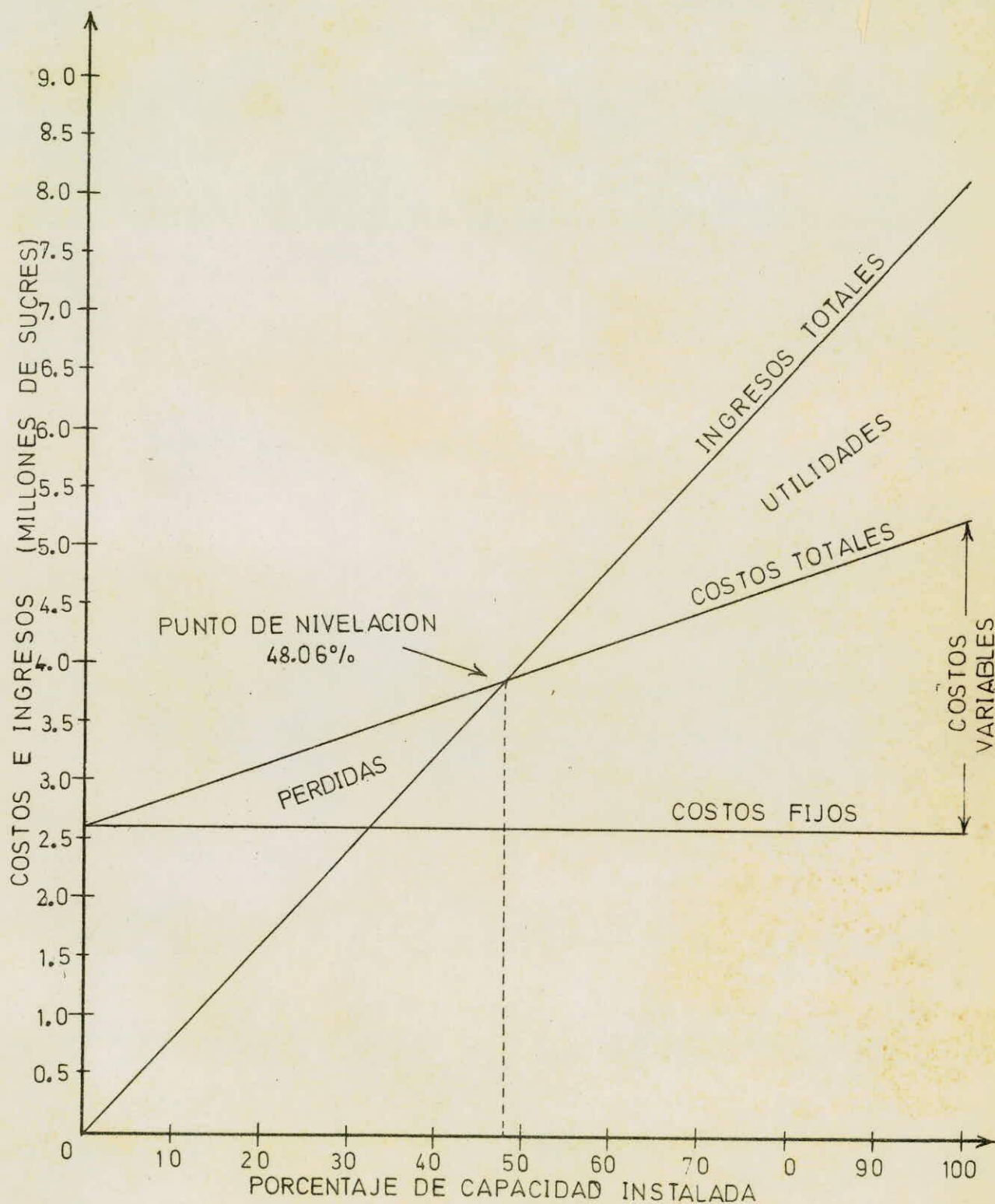
- | | |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| B - Bomba de circulacion de agua | PSA - Presostato seguridad aceite |
| BCL - Botella colectora de liquido | SA - Separador de aceite |
| C - Compresor | T - forre de enfriamiento |
| Co - Condensador | TA - Termostato de agua |
| E - Evaporador | TK - Tanque de salmuera |
| FD - Filtro duplex | V - Visor |
| FS - Filtro fino succion compresor | VF - Valvula de flotador |
| RC - Resistencia de calentamiento | VPA - Valvula presostatica d'agua |
| PAP - Presostito de alta presion | VS - Valvula solenoidic |
| PBP - Presostato de baja presion | TS - Termostato de salmuera |

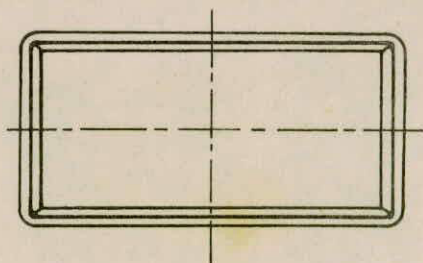
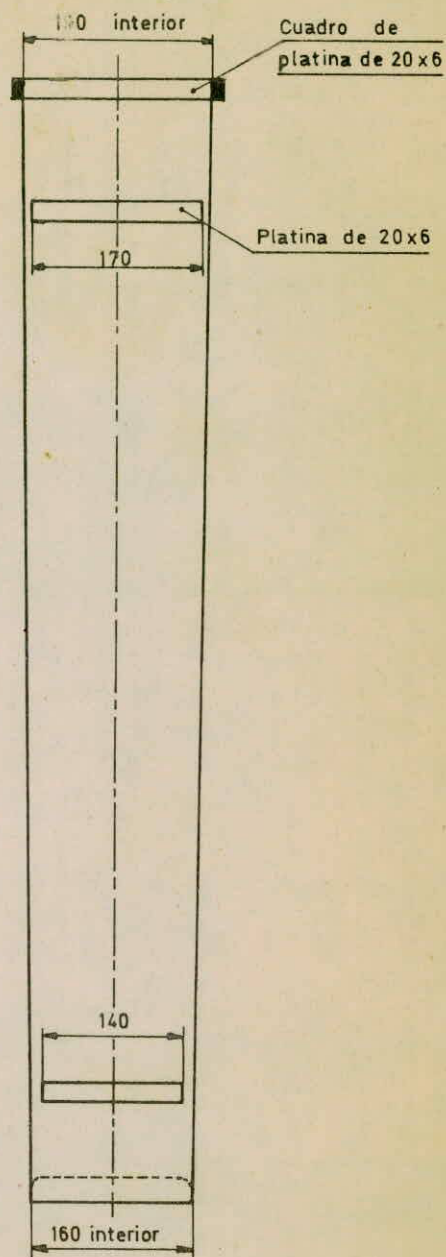
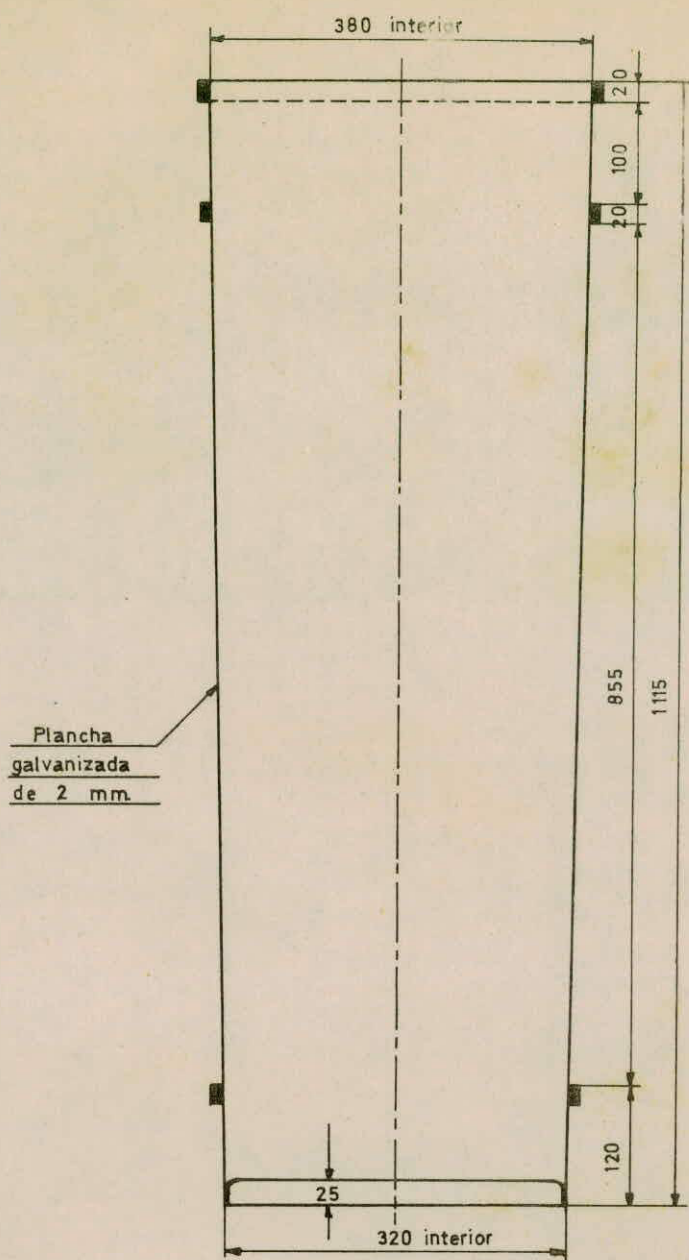
SIMBOLOS

- | | | | |
|--|------------|--|------------------------------|
| | Manometro | | Valvula de cierre |
| | Flotador | | Valvula solenoide |
| | Visor | | Valvula presostatica de agua |
| | Bomba | | Purga |
| | Presostato | | Resistencia de calentamiento |
| | Termostato | | Desaireador |
| | Filtro | | |
| | Termometro | | |

GRAFICO B-10

PUNTO DE EQUILIBRIO ECONOMICO





Medidas en milímetros

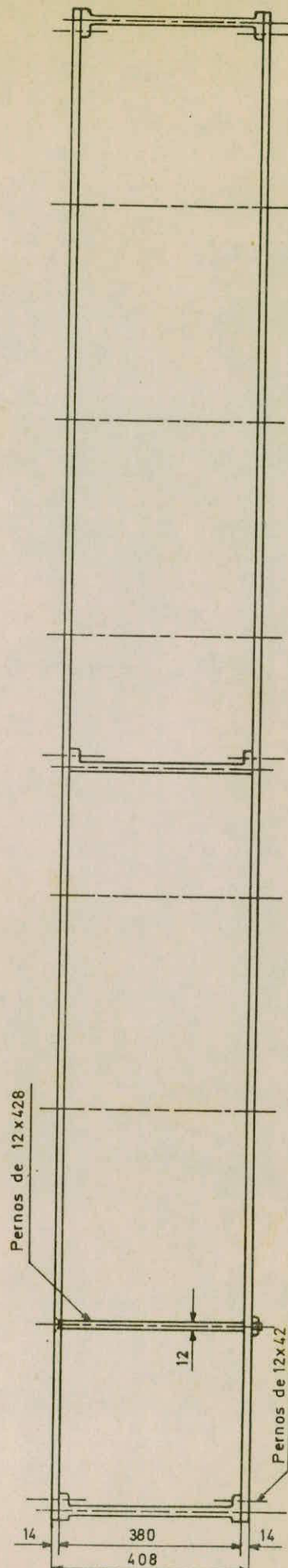
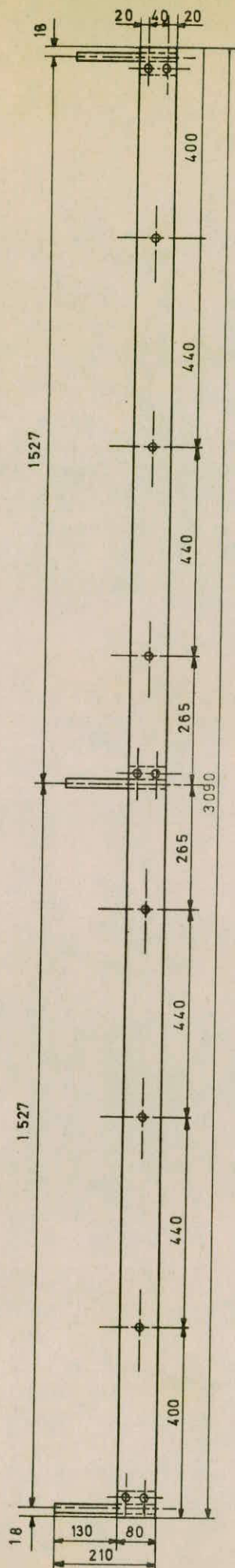
PLANO: C - 1

ESCALA: 1 : 7.5

MOLDES PARA CONGELACION DEL AGUA

Proyecto y dirección:
CARLOS FIERRO

Dibujado por:
M. LUCES N.



Medidas en mm.

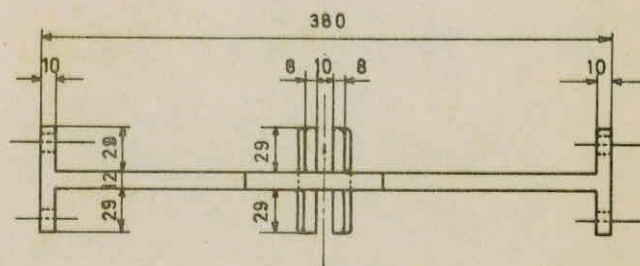
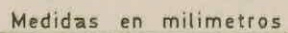
PLANO : C - 2

ESCALA : 1 : 125

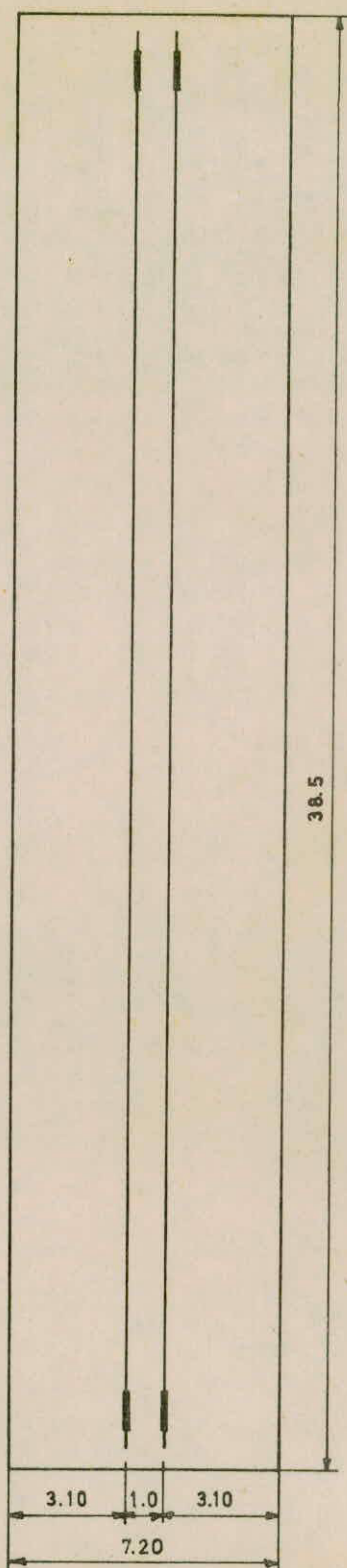
BASTIDORES PARA MOLDES

Proyecto y dirección:
CARLOS FIERRO

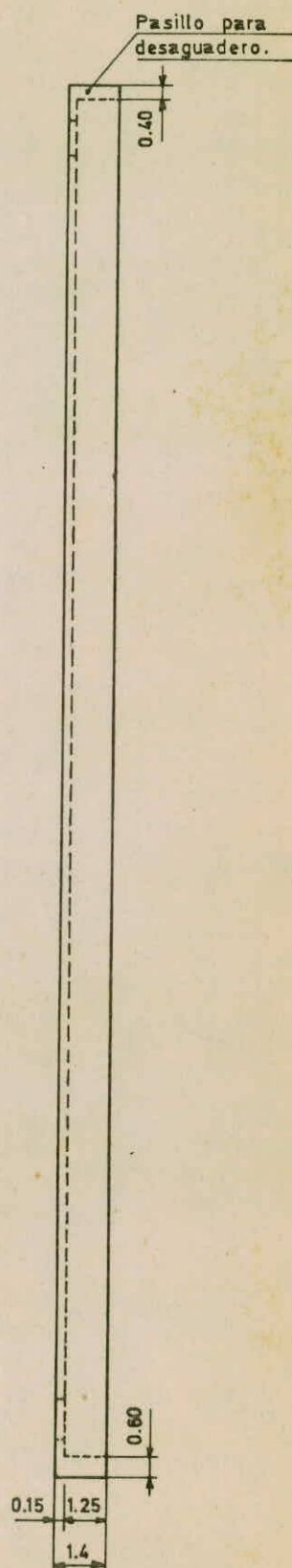
Dibujado por:
M. LUCES N.



PLANO :	C - 3	GANCHOS PARA BASTIDORES	Proyecto y dirección:	CARLOS FIERRO
ESCALA	1 : 5		Dibujado por :	M. LUCES N.



Medidas en metros



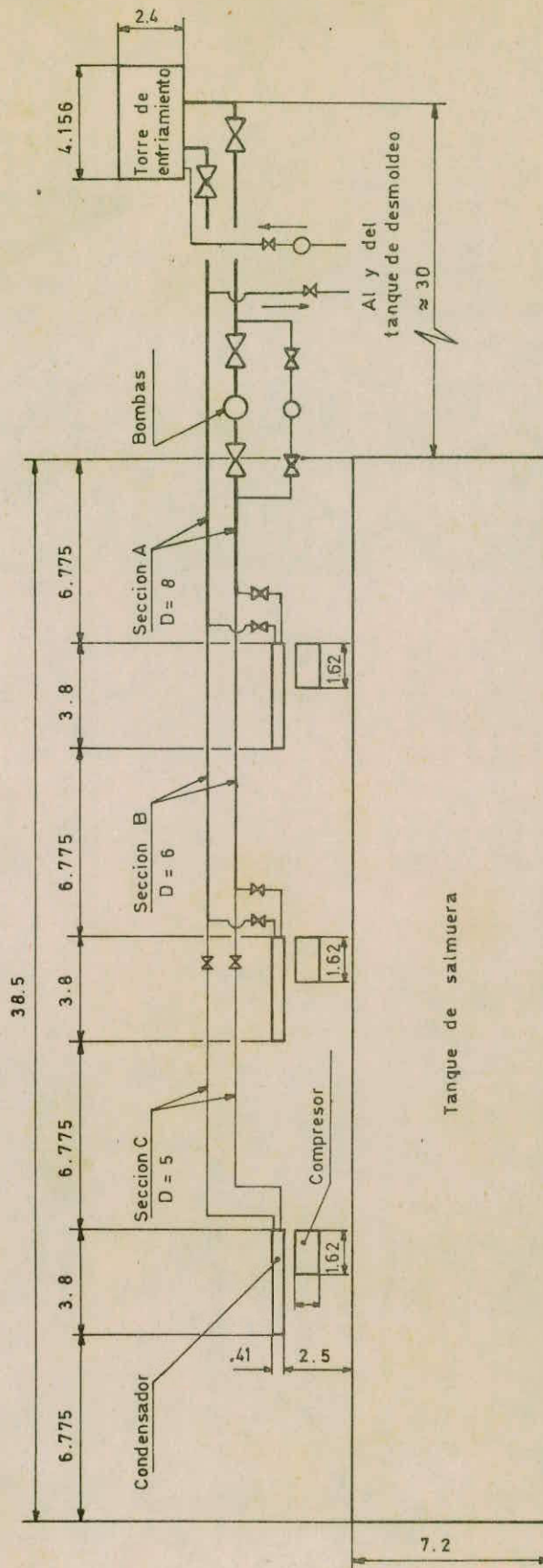
PLANO : C - 4

ESCALA: 1 : 200

DIMENSIONES DEL TANQUE DE SALMUERA

Proyecto y dirección:
CARLOS FIERRO

Dibujado por:
M. LUCES N.



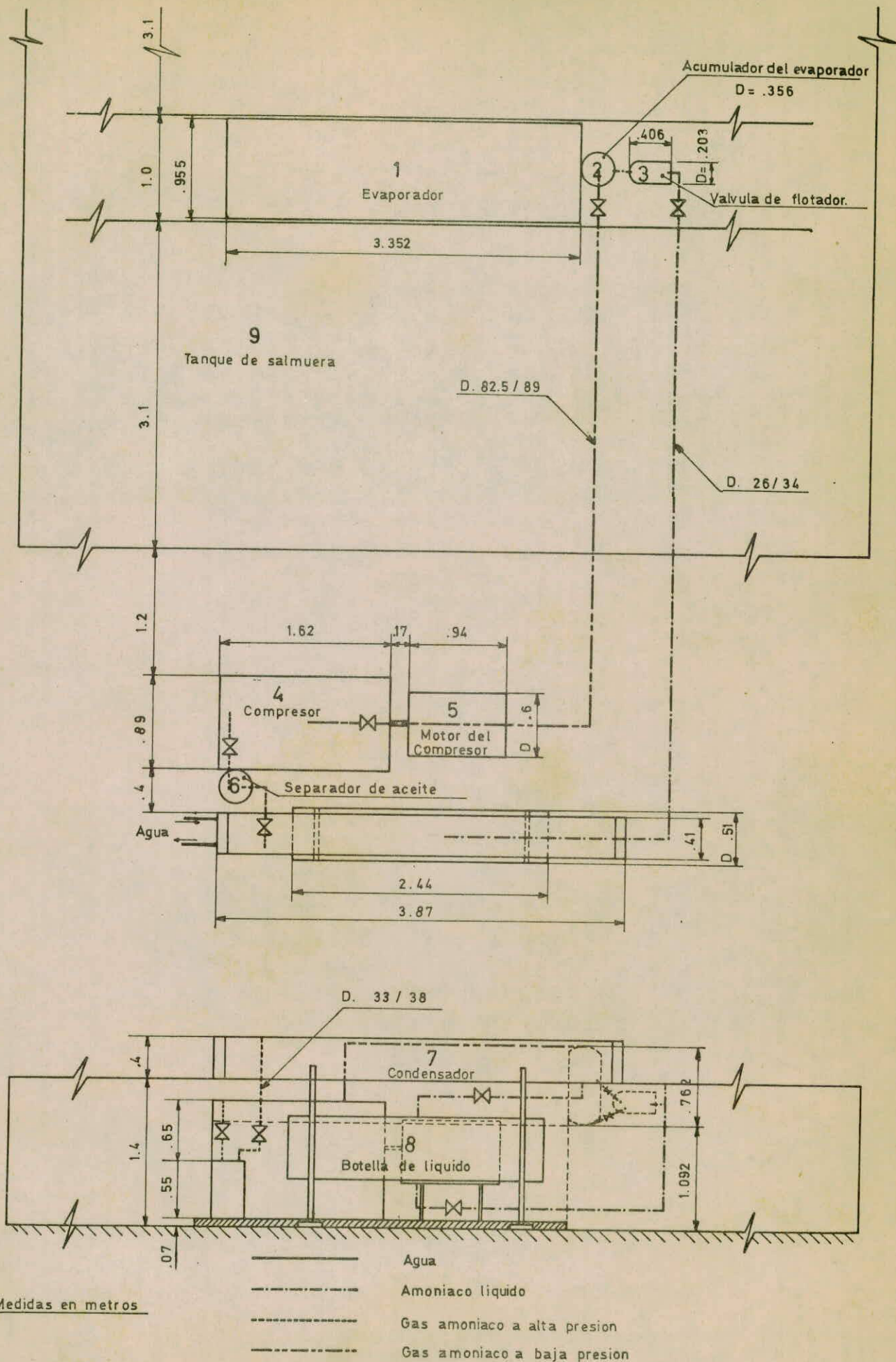
PLANO : C - 5

ESCALA : 1 : 250

TUBERIAS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

Proyecto y direccion:
CARLOS FIERRO

Dibujado por:
M. LUCES N.



PLANO : C- 6	UBICACION DEL EQUIPO FRIGORIFICO Y TUBERIAS DE AMONIACO	Proyecto y direccion: CARLOS FIERRO
ESCALA : 1 : 50		Dibujado por: M. LUCES N.

BIBLIOGRAFIA

- 1) Ashrae .- "Guide and Data Book" .- Fundamentals and Equipment.- 1965-1966.
- 2) Asre .- "The Refrigerating Data Book" .- Basic Volume 1949.
- 3) Ballot G .- "Guide Pratique de L'Isolation Frigorifique".- PYC. Edition.- París 1972.
- 4) Baumeister-Marks .- "Manual del Ingeniero Mecánico" .- UTEHA.- Primera Edición En Español de la Traducción de la 6ª Edición en Inglés.
- 5) Chapman A.J.- "Transmisión del Calor".- Interciencia.- Madrid.- (Versión Castellana de la Edición en Inglés. 1965).
- 6) Den Hartog .- "Advanced Strength of Materials".- Mc Graw - Hill Book Company. 1952.
- 7) Dubbel H .- "Manual del Constructor de Máquinas".- Editorial Labor S.A. (Tercera Edición en Español Traducida de la Undécima Edición en Alemán).
- 8) Duminil M.- "Elements de Mecanique des Fluides et Echanges Thermiques".- I.F.F.I. París 1972.
- 9) Duminil M .- "Revue Generale du Froid" .- I.F.F.I. París - 1972.
- 10) Hsu S.T. - "Engineering Heat Transfer" .- D. Van Nostrand - Company Inc. New York .- 1963.
- 11) Jakob M.- "Heat Transfer".- John Wiley & Sons.- New York - 1967.
- 12) Kreith F.- "Principios de Transferencia de Calor".- Herrero Hermanos S.A. México 1970. (Versión Castellana de la Segunda Edición en Inglés).
- 13) Mironneau L.- "Fabricación de la Glace".- J.B. Bailliere et Fils .- París 1951.
- 14) Pohlman W.- "Manual de Técnica Frigorífica".- Omega S.A. - Barcelona 1971. (Segunda Edición en Español Traducida de la Décimotercera Edición en Alemán).
- 15) Rapin P.J.- "Installations Frigorifiques".- PYC Edition . - París 1973.
- 16) Rohsenow-Choi.- "Heat, Mass and Momentum Transfer".- Prentice Hall Inc. Englewood N.J. 1961.

- 17) Seely-Smith .- "Curso Superior de Resistencia de Materia - les" .- Nigar S.R.L.- Buenos Aires 1967. - (Versión Castellana de la Segunda Edición en Inglés).
- 18) Shigley J.- "El Proyecto en Ingeniería Mecánica" .- Mc - Graw-Hill Book Company. (Versión Castellana de la Edición en Inglés de 1963).
- 19) Streeter V.- "Mecánica de los Flúidos" .- Mc Graw-Hill - Company. 1963. (Segunda Edición en Español- Traducida de la Edición en Inglés de 1958).
- 20) Tobar H.- "Métodos de Optimización de Sistema de Inge niería" .- Politécnica del Litoral.- Guayaquil 1970.
- 21) Vargas A.- "Curso de Refrigeración y Aire Acondicionado"- Politécnica del Litoral .- Guayaquil 1974.