

ESCUELA SUPERIOR

Politécnica del Litoral

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

**"CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN CONGELADOR
A PLACAS HORIZONTALES PARA CAMARONES"**

TESIS DE GRADO

**PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE
INGENIERO MECANICO**

PRESENTADA POR:

GUSTAVO VITERI JIMENEZ

**Guayaquil - Ecuador
1.985**

A G R A D E C I M I E N T O

Al Ing. ANGEL VARGAS ZUNIGA,
Director de Tesis, por su ayu
da y colaboración para la rea
lización de este trabajo.

DEDICATORIA

A MI MADRE:

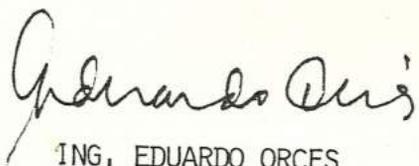
Sra. Emérita Jiménez Orellana

DECLARACION EXPRESA

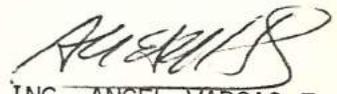
"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).

Gustavo Viteri J.
.....
GUSTAVO VITERI JIMENEZ



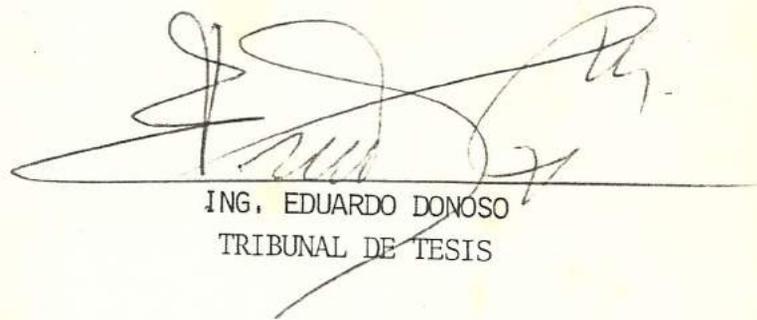
ING. EDUARDO ORCES
DIRECTOR
FACULTAD DE INGENIERIA
MECANICA



ING. ANGEL VARGAS Z.
DIRECTOR DE TESIS



ING. EDUARDO RIVADENEIRA P.
TRIBUNAL DE TESIS



ING. EDUARDO DONOSO
TRIBUNAL DE TESIS

R E S U M E N

El objetivo de esta Tesis es el de diseñar y dimensionar un congelador a placas horizontales, para conservar la calidad del camarón que se va a suministrar al mercado.

El dimensionamiento del congelador se lo hizo en base a las dimensiones funcionales del camarón.

El cálculo de carga frigorífica se lo determinó en base de los aportes internos del camarón y los aportes externos caloríficos por las paredes; además, se determinó el tiempo de congelación del producto, el cual depende de varios factores, tales como: conductividad térmica del camarón, densidad del camarón, cantidad de calor a ser extraído, etc.

Al elegir el tipo de refrigerante primario se lo hizo en base del sistema de congelación que para este caso específico se trata de un tipo de congelación rápida.

La selección del ciclo frigorífico es de compresión mecánica (dos etapas); debido a que estos ciclos se usan principalmente en sistemas de congelación rápida, a bajas temperaturas y bajas presiones.

Además, se seleccionaron dispositivos de control automático para facilidades de control del sistema; y también la selección de anexos, los cuales prestan un servicio complementario a fin de asegurar un mejor funcionamiento en la instalación frigorífica.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE FIGURAS	XII
INDICE DE TABLAS	XIV
INDICE DE PLANOS	X
SIMBOLOGIA	XVI
INTRODUCCION	XX
I. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO	21
1.1 Datos estadísticos	21
1.2 Proyección futura	23
1.3 Importancia de la utilización del conge- lador a placas.	28
II. CARACTERISTICAS PRINCIPALES DEL CAMARON ...	30
2.1 Descomposición del camarón durante la elaboración.	30
2.2 Microorganismos presentes en el camarón	32
III. SELECCION DEL SISTEMA DE CONGELACION	35
3.1 Consideración teórica sobre la congela- ción del camarón.	35
3.2 Objetivos de la congelación	37
3.3 Tratamientos previos a la congelación .	38
3.4 Tipos de congelación	40
3.5 Sistema de congelación por placas hori- zontales.	41

	Pág.
IV. DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CONGELADOR A PLACAS.	44
4.1 Diseño del congelador a placas	44
4.2 Dimensionamiento del congelador a placas	47
V. CALCULO DE CARGA FRIGORIFICA Y DEL TIEMPO DE CONGELACION DEL CAMARON.	52
5.1 Aportes internos del camarón	53
5.2 Aportes externos	57
5.3 Tiempo de congelación del camarón	63
VI. SELECCION DEL REFRIGERANTE Y DEL CICLO FRIGORIFICO.	68
6.1 Selección del refrigerante	68
6.2 Selección del ciclo frigorífico	70
VII. CALCULO DEL CICLO FRIGORIFICO	74
7.1 Determinación de las temperaturas de condensación del ciclo.	74
7.2 Determinación de las temperaturas de evaporación del ciclo.	75
7.3 Cálculo y determinación de las características del ciclo frigorífico.	78
7.4 Cálculo de los parámetros de la instalación frigorífica.	101
7.4.1 Cálculo y selección de los compresores.	108
7.4.2 Cálculo del evaporador	117
7.4.3 Cálculo y selección del condensador.	125
7.4.4 Selección de la torre de enfriamiento.	141
7.4.5 Dimensiones de las tuberías del ciclo frigorífico.	143

	Pág.
7.4.5.1 Dimensiones de la tubería del líquido.	144
7.4.5.2 Dimensiones de la tubería de aspiración.	145
7.4.5.3 Dimensiones de la tubería de descarga.	146
7.4.6 Caída de presión en las tuberías .	148
7.4.6.1 Caída de presión en la tubería de descarga del compresor.	149
7.4.6.2 Caída de presión en la tubería de aspiración. ...	151
7.4.6.3 Caída de presión en la tubería de líquido.	152
7.4.7 Espesor mínimo de aislamiento para las tuberías.	153
 VIII SELECCION DE DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO.	 156
8.1 Generalidades sobre la importancia del control automático de la instalación frigorífica.	156
8.2 Selección de los dispositivos de control automático.	157
8.2.1 Válvula de Expansión	158
8.2.2 Válvula de expansión tipo flotador	159
8.2.3 Válvula Electromagnética	160
8.2.4 Termostato	160
8.2.5 Válvula presostática de agua	162
8.2.6 Presostato de aceite	162
 IX. SELECCION DE DISPOSITIVOS ANEXOS DE LA INSTALACION FRIGORIFICA.	 167
9.1 Separador de aceite	167

	Pág.
9.2 Botella de líquido	168
9.3 Deshidratador	169
9.4 Desaireador	170
9.5 Visores de líquido	171
9.6 Esquema general del ciclo con todos los elementos trabajando juntos.	171
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	172
APENDICE	174
BIBLIOGRAFIA	175

INDICE DE FIGURAS

Nº		Pág.
1.1	Gráfico de Exportación Vs. Período Anual .	29
4.1	Gráfico que indica el suministro de refrigerante desde el cilindro hacia las placas. .	50
4.2	Congelador a Placas Horizontales	51
5.1	Gráfico de la Sección Transversal de la pared de la cabina.	60
5.2	Gráfico para calcular la cantidad de calor que penetra por las paredes piso y techo. .	61
7.1	Gráfico que representa la curva de calentamiento del agua al absorber el calor del refrigerante.	75
7.2	Gráfico que representa el calor cedido por el camarón al refrigerante.	76
7.3	Gráfico de las características del ciclo Termodinámico.	80
7.4	Esquema del equipo frigorífico	81
7.5	Sección Transversal del Condensador	86
7.6	Gráfico para calcular el caudal másico en la etapa de alta presión.	103
7.7	Relación de compresión Vs. eficiencia volumétrica.	109
7.8	Gráfico para calcular el coeficiente de fricción.	177

Nº		Pág.
7.9	Gráfico para hallar el valor de la rugosidad relativa.	178
7.10	Nomograma para calcular el mínimo espesor del aislamiento para tuberías.	179
7.11	Gráfico de resistencia de codos en tubos con flujo turbulento completamente desarrollado.	180

INDICE DE TABLAS

Nº		Pág.
I.	Producción e industrialización de camarones en el Ecuador.	22
II.	Exportación de Camarón congelado en el Ecuador.	23
III.	Proyección futura del camarón	26
IV.	Propiedades del camarón	67
V.	Propiedades de los refrigerantes	73

INDICE DE PLANOS

Nº		Pág.
I.	Distribución de las tuberías del circuito frigorífico.	182
II.	Esquema general del ciclo con todos los elementos trabajando juntos.	183

S I M B O L O G I A

A	Area o Superficie
Amin	Area Mínima libre del flujo por unidad de longitud de tubos.
C	Carrera de los Pistones
CL	Calor de condensación del refrigerante
D	Diámetro
DH	Diámetro Hidráulico
F	Pérdida por Fricción
Gmáx	Velocidad de la masa en el área mínima
H	Altura
K	Coefficiente Global de Transferencia de Calor
L	Longitud
Lf	Calor Latente de Fusión
N	Revoluciones por minuto
Nu	Número de Nusselt
P	Presión
Pc	Presión de Condensación
Pe	Presión de Evaporación
Pi	Presión Intermedia
Po	Potencia
Poa	Potencia del Motor Impulsor del Compresor de Alta Presión.
Pob	Potencia del Motor Impulsor del Compresor de Baja Presión.

Pr	Número de Prandlt
Pta	Potencia Teórica de Alta Presión
Ptb	Potencia Teórica de Baja Presión
Q	Calor Por Unidad de Tiempo
Re	Número de Reynolds
St	Distancia entre los centros de los tubos en hileras longitudinales adyacentes.
T	Temperatura
Z	Número de Cilindros
a	Contenido de Agua del Producto
b	Contenido de Materia Sólida del Producto
c	Calor Específico
c_p	Calor Específico a Presión constante
d	Diámetro
de	Diámetro Exterior
di	Diámetro Interior
e	Espesor
f	Coeficiente de Rozamiento
f'	Factor Empírico de rozamiento
g	Aceleración de la Gravedad
h	Entalpía
he	Coeficiente de Transmisión de Calor Exterior
hi	Coeficiente de Transmisión de Calor Interior
hl	Pérdidas Principales

h _{lm}	Pérdidas menores
l	Longitud
l _c	Calor latente de congelación
l _e	Longitud Exterior
l _i	Longitud Interior
\dot{m}	Caudal Másico del Refrigerante
\dot{m}_{AP}	Caudal Másico de Alta Presión
\dot{m}_{BP}	Caudal Másico de Baja Presión
ms	Margen de Seguridad
m_t	Caudal Másico Total
n	Número de cartones
ne	Número de espacios
nhv	Número de hileras verticales
nt	Número de tubos
nth	Número de tubos en una hilera vertical
q_m	Caudal Másico del Agua
q_v	Caudal Volumétrico
q_{vt}	Caudal Volumétrico Teórico
q_{vu}	Caudal Volumétrico del agua a través de un tubo
r	Relación de Compresión
r_{ca}	Relación de Compresión de Alta Presión
r_{cb}	Relación de Compresión de Baja Presión
t	Temperatura
ta	Temperatura promedio del agua
tc	Temperatura de congelación

te	Temperatura de Entrada
tr	Temperatura del refrigerante
u	Velocidad
ua	Velocidad del agua
v	Volumen Específico

LETRAS GRIEGAS

Σ	Sumatoria
Δ	Pérdida o Diferencia
λ	Coefficiente de Conductividad
θ	Tiempo
α_p	Coefficiente de Transferencia de Calor (incluido el efecto de empaquetado).
η_m	Rendimiento Volumétrico
η_m	Eficiencia Mecánica
η_i	Eficiencia Indicada
α_r	Coefficiente de Convección del Refrigerante
ρ	Densidad
α_m	Coefficiente de Convección del Agua
μ	Viscosidad Dinámica
γ	Viscosidad Cinemática

I N T R O D U C C I O N

Para la conservación de alimentos mediante la aplicación de frío, se ha venido desarrollando una serie de innovaciones tecnológicas a fin de mejorar la calidad del producto conservado y abaratar el uso de la técnica misma.

Dentro de esta amplia gama de investigación existe una real preocupación por mejorar las técnicas y equipos de congelación, de manera de obtener períodos de congelación cada vez menores.

Cabe mencionar que mientras más elevada es la velocidad de congelación o solidificación de un producto, menor es el deterioro involucrado por el tamaño de los cristales formados, ésto se traduce en una mejor textura y aspecto general del producto.

Por lo tanto, el uso del congelador a placas horizontales que es el objetivo de esta Tesis, nos da el método de conservación que proporciona las ventajas anotadas anteriormente, tales como períodos pequeños de congelación y conservación del producto.

C A P I T U L O I

FACTIBILIDAD DEL PROYECTO

1.1 DATOS ESTADISTICOS..

El principal crustáceo exportado por el Ecuador es el camarón, cuya producción en las costas ecuatorianas está dada por la pesca en alta mar, (labor realizada por las flotas camaroneras) y/o por la cosecha en los criaderos artificiales (piletas o piscinas de crianza y cultivo).

En la actualidad, de la producción nacional se puede decir que el 40% procede de la pesca en alta mar y el 60% de los criaderos artificiales. La pesca industrial ha dado lugar a la instalación de plantas procesadoras de camarón congelado para la exportación.

Datos estadísticos proporcionados por el Instituto Nacional de Pesca demuestran que en la actualidad entre el 85% y el 95% de la producción camaronera del País se industrializa, ésto se puede notar en la Tabla I que se muestra a continuación:

TABLA I
 PRODUCCION E INDUSTRIALIZACION DE CAMARON EN EL ECUADOR
 (TM DE CAMARON SIN CABEZA)

AÑOS	TOTAL PRODUCIDO	CONGELADO
1.973	4.360	3.920
1.974	5.030	4.270
1.975	5.230	4.930
1.976	6.030	5.160
1.977	8.853	5.530
1.978	10.279	5.800
1.979	13.568	6.279
1.980	20.838	9.643
1.981	26.218	12.133
1.982	30.456	15.346
1.983	36.321	20.201

Fuente de Información: Instituto Nacional de Pesca-
 Estadística.

De conformidad con la información estadística existente, las exportaciones del camarón congelado durante el período comprendido entre 1.973 y 1.983, crecieron considerablemente, según se puede observar en la Tabla II siendo el principal mercado los Estados Unidos de Norteamérica.

TABLA II
EXPORTACION DEL CAMARON CONGELADO EN EL ECUADOR

AÑOS	PESO (TON.)
1.973	2.837,6
1.974	2.894,9
1.975	3.602,6
1.976	4.319,7
1.977	3.961,7
1.978	5.148
1.979	6.278,6
1.980	9.643
1.981	12.233
1.982	15.321,1
1.983	18.323,2

Fuente de Información: Instituto Nacional de
Pesca-Estadística.

1.2 PROYECCION FUTURA. -

En base de los datos de exportación se puede obtener una estimación de la exportación hasta el año 1987, para lo cual se asume que la exportación tiene un crecimiento semejante a una función lineal, la misma que tiene la siguiente ecuación:

$$y_i = ax_i + b \quad \text{Ec. (1.1)} \quad (14)$$

Siendo sus ecuaciones normales:

$$\sum y_i = nb \quad \text{Ec. (1.2)}$$

$$\sum x_i y_i = a \sum x_i^2 \quad \text{Ec. (1.3)}$$

De las ecuaciones normales: Ec. (1.2) y Ec. (1.3) se obtienen los valores de los coeficientes a y b que forman parte de la ecuación de la recta, con los cuales podemos calcular y_i' por medio de la Ec. (1.1) y estimar la exportación futura. De acuerdo al número de datos, se selecciona uno de ellos generalmente el del medio, se lo toma como un valor arbitrario y a partir de este dato se señala la posición de los demás datos con respecto a él, siendo las posiciones negativas sobre él y positivas las que se encuentran debajo del valor arbitrario; esta columna será denominada x_i en la Tabla III; también se calcularon otros valores como:

x_i^2 = Valor de la posición que le corresponde a un dato cualquiera elevado al cuadrado.

$x_i y_i$ = Producto del Valor de la posición de un dato cualquiera con el valor de exportación que corresponde a esa posición.

y_i = Valor correspondiente a un dato de exportación cualquiera.

d_i = Diferencia de y_i y y_i'

d_i^2 = Cuadrado de la Diferencia entre y_i y y_i'

De las definiciones antes mencionadas se obtiene la Tabla III.

$$n = 11 \qquad \sum d_i^2 = 42,90$$

De la ecuación 1.2 se obtiene el valor de b:

$$b = \frac{\sum y_i}{n} = \frac{84,2}{11} = 7,65$$

De la ecuación (1.3) se obtiene el valor de a:

$$a = \frac{\sum x_i y_i}{\sum x_i^2} = \frac{165,8}{110} = 1,50$$

Obtenidos los valores de a y b se puede calcular y_i' por medio de la Ec. (1.1) para estimar la exportación futura.

TABLA III

AÑO	Yi (Miles) de TM	Xi	Xi ²	XiYi	Yi' (Miles) de TM	di	di ²
1.973	2,8	-5	25	-14	0,15	2,65	7,02
1.974	2,9	-4	16	-11,6	1,65	1,25	1,56
1.975	3,6	-3	9	-10,8	3,15	0,45	0,20
1.976	4,3	-2	4	-8,6	4,65	-0,35	0,12
1.977	3,9	-1	1	-3,9	6,15	-2,25	5,06
1.978	5,1	0	0	0	7,65	-2,55	6,50
1.979	6,2	1	1	6,2	9,15	-2,95	8,70
1.980	9,6	2	4	19,2	10,65	-1,05	1,10
1.981	12,2	3	9	36,6	12,15	0,05	0,0025
1.982	15,3	4	16	61,2	13,65	1,65	2,72
1.983	18,3	5	25	91,5	15,15	3,15	9,92

$\Sigma Yi = 84,2$ $\Sigma XiYi = 165,8$ $\Sigma Xi = 0$ $\Sigma Xi^2 = 110$

AÑO	xi	yi'
1.984	6	16,65
1.985	7	18,15
1.986	8	19,65
1.987	9	21,15

El siguiente paso es calcular el margen de seguridad por medio de las siguientes fórmulas:

$$ms = \sqrt{\frac{\sum di^2}{n}} \quad \text{Ec. (1.4)}$$

donde:

$$n = 11$$

$$\sum di^2 = 42,90$$

Obteniendo por lo tanto:

$$ms = \pm 1,97$$

Obtenido el margen de seguridad $ms = \pm 1,97$ se obtienen los límites de exportación para el año 1.987.

$$\text{Límite Superior: } 21,15 + 1,97 = 23,12 \text{ TM}$$

$$\text{Límite Inferior: } 21,15 - 1,97 = 19,18 \text{ TM}$$

En la Figura 1.1 se da el gráfico de Exportación Vs. Período Anual.

1.3 IMPORTANCIA DE LA UTILIZACION DEL CONGELADOR A PLACAS.

La congelación es un método excelente para la preservación de los alimentos, preservación con vastas aplicaciones como la conservación del camarón. La congelación, en primer lugar, impide el deterioro o descomposición del organismo del producto (camarón), y además las bajas temperaturas en el producto revisten gran importancia, ya que disminuyen las reacciones enzimáticas y bioquímicas, las cuales ocurren normalmente en productos sin congelar.

Por lo tanto, la importancia de la utilización del congelador a placas es con el fin principal de evitar la descomposición y alteración de las características organolépticas del camarón, tales como: color, olor, sabor, textura, (aparición física de sus tejidos); en consecuencia, con una aplicación adecuada se obtendrá una mejor calidad del producto y una favorable acogida por parte del consumidor.

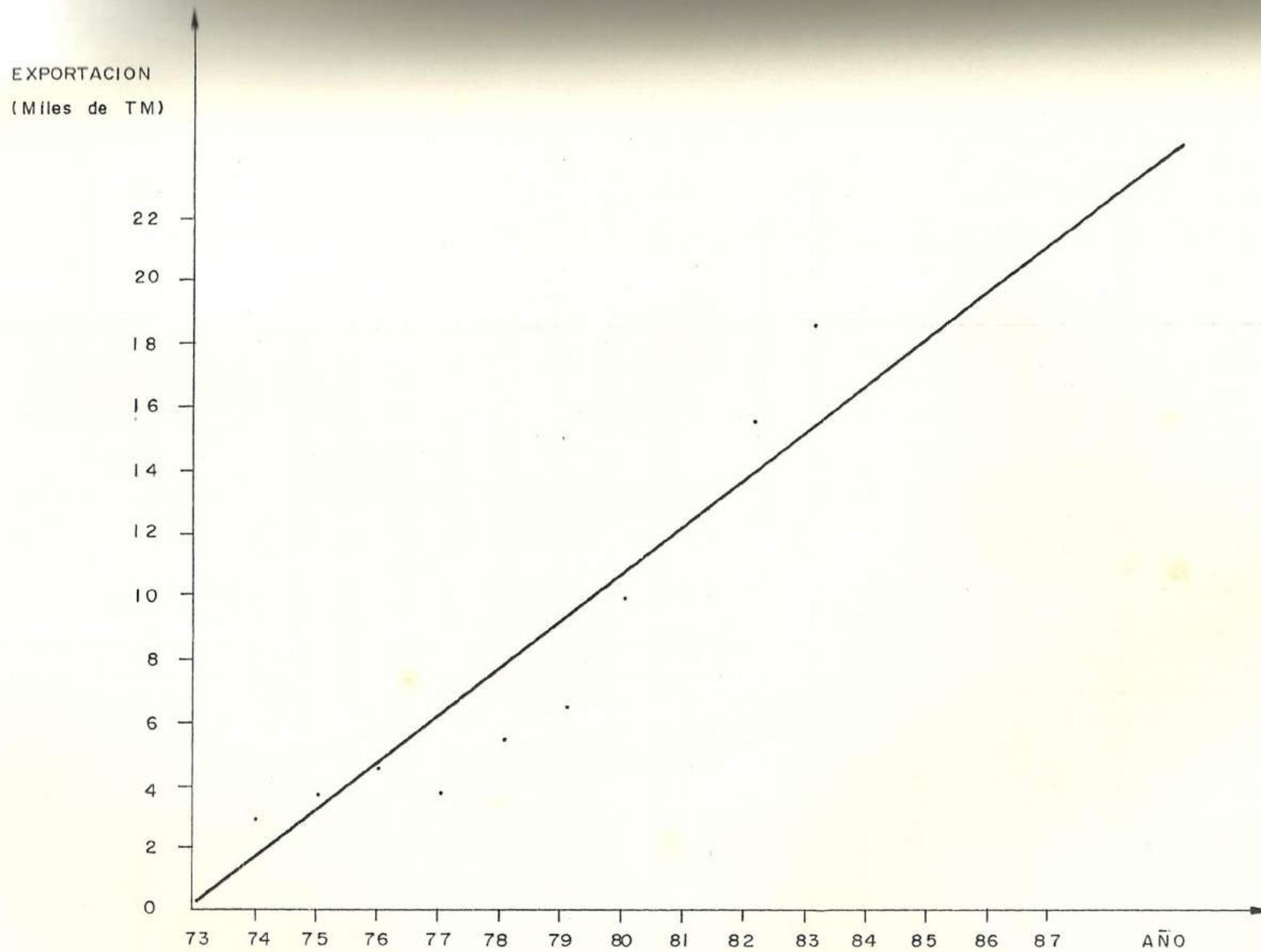


Figura Nº 1.1
GRAFICO DE EXPORTACION VS. PERIODO ANUAL

CAPÍTULO II

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL CAMARON

2,1 DESCOMPOSICION DEL CAMARON DURANTE LA ELABORACION.

La velocidad y tipo de alteración del producto (camarón) antes de su congelación depende del manejo del producto después de la captura y de la forma como se lo manipula posteriormente.

La carne del camarón después de la muerte no se pone inactiva, tampoco puede ser considerada como una materia homogénea con propiedades constantes, por el contrario continúan un proceso que envuelve cientos de reacciones bioquímicas como resultado de innumerables actividades biológicas. En general, la carne del camarón después de la muerte es todavía mucho más activa manteniéndose bioquímicamente con vida.

Por lo tanto, para evitar que siga aumentando la descomposición del camarón se hace uso de la congelación.

Las dos formas básicas para conseguir la congelación del producto son las denominadas rápida y lenta.

La congelación rápida es un proceso a través del cual la temperatura del producto desciende aproximadamente hasta unos -20°C , cuyo tiempo de congelación varía entre 15 minutos como mínimo y 8 horas como máximo*.

Mientras que la congelación lenta es un proceso a través del cual la temperatura deseada se alcanza en un tiempo mínimo de 12 horas y se extiende incluso hasta tiempos que sobrepasan las 24 horas*.

La congelación rápida tiene más ventaja que la congelación lenta desde el punto de vista de la calidad del producto.

Las ventajas que la congelación rápida presenta sobre la lenta son:

- a.- Formación de cristales de hielo más pequeños y por lo tanto, escasa destrucción mecánica de las células del producto.

* Ver Referencia 23

b.- El tiempo de solidificación es mucho menor, y por lo tanto es menor el tiempo para la difusión de las materias solubles y para la separación de hielo.

c.- Contrarresta el rápido crecimiento bacteriano.

d.- Es más rápido el retardo de la acción enzimática

2.2 MICROORGANISMOS PRESENTES EN EL CAMARON.-

Las temperaturas bajas se usan para retardar las reacciones químicas y la acción de las enzimas y para igualmente retrasar o inhibir el crecimiento y actividad de los microorganismos que se encuentran en el producto.

Para cada especie de microorganismos existe una temperatura óptima a la cual crecerá éste con el máximo ritmo. Igualmente, para cada especie existe una temperatura máxima y una temperatura mínima que permite su desarrollo. A temperaturas superiores al máximo, los microorganismos son destruidos y a temperaturas inferiores al mínimo, los microorganismos se vuelven inactivos y latentes.

Cuanto más baja sea la temperatura, tanto más lentas serán las reacciones químicas, la acción enzimática, y el crecimiento bacteriano; una temperatura suficientemente baja inhibirá el crecimiento de todos los microorganismos.

Es de notar que el producto crudo contiene un número variable de bacterias, levaduras y mohos que para alterarlo sólo necesitan condiciones de crecimiento adecuadas.

Es conveniente notar que algunas bacterias, levaduras y mohos pueden crecer lentamente a temperaturas inferiores en varios grados a la de la congelación del agua.

A continuación se exponen algunos ejemplos de crecimientos de microorganismos a bajas temperaturas que han sido publicados por diferentes investigadores.

Entre los mohos se han encontrado algunos: *Cladosporium* y *Sporotrichum* que crecen a $-6,7^{\circ}\text{C}$ y *Penicillium* y *Monilia*, que lo hacen a -4°C . Entre las levaduras se han encontrado que desarrollan de -2 a -4°C . Por otro lado, ciertas bacterias lo han hecho de -4 a $-7,5^{\circ}\text{C}$ y se han encontrado bacterias en pro

ductos de mar que crecían a temperaturas tan bajas como -11°C .

La mayoría pertenece a los géneros *Pseudomonas*, *Achromobacter*, *Alcaligenes*, *Micrococcus* y *Flavobacterium*, que crecen bien a temperaturas de refrigeración situadas entre 0 y $+7^{\circ}\text{C}$, lo mismo que ciertas levaduras y mohos.

Pero para temperaturas de congelación que son alrededor de -18°C o inferiores, en circunstancias normales, éstas temperaturas son suficientes para prevenir el crecimiento de todos los microorganismos, con excepción de algunos que pueden crecer dentro de la zona de congelación, pero a un ritmo extremadamente lento.

C A P I T U L O I I I

SELECCION DEL SISTEMA DE CONGELACION

3.1 CONSIDERACIONES TEORICAS SOBRE LA CONGELACION DEL CA MARON..

La congelación del camarón se efectúa al transferirse calor por conducción y convección en fases que consisten básicamente en lo siguiente:

- Extracción de un calor sensible desde la temperatura a la cual se encuentra originalmente, hasta la temperatura de congelación.
- Extracción de su calor latente con el siguiente cambio de estado (transformando el agua contenida en el camarón, en hielo).
- Extracción de su calor sensible de subenfriamiento desde su punto de congelación hasta su temperatura final.

La evacuación de calor por conducción se realiza desde el centro del producto pasando por el embala-

je y llegando hasta la superficie de la placa. El calor pasa al medio enfriador (refrigerante) desde la superficie de la placa, mediante convección natural.

Los factores que tienen influencia sobre la velocidad a la cual se efectúa la transferencia de calor para congelar el producto depende de:

- i) El tipo de congelación
- ii) La diferencia de temperatura existente entre el producto y el medio refrigerante.
- iii) El tamaño, tipo y propiedades térmicas del producto.
- iv) La presentación del producto antes de congelarlo (pelado, embalado).

Es necesario aclarar que aunque el agua pura esté congelada a 0°C , el camarón no comienza a congelar, sino hasta que su temperatura ha llegado a -2°C ; ésto es debido a las sales y otras sustancias químicas que contiene el camarón, se congelan a esta última temperatura.

A medida que la temperatura desciende por debajo de -2°C , el agua comienza a congelar más y más y el lí

quido residual se convierte en una especie de solución eutéctica, cuya concentración aumenta aceleradamente.

Algunas otras especies (pescados) tienen la particularidad que, incluso a -5°C todavía tienen un 20% del agua del músculo sin congelar, y es recién a -18°C , que se cree que un pescado tendrá su mayor parte del agua convertida en hielo.

Al intervalo de temperaturas comprendidas entre -2°C en que se inicia la congelación y -5°C , se denomina "zona crítica de congelación".

3.2 OBJETIVOS DE LA CONGELACION.-

Los objetivos de la utilización de sistemas de congelación radican en obtener una mejor conservación de las características organolépticas del camarón, ya que para llegar al consumidor transcurrirán algunos días tales como: a bordo del barco cuando se está efectuando la pesca del camarón, los días que permanecen en las camaroneras, y el viaje de la exportación, por lo que la congelación juega un papel importante en conservar la calidad del camarón.

Pueden resumirse los objetivos de la congelación tomando como punto de referencia su comercialización.

- a) Al estado congelado (para su exportación)
- b) Después de la congelación para procesarlo

3.3 TRATAMIENTOS PREVIOS A LA CONGELACION.-

Inmediatamente después de su captura se hace de los camarones una clasificación de primera mano y según su tamaño (clasificación a bordo) varios barcos utilizan, para conservar a bordo los camarones capturados, un sistema de agua de mar refrigerada. otros utilizan refrigeración con hielo.

El sistema de agua de mar refrigerada se hace en tanques isotérmicos, los cuales contienen agua de mar limpia y refrigerada.

Ha dado buenos resultados agregar 1.5% de bisulfato de sodio al agua de mar, a fin de reducir la proliferación bacteriana que puede originar manchas negras.

La refrigeración en hielo se la efectúa al triturar el hielo con martillo y se reparten dentro de la bodega capas alternas de hielo y de camarón hasta que

aquellas alcanzan un metro de altura sobre el piso de la bodega.

Una vez realizada la pesca se procede a entregar el camarón a las plantas congeladoras. En dichas plantas se procede a lavar los camarones, y se hace la selección del camarón. Los camarones que se encuentran en buen estado (no partidos) se descabezan y se los vuelve a lavar, para posteriormente guardarlos en cajas de cartón enceradas; estas cajas tienen una capacidad de cinco libras cada una. Una vez empacados los camarones, se vierte agua con hielo en las cajas. El agua sirve para llenar el vacío entre los camarones y para disminuir la pérdida de peso por evaporación.

Mientras los camarones que no se encuentran en buen estado (partidos) se procede a pelarlos y a devenarlos; una vez pelados se los lava y se los introduce en fundas plásticas. El procedimiento de guardarlos en las cajas es similar al caso anterior.

Realizado el embalaje de los camarones se procede a almacenarlos en el congelador a placas.

3.4 TIPOS DE CONGELACION.-

La congelación según la velocidad a la que se efectúe y por lo tanto, según el tiempo que se emplee en ejecutarla, puede dividirse en:

- Congelación rápida, y
- Congelación lenta

Por definición "Congelación Rápida" es aquella que debe franquear rápidamente la zona de máxima cristalización, y que además su proceso se lo considera realizado, solo cuando la temperatura promedio del producto llega a -18°C .

En general y en la práctica, se considera como congelación rápida, aquella que se efectúa a una velocidad comprendida entre 0,6 a 4 cm/hr y que tiene como tiempo máximo aquel que fluctúa entre 15 minutos hasta 8 horas.

Por otro lado, por definición "Congelación Lenta" es aquella que se realiza sin cumplir los requisitos de la congelación rápida. En la práctica se considera que para la congelación lenta la velocidad es inferior a 0,5 cm/hr y su tiempo mínimo siem

pre sobrepasa de las doce horas y se extiende incluso hasta tiempos que sobrepasan las 24 horas.

El tipo de congelación que se va a utilizar, es el de Congelación Rápida.

3.5 SISTEMA DE CONGELACION POR PLACAS HORIZONTALES DE CONTACTO.-

Actualmente se utiliza extensamente el congelador de contacto por placas inventado por BIRDSEYE, con ciertas modificaciones. Los congeladores de esta clase están compuestos por una serie de placas metálicas refrigeradas, huecas y planas. Las placas están montadas paralelamente, bien horizontal o perpendicularmente. Los espacios entre las placas se pueden variar, las placas se abren para cargar y se cierran antes de empezar la operación de congelación, de forma que la superficie de las placas esté en contacto íntimo con el producto alimenticio embalado o no. Naturalmente, el producto congelado tiene la forma de bloques de lados paralelos y durante el proceso de congelación el flujo de calor es perpendicular a las caras de las placas.

Existen dos tipos de congeladores a placas:

- a) Congeladores a placas verticales
- b) Congeladores a placas horizontales

Los congeladores a placas verticales son más recientes. Esta clase de instalación se adapta bien a la congelación de productos deformables y sin embalar, tales como pescado, carne y residuos de carne, siendo su aplicación principal en la congelación de peces en alta mar. El producto se añade directamente entre las placas verticales hasta obtener bloques que se puedan hacer más compactos, mediante el cierre de las placas, un poco más del límite de parada antes de la congelación. Hacia el final del proceso de congelación se calientan las placas para desalojar el bloque congelado y descongelar y limpiar la superficie de las placas antes del siguiente ciclo de congelación.

Los congeladores a placas horizontales se utilizan mucho para procesar paquetes de alimentos al por menor, contenidos en cajas rectangulares. Para facilitar su carga, estos alimentos se los coloca en bandejas de congelación con dimensiones convenientes para utilizar eficientemente el área de la placa. Una vez que los paquetes de alimentos están colocados en las placas, éstas se cierran por medio de un émbolo hidráulico, manteniendo una presión de 0,07 a

0,3 kg/cm², entre las placas y la superficie de los paquetes durante la congelación para promover un buen contacto entre cara y cara.

Para que la operación sea eficiente, el coeficiente de transmisión de calor entre la superficie del alimento y el medio de refrigeración en un congelador de placas ha de ser grande y uniforme.

Una vez analizados los tipos de congeladores a placas, escogeremos el congelador a placas horizontales, ya que está acorde con las condiciones del producto a congelar (paquetes de alimentos al por menor).

CAPITULO IV

DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DEL CONGELADOR A PLACAS

4.1 DISEÑO DEL CONGELADOR A PLACAS.-

El Congelador a Placas Horizontales a diseñar consistirá de una serie de placas o repisas localizadas en el interior de una cabina con aislamiento. Las placas o repisas podrán ser accionadas hidráulicamente.

El producto que ingresa a ser congelado deberá ser colocado sobre cada una de las placas, las mismas que se encontrarán en la posición abierta.

Cuando se completa la carga del producto las placas deben ser bajadas, con una presión ejercida a fin de mantener un contacto completo con la superficie del producto embalado.

El Congelador a Placas Horizontales objeto de este estudio consiste de dos partes:

- 1.- El mecanismo de congelación, que está compuesto de las placas, las mismas que están hechas

de láminas de acero, que proporcionan una superficie bastante lisa, tanto en la parte superior como en la inferior. Cada placa está compuesta de dos hojas de láminas de acero, en cuyo interior se encuentra un serpentín hecho de tubería de acero, de tal manera que las placas ejercen una determinada presión sobre el serpentín, logrando así un contacto más satisfactorio entre las superficies de congelación (placas) y el serpentín.

El refrigerante es circulado por efecto de la gravedad a través de la tubería, pasando por las placas, donde se produce la absorción de calor del producto, tanto en la parte superior como en la parte inferior.

El refrigerante que circula por la tubería es suministrado desde un cilindro (Fig. 4.1), por medio de unas mangueras flexibles que van conectadas a cada una de las placas.

También posee un pistón hidráulico, el mismo que proporciona el desplazamiento de las placas tanto hacia arriba como hacia abajo, este pistón hidráulico es accionado por una pequeña bomba hidráulica.

Además, un dispositivo de seguridad es incorporado para prevenir la excesiva concentración de presión del sistema hidráulico debido a la expansión de los paquetes durante la congelación.

Todo ésto va acoplado en un solo montaje, siendo la base del mismo hecha de acero comercial con recubrimiento de zinc para evitar la corrosión del acero.

- 2.- La otra parte del congelador es la cabina con aislamiento, la misma que posee puertas en la parte frontal y en la parte posterior.

Esta cabina está constituida de un aislamiento plástico rígido compuesto por: Cloruro de Polivinilo expandido, y cubierto por ambos lados de Poliestireno impregnado con fibra de vidrio, con un acabado superficial de substancia resinosa.

Este tipo de construcción resulta para la cabina una economía en peso, además, el poliestireno es muy resistente a la abrasión, siendo además impermeable a la humedad y por último presenta condiciones sanitarias aceptables. Los

espesores del aislamiento de cada material para la cabina se seleccionarán en el Capítulo V.

4.2 DIMENSIONAMIENTO DEL CONGELADOR A PLACAS.-

El dimensionamiento del congelador se lo hará en base de las dimensiones funcionales del camarón.

Tonelaje (diario): 2,449 TM (Capacidad del Congelador).

Dimensiones de cada caja: 0,292 x 0,158 x 0,069 mts.

Volumen de cada caja: 0,0032 m³

Peso de los camarones en cada caja: 2,26 kgs.

Peso aproximado de la caja: 0,071 kgs

Material de las cajas: cartón encerado

Dimensiones de cada placa: 1,486 x 1,892 x 0,022 mts.

Espesor de seguridad: 0,0064 mts.

Volumen de cada placa: 0,062 m³

Espacio libre en el congelador: 23,5%

En base a los datos anteriores se encuentra que el volumen del congelador deberá ser de 5,067 m³. Añadiéndole a este valor el espacio libre necesario para el desplazamiento de las placas, espacio entre los paquetes, tenemos que el volumen del congelador será del orden de 6,257 m³.

La distribución del congelador será:

Altura : 2,222 mts.
Largo : 1,892 mts.
Ancho : 1,486 mts.

4.2.1 Dimensionamiento de la cabina aislada.-

Ya que el congelador a placas necesita protección se dimensionará la cabina aislada.

La cabina se la dimensionará con un volumen considerable, ya que dentro de ella se encontrarán las mangueras flexibles, los tubos por donde circulará el refrigerante, una estructura de metal (accionada por la bomba hidráulica) que sirve para presionar las placas.

La distribución de la cabina aislada será:

Altura : 2,625 mts.
Largo : 2,212 mts.
Ancho : 1,816 mts.

Por consiguiente, el volumen de la cabina será aproximadamente de 10,545 m³.

A continuación se da un esquema general del congelador en la Fig. 4.2.

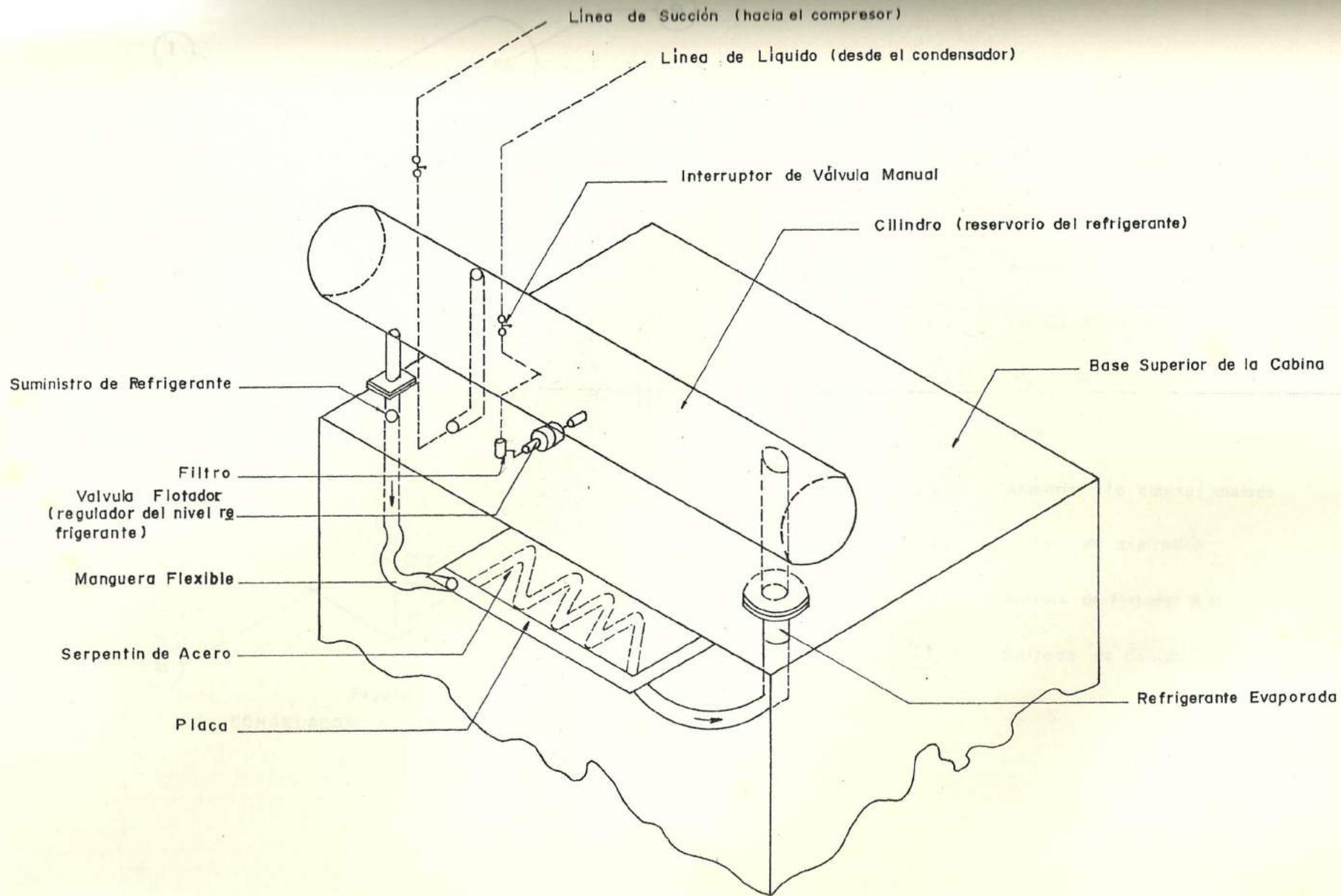


Figura 4:1

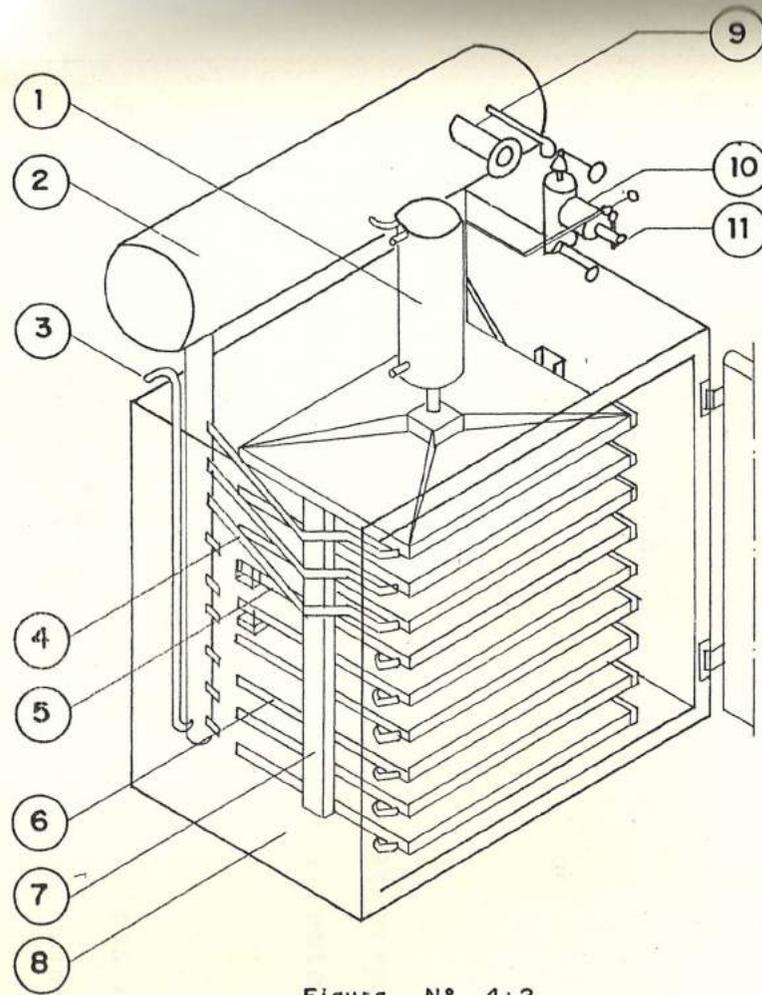


Figura N° 4:2
 CONGELADOR A PLACAS HORIZONTALES

- ① Cilindro Hidráulico
- ② Botella separadora de líquido
- ③ Desescarchado por gas caliente
- ④ Mangueras Flexibles
- ⑤ Pernos de ensamble
- ⑥ Placa de congelación
- ⑦ Guia
- ⑧ Armario (o cabina) aislado
- ⑨ Orificio de aspiración
- ⑩ Válvula de flotador B.P.
- ⑪ Entrada de líquido

CAPITULO V

CALCULO DE CARGA FRIGORIFICA Y DEL TIEMPO DE CONGELACION DEL CAMARON

En una instalación frigorífica, cualquiera que sea el fin buscado, el reparto de la producción frigorífica bruta del (o de los) compresor (es), puede establecerse bajo la igualdad:

$$Q_t = Q_u + Q_p \quad (15)$$

en la que:

Q_t : representa la producción frigorífica bruta en las condiciones de utilización.

Q_u : la cantidad de frigorías necesarias para la refrigeración, congelación y sub-enfriamiento del producto y de su embalaje.

Q_p : el conjunto de aportaciones caloríficas exteriores que, así mismo, debe compensar la máquina frigorífica.

5.1 APORTES INTERNOS DEL CAMARON.-

La cantidad de frigorías necesarias (Q_u) debido a los aportes internos, se la divide de la siguiente manera:

La cantidad de frigorías necesarias para el tratamiento del producto:

Enfriamiento desde t_e a t_c : Q_{u1}

$$Q_{u1} = c \times m \times (t_e - t_c) \quad \text{Ec. (5.1) (15)}$$

siendo:

$$c = \text{Calor específico del camarón} = 0,47 \text{ kcal / kg}^\circ\text{C.} \quad (1)$$

$$m = \text{Masa del camarón} = 2.449 \text{ kg/día}$$

$$t_e = \text{Temperatura de entrada del producto} = +10^\circ\text{C}^*$$

$$t_c = \text{Temperatura de congelación del producto} = -2^\circ\text{C.} \quad (1)$$

En el caso de no disponer del calor específico del producto; el calor específico se lo puede obtener de la siguiente relación:

* Datos proporcionados por Empacadoras

$$c = (a + 0,4b)/100 \quad (15)$$

donde:

a : Representa el contenido de agua en el producto

b : Representa el contenido de materia sólida

Por lo tanto, tenemos que:

$$Qu1 = 13.812,36 \text{ kcal/día}$$

Congelación del agua fisiológica a t_c : $Qu2$

$$Qu2 = l_c \times m \quad \text{Ec. (5.2) (15)}$$

siendo:

$$l_c = \text{Calor latente de congelación del producto} = 65,45 \text{ kcal/kg. (1)}$$

En caso de no disponer de este dato, se lo puede calcular por medio de la siguiente expresión:

$$l_c = (80 \times a)/100 \quad (15)$$

Obteniendo el siguiente valor:

$$Qu2 = 160.287,05 \text{ kcal/día}$$

Subenfriamiento del producto congelado desde t_c a t_f :
 $Qu3$.

$$Qu3 = c' \times m \times (t_c - t_f) \text{ Ec. (5.3) (15)}$$

siendo:

$$c' = \text{Calor específico del producto después de la congelación} = 0,25 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C. (1)}$$

En caso de no disponer de este dato se lo puede obtener de la siguiente relación:

$$c' = (0,5 a + 0,4b)/100 \quad (15)$$

$$t_f = \text{Temperatura del producto al final de la congelación} = -18^\circ\text{C.}$$

Por lo consiguiente se tiene que:

$$Qu3 = 9.796 \text{ kcal/día}$$

Enfriamiento del embalaje: Q_e

$$Q_e = c_e \times m_e \times (t_{ee} - t_f) \times n \text{ Ec. (5.4) (15)}$$

siendo:

ce = Calor específico del material de embalaje =
0,45 kcal/kg°C. (2)

tee = Temperatura de entrada del embalaje = +15°C

me = Masa del embalaje = 0,071 kg/día (en cada
cartón)*

n = Número de cartones = 1.080

Por lo tanto, tenemos que:

$$Q_e = 1.138,69 \text{ kcal/día}$$

Debido a que el camarón dentro de la caja va acompañado con agua (1/4 kg.); la misma se la considera como aporte interno, el mismo que representa el 11% del peso del producto, reemplazando los valores en la siguiente ecuación:

$$Q_{u4} = 0.11 \times m \times c_a \times (t_{ea} - t_f)$$

Ec. (5.5) (15)

donde:

t_{ea} = Temperatura de entrada del agua = +10°C (1)

* Dato Proporcionado por las Empacadoras

$c_a =$ Calor específico del agua = 1 kcal/kg°C (1)

Por lo tanto:

$$Q_{u4} = 7.542,9 \text{ kcal/día}$$

Por lo consiguiente, se tiene que el valor del apartado Q_u es el siguiente:

$$Q_u = Q_{u1} + Q_{u2} + Q_{u3} + Q_e + Q_{u4}$$

$$Q_u = 192.577,01 \text{ kcal/día}$$

5.2 APORTES EXTERNOS.-

Para cada una de las paredes de la cabina que constituyen el congelador a placas, la cantidad de calor que penetra cada 4* horas será dado en kcal/día, por la siguiente fórmula:

$$Q = K \times A \times \Delta T \times 4 \quad \text{Ec. (5.6) (15)}$$

en la que:

$Q =$ Calor transmitido en kcal/día

* *Tiempo que dura la Congelación*
(Dato proporcionado por Empacadoras)

K = Coeficiente global de transferencia de calor propio de cada pared en $\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$.

A = Superficie de Transmisión de la pared, en m^2

ΔT = Diferencia de Temperatura propia a cada pared, entre T_a temperatura ambiente y T_c temperatura del Congelador en grados centígrados.

Debido a que el congelador se encuentra ubicado en locales interiores el valor de T_a se lo considera entre 20 y 25°C . (16)

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor se usa la siguiente fórmula:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\sum e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{Ec. (5.7) (23)}$$

donde:

h_i = Coeficiente de Transmisión de superficie interior de convección y radiación simultáneos.

h_e = Coeficiente de Transmisión de superficie exterior de convección y radiación simultáneos.

λ = Coeficiente de Conductividad de cada uno de los materiales que constituyen la cabina.

e = Los espesores de las diversas capas de la cabina.

Los valores de los coeficientes de transmisión de superficie interior y exterior de convección y radiación simultáneos son dados a continuación:

$$h_e = 20 \text{ kcal/h m}^2\text{°C} \quad (23)$$

$$h_i = 7 \text{ kcal/h m}^2\text{°C} \quad (23)$$

La cabina está compuesta de los siguientes materiales (dado abajo), y el espesor recomendable se lo hace en base de las pérdidas caloríficas por las paredes y no debe exceder de 10 kcal/h m^2* .

MATERIAL	ESPESOR (m)	COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD kcal/hm°C
Capa superficial de sustancia resinosa (1).	0,017	0,7
Poliestireno (2)	0,017	0,030
Fibra de vidrio (3)	0,017	0,032
Cloruro de Polivinilo expandido. (4)	0,064	0,017

* Valor de Flujo térmico unitario recomendable para obtener un espesor económico y una pérdida calorífica tolerable. (3)

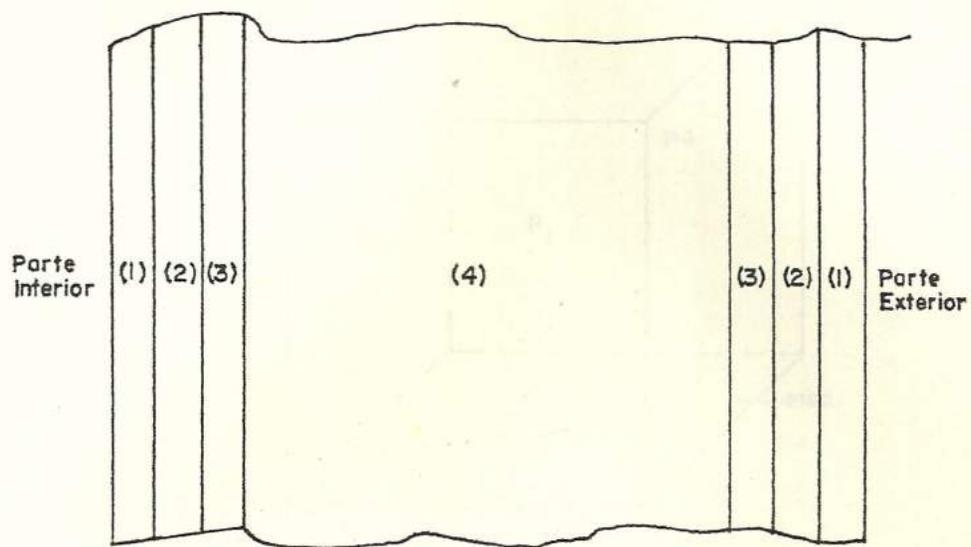


FIGURA 5.1.- SECCION TRANSVERSAL DE LA PARED DE LA CABINA.

Reemplazando los valores anteriores en la Ec. (5.7) obtenemos que:

$$K = 0,196 \text{ kcal/hr m}^2\text{°C}$$

Todas las paredes de la cabina están compuestas del mismo material.

Con ayuda de la Fig. 5.2 se calculará la cantidad de calor que penetra cada cuatro horas por las paredes, el piso y el techo.

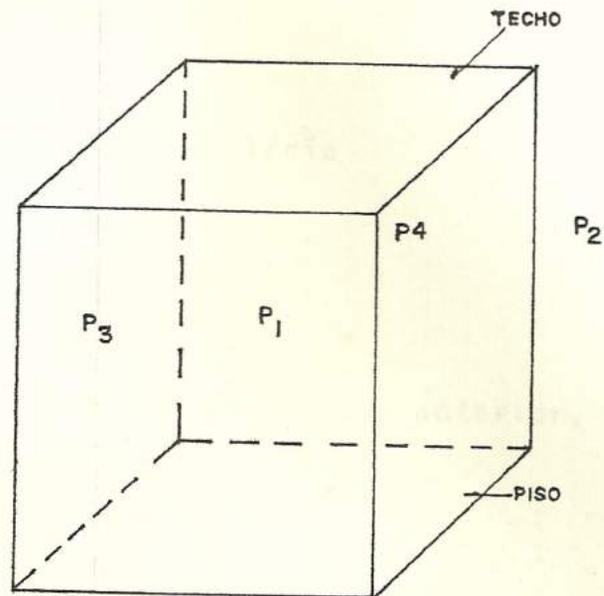


FIGURA 5.2

CALCULO DE P1 Y P4.-

Ya que P1 y P4 tienen las mismas dimensiones y están compuestas del mismo material, procedemos a calcular la cantidad de calor que penetra por dichas paredes:

$$Q_{p1} = K \times A \times \Delta T \times 8 \quad (16)$$

donde:

$$K = 0,196 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$A = 5,806 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = +55^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

$$Q_{p1} = 500,71 \text{ kcal/día}$$

CALCULO DE P2 Y P3.-

El procedimiento es igual al caso anterior, solamente con cambio en el área.

$$A = 4,767 \text{ m}^2$$

Por lo tanto:

$$Q_p = 411,11 \text{ kcal/día}$$

CALCULO DEL PISO Y DEL TECHO.-

El piso y el techo tienen las mismas dimensiones y están compuestos del mismo material, el cálculo de la cantidad de calor que penetra por ambas partes se hace de la siguiente manera:

$$Q_{p3} = K \times A \times \Delta T \times 8$$

donde:

$$K = 0,196 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$A = 4,016 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = +55^\circ\text{C}$$

Por lo tanto:

$$Q_p 3 = 346,34 \text{ kcal/día}$$

Por lo cual se obtiene el valor del apartado Q_p que es el siguiente:

$$Q_p = 1.258,15 \text{ kcal/día}$$

Por lo tanto, la producción frigorífica total es:

$$Q_t = Q_p + Q_u$$

$$Q_t = 193.835,16 \text{ kcal/día}$$

Para efecto de seguridad se le agrega el 5% al valor de la producción frigorífica obteniendo por lo tanto el siguiente valor:

$$Q_t = 203.526,92 \text{ kcal/día}$$

5.3 TIEMPO DE CONGELACION DEL CAMARON.-

El tiempo que tarda el proceso de congelación del camarón depende de varios factores, tales como el camarón mismo, y el equipo usado para la congelación. Los más importantes son:

- a) Dimensión y forma del producto, particularmente el espesor.
- b) Conductividad térmica del producto
- c) Temperaturas inicial y final del producto
- d) Temperatura del medio refrigerado

El cálculo del tiempo de congelación se lo puede hacer con ayuda de la fórmula de Planck, dada abajo, y ha sido generalmente usada para tiempos de congelación aproximados; sin embargo, no puede ser usada para el diseño de equipo de congelación.

$$\theta = \left[1 + 0,0044 (t_1 - t_2) \left[\frac{\Delta H}{v (t_2 - t_4)} \right] \left(P \frac{e}{\alpha_p} + \frac{Re^2}{\lambda} \right) \right] \quad (2)$$

donde:

- θ = tiempo de congelación en horas
- t_1 = temperatura de entrada del producto = $+10^\circ\text{C}$ (1)
- t_2 = temperatura de congelación del producto = -2°C (1)
- t_4 = temperatura dentro del congelador = -30°C
- ΔH = Cantidad de calor a ser extraído del producto desde el estado inicial hasta el estado final.

P,R = Valores que dependen de la forma del recipiente donde se guarda el producto (cartón rectangular). $P = 1/2$; $R = 1/6$ (2)

v = volumen específico del hielo = $0,0010 \text{ m}^3/\text{kg}$ (1)

α_p = coeficiente de transferencia de calor (incluido el efecto de empaquetado) = $197,75 \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$. (7)

e = espesor paralelo a la dirección reinante de la transferencia de calor = $0,07 \text{ m}$.

λ = conductividad térmica del producto = $4,2 \times 10^{-2} \text{ kcal/h m}^2\text{°C}$. (15)

En la Tabla IV se dan las características del camión.

El valor de ΔH se lo calcula de la siguiente manera:

$$\Delta H = c_2 (t_1 - t_2) + L_f + c_1 (t_2 - t_3) \quad (2)$$

en donde:

c_2 = Calor específico del producto por encima del punto de congelación = $0,47 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$. (1)

L_f = Calor latente de fusión del producto = $65,45 \text{ kcal/kg}$. (1)

c_1 = Calor específico del producto por debajo del punto de congelación = $0,25 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$. (1)

t_3 = Temperatura final del producto = -18°C

Con los datos de c_2 , L_f , c_1 y t_3 , se calcula la cantidad de calor a ser extraída del producto (ΔH), obteniendo que:

$$\Delta H = 74,64 \text{ kcal/kg.}$$

Una vez encontrada la cantidad de calor a ser extraída del producto (ΔH), y con los datos dados anteriormente, calculamos el tiempo de congelación del camarón, el mismo que es igual:

$$\theta = 4,10 \text{ horas}$$

T A B L A IV

PROPIEDADES DEL CAMARON

Punto de congelación. °C	Calor específico por encima del punto de congelac. (kcal/kg)	Calor específico por debajo del punto de congelac. (kcal/kg)	Contenido de agua (%)	Calor Latente (kcal/kg)	Conductividad térmica (kcal/hr m°C)	Densidad (kg/m ³)
- 2	0,47	0,25	83	65,45	$4,2 \times 10^{-2}$	560

CAPITULO VI

SELECCION DEL REFRIGERANTE Y DEL CICLO FRIGORIFICO

6.1 SELECCION DEL REFRIGERANTE.-

El refrigerante o fluido frigorígeno, es la sustancia que circula cíclicamente por el sistema de congelación (congelador a placas), actuando como agente refrigerante del producto a enfriar.

Los refrigerantes se clasifican en dos grupos:

Refrigerantes Primarios.- Son sustancias químicas que se caracterizan por su tendencia a vaporizarse a bajas temperaturas al absorber calor del evaporador; así como también se condensan a temperaturas ambientes al ceder calor en el condensador. Estos refrigerantes son empleados en Sistemas de Refrigeración Directa.

Los refrigerantes primarios más usados son los siguientes hidrocarburos halogenados:

Amoniaco	R717
Refrigerante 12	R12
Refrigerante 22	R22
Refrigerante 502	R502

Las características principales de estos hidrocarburos halogenados están dadas en la Tabla V.

Refrigerantes Secundarios.- Son fluidos usados generalmente en sistemas de refrigeración indirecta, cuya característica principal es tener un bajo punto de congelación y bajo punto eutéctico.

En este grupo se encuentran refrigerantes formados por salmueras como el Cloruro de Calcio y Cloruro de Sodio (más empleado); por líquidos incongelables como el alcohol etílico y la acetona, y por hidrocarburos halogenados, tales como el Refrigerante 11 y el Refrigerante 113.

Debido a que el sistema de refrigeración empleado para nuestro caso es el de refrigeración directa, el refrigerante que se escogerá será del tipo primario.

La selección del refrigerante primario se basa en características tales como termodinámicas, de seguri-

dad, técnicas, económicas.

Una vez analizada la Tabla V, se selecciona para nuestro caso el refrigerante R717 (Amoníaco), esta selección se la realiza principalmente en base de la temperatura de ebullición del refrigerante ($-33,33^{\circ}\text{C}$); ya que el congelador a placas va a tener una temperatura de trabajo de alrededor de -25°C ; la temperatura de ebullición es una característica termodinámica; por otra parte, este refrigerante presenta la ventaja que es fácil detectar cualquier fuga o escape del circuito.

6.2 SELECCION DEL CICLO FRIGORIFICO.-

Al haber seleccionado al refrigerante primario, el sistema de refrigeración que se escogerá será de refrigeración directa, ya que estos sistemas operan exclusivamente con refrigerantes primarios.

Los sistemas de refrigeración directa se clasifican según las etapas:

Ciclo a una sola etapa

Ciclo a dos etapas

Ciclo a tres etapas

Ciclo en Cascada

Ciclo a una Sola Etapa.- Se emplean en sistemas en los cuales no son necesarias bajas temperaturas de evaporación.

Por otro lado, la relación entre la presión de condensación y la presión de evaporación debe ser menor que siete para instalaciones que usan NH₃.

Ciclo a dos Etapas.- Este ciclo está condicionado a las siguientes consideraciones:

- a) Tipo de refrigerante
- b) Relación o tasa de compresión

Los datos prácticos aconsejables para elegir este ciclo son:

$$a) \Delta t = t_c - t_e \geq 50^\circ\text{C} \text{ ó } r = P_c/P_e \geq 7 \quad (2.3)$$

en caso de operar con NH₃

$$b) \Delta t = t_c - t_e \geq 70^\circ\text{C} \text{ ó } r = P_c/P_e \geq 10, \text{ en el caso de operar con los refrigerantes halogenados.}$$

donde:

t_c = temperatura de condensación

t_e = temperatura de evaporación

r = relación de compresión

P_c = presión de condensación

P_e = presión de evaporación

Ciclo a Tres Etapas.- Este ciclo se presenta aproximadamente en las mismas condiciones de trabajo que la del ciclo en cascada, siendo usado cuando la relación o tasa de compresión es superior a 28.

Ciclo en Cascada.- Este ciclo es seleccionado únicamente cuando la instalación opera a regímenes de temperatura sumamente bajas, como por ejemplo a -50 a -60°C aproximadamente. Su costo de instalación y de explotación es sumamente caro.

Analizando cada uno de los ciclos anteriores, el más recomendable para nuestro caso es el ciclo a dos etapas.

T A B L A V
PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES

PROPIEDADES	NH3	R12	R22	R502
<u>Criterios Termo- dinámicos.</u>				
Temperatura de Ebullición (°C)	-33,33	-29,8	-40,8	-45,6
Temperatura Crítica (°C)	132,4	112	96	82,7
Tasa de Compresión	4,936	4,08	4,03	9,9
<u>Criterios de Seguridad</u>				
Toxicidad	Muy tóxico	No tóxico	No tóxico	No tóxico
Inflamabilidad	Poco Inflamable	No Inflamable	No Inflamable	No Inflamable
Acción sobre Alimentos	Fuente	Casi nula	Casi nula	Casi nula
<u>Criterios Técnicos</u>				
Acción sobre aceites.	Ataca al Cu y sus Aleaciones poco miscible con aceite.	Ataca al Magnesio Completamente miscible.	Parcialmente miscible dependiendo de condición de presión y temperatura de trabajo.	
Eficiencia de Intercambio Térmico.	Muy grande	Ligera	L i g e r a	
Aptitud a las fugas	Ligera	Muy grande	Muy g r a n d e	
Detección	Fácil (olor)	Difícil (inodoro)	D i f í c i l (inodoro)	

CAPITULO VII

CALCULO DEL CICLO FRIGORICO

7.1 DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS DE CONDENSACION DEL CICLO.-

Debido a que la instalación frigorífica utilizará un condensador enfriado por agua, asumiremos que la temperatura del agua a la entrada del condensador será de $+29^{\circ}\text{C}$, y la temperatura del agua a la salida del condensador será de $+38^{\circ}\text{C}$, obteniendo que la temperatura de condensación será de $+42^{\circ}\text{C}$, con una presión de condensación igual a 17 kg/cm^2 .

Para este valor de presión el refrigerante tendrá una temperatura de recalentamiento igual a $+115^{\circ}\text{C}$ y una temperatura de sub-enfriamiento igual a $+37^{\circ}\text{C}$, en la etapa de alta presión, mientras que en la etapa de baja presión el refrigerante tendrá una temperatura de recalentamiento igual a $+75^{\circ}\text{C}$.

A continuación presentamos un gráfico de la curva de calentamiento del agua al absorber el calor del refrigerante (Fig. 7.1).

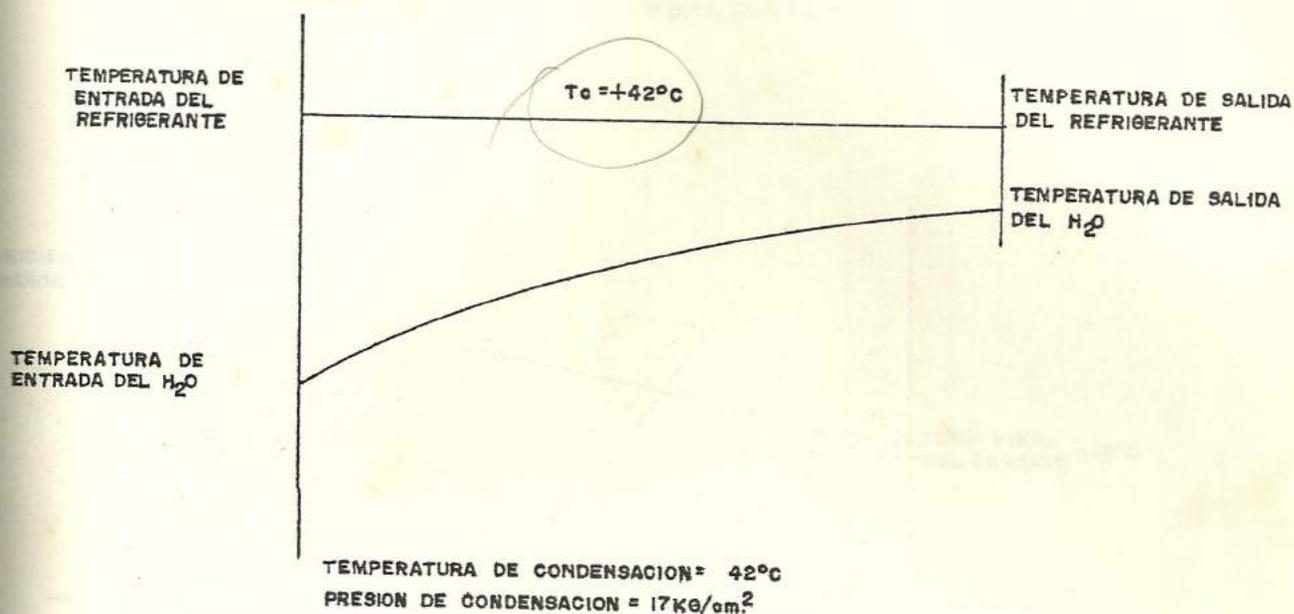


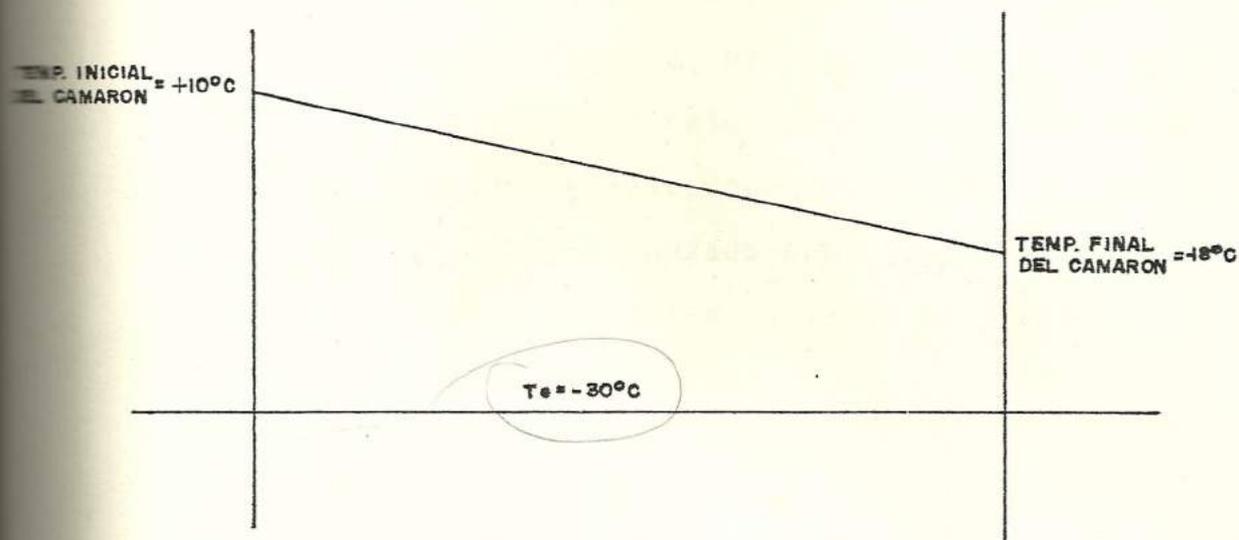
Fig. 7.1

7.2 DETERMINACION DE LAS TEMPERATURAS DE EVAPORACION DEL CICLO. -

La determinación de la temperatura de evaporación se la hará en base a la temperatura a la que se encuentra el congelador que es de -25°C , ya que el producto (camarón) a congelar deberá estar a -18°C , por lo tanto, la temperatura de evaporación será de -30°C , con una presión de evaporación de $1,22\text{ kg/cm}^2$.

La cantidad de calor absorbida en forma de calor latente por el fluido refrigerante que se vaporiza es suministrada por el calor del camarón, esquemática-

mente ésto lo podríamos representar de la siguiente manera (Fig. 7.2):



Para completar el trazado del ciclo asumiremos que debido al recalentamiento del refrigerante a causa de la tubería, la temperatura de entrada al compresor será aproximadamente 5°C mayor a la temperatura de saturación, lo que en la práctica es aconsejable y razonable.

7.2.1 Determinación de la presión y temperatura intermedia del ciclo.-

De acuerdo a datos prácticos es aconsejable adoptar un ciclo a dos etapas cuando:

- a) $\Delta T = T_c - T_e \geq + 50 \text{ }^\circ\text{C}$; para nuestro caso $\Delta T = +72^\circ\text{C}$
 b) $r = P_c/P_e \geq 7$; para nuestro caso $r = 13,93$

Por lo tanto, con la ayuda de las presiones de condensación y evaporación calcularemos la presión intermedia, permitiendo fijar el valor de la misma (P_i) calculando la cesión mínima de energía mecánica que debe aportarse. Se demuestra haber alcanzado este objetivo cuando las presiones puestas en juego se escalonan en progresión geométrica:

$$\frac{P_i}{P_e} = \frac{P_c}{P_i} \quad (16)$$

O bien: $P_i = \sqrt{P_c \times P_e}$

Obteniendo que $P_i = 4,55 \text{ kg/cm}^2$; con una temperatura intermedia igual a $+1^\circ\text{C}$.

Obtenida la presión intermedia se puede calcular la relación de compresión en cada etapa:

Para la etapa de alta presión;

$$r_{ca} = 17/4,55 = 3,73$$

Para la etapa de baja presión:

$$r_{cb} = 4,55/1,22 = 3,73$$

Los datos obtenidos anteriormente de relación de compresión son valores aceptables.

7.3 DETERMINACION DE LAS CARACTERISTICAS DEL CICLO FRIGORIFICO..

Una vez elegido el ciclo a dos etapas, por las condiciones antes expuestas, escogeremos el tipo de ciclo a dos etapas de compresión.

Los dos tipos de ciclos a dos etapas existentes para el caso del amoníaco son:

- a) Ciclo de Inyección Total
- b) Ciclo de Inyección Parcial

En el caso de Inyección Total se tiene una producción simultánea de frío en la etapa de baja presión y en la de presión intermedia, mientras que el ciclo a Inyección Parcial se tiene una producción de frío en la etapa de baja presión solamente; por lo tanto, utilizaremos el ciclo de inyección parcial ya que la producción de frío en nuestra instalación será en la etapa de baja presión.

Las características del ciclo termodinámico están representadas en el diagrama h vs. $\log P$ del Amoníaco

mostrado en la Fig. 7.3, (las líneas punteadas representan el ciclo real); y el esquema frigorífico en la Fig. 7.4.

La determinación de las características termodinámicas en cada uno de los procesos que se desarrollan en el ciclo se desglosan como siguen:

- Proceso de compresión ideal del vapor (baja presión del punto 1' al punto 2).

$$t_{1'} = -25^{\circ}\text{C} \quad ; \quad h_{1'} = 395 \text{ kcal/kg} \quad ; \quad v_{1'} = 1 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$t_2 = +62^{\circ}\text{C} \quad ; \quad h_2 = 437,5 \text{ kcal/kg}$$

- Proceso de compresión real del vapor (baja presión del punto 1' al punto 2').

Debido a la caída de presión que hay en el evaporador la misma se compensa con la válvula de expansión, con el propósito de que el punto 1' se encuentre a la presión de evaporación; con un aumento de temperatura debido al recalentamiento que sufre el refrigerante en la tubería antes de entrar al compresor.

Para hallar las condiciones del punto 2'; empleamos el rendimiento indicado de la compresión el mismo que

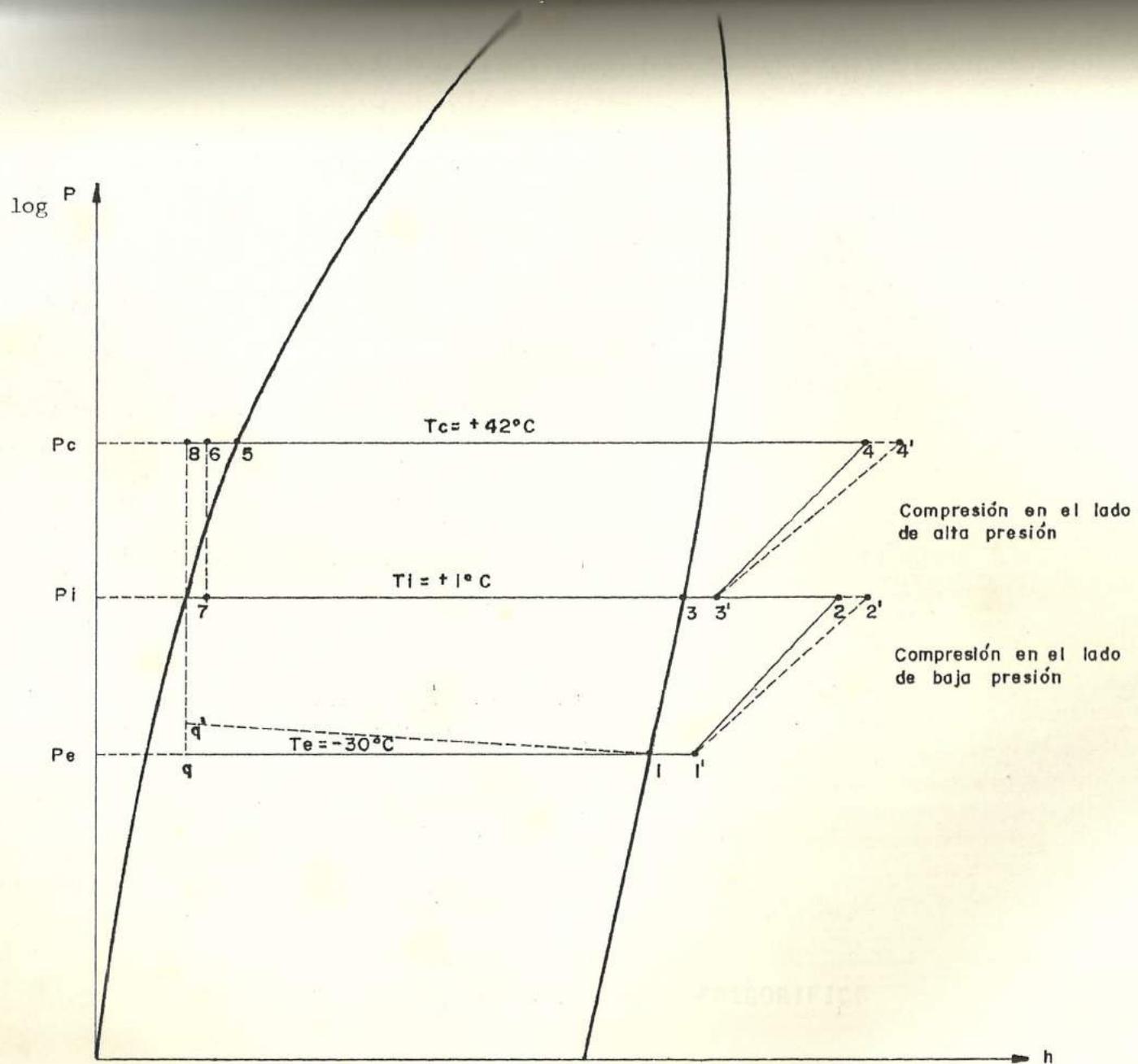
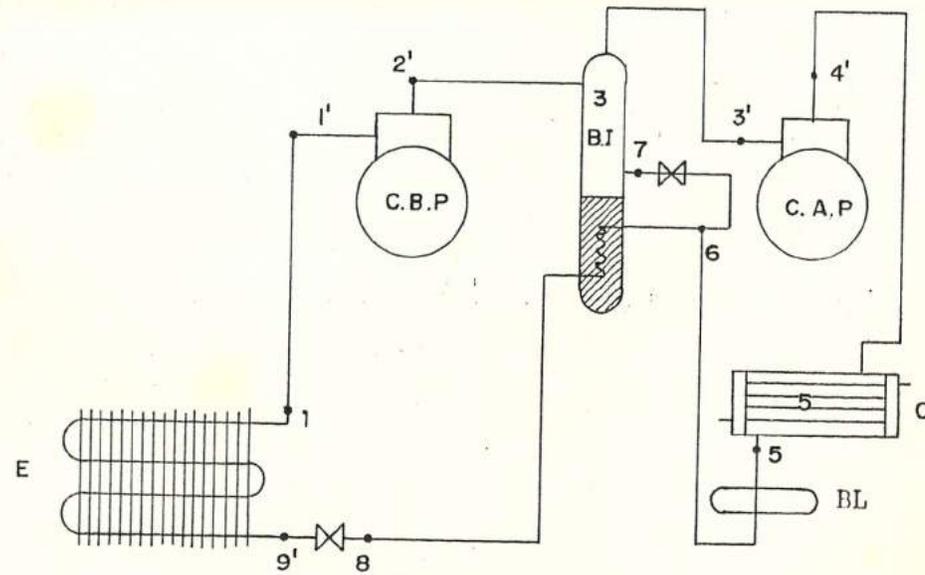


Figura N° 7: 3
 DIAGRAMA DE h vs. $\log P$



B.I. Botella de Líquido
 B.I : Botella Intermediaria
 C : Condensador
 C.A.P : Compresor de Alta Presión
 C.B.P : Compresor de Baja Presión
 E : Evaporador

Figura N° 7.4
 ESQUEMA DEL EQUIPO FRIGORIFICO

está presentado por la siguiente fórmula:

$$n_i = \frac{\text{trabajo ideal}}{\text{trabajo real}} = \frac{h_2 - h_{1'}}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (16)$$

Para condiciones prácticas el valor de n_i es aproximadamente igual a n_v (rendimiento volumétrico).

Conocidos los valores de $h_{1'}$, h_2 y $n_i = n_v^*$ se puede encontrar $h_{2'}$ de la siguiente manera:

$$h_{2'} = (h_2 - h_{1'} + n_i h_{1'}) / n_i$$

reemplazando los valores tenemos:

$$h_{2'} = 445 \text{ kcal/kg}$$

Debido a que el amoníaco llega a la botella intermedia, la presión en 2' será igual a la presión intermedia, obteniendo que:

$$t_{2'} = +75^\circ\text{C}$$

- Proceso de desrecalentamiento del vapor en la botella

* El valor de n_v se lo calcula con la relación de compresión y con la ayuda de la fig. 7.7; $n_v = 0,75$.

intermediaria hasta el estado de vapor saturado (del punto 2' al punto 3).

$$t_i = t_3 = +1^\circ\text{C} \quad ; \quad h_3 = 402 \text{ kcal/kg} \quad ; \quad v_3 = 0,28 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Para el trazado del ciclo, se ha asumido un recalentamiento del vapor de 5°C , ya que en la práctica es un valor razonable, por lo tanto tenemos:

$$t_{3'} = +6^\circ\text{C} \quad ; \quad h_{3'} = 405 \text{ kcal/kg} \quad ; \quad v_{3'} = 0,29 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Proceso de compresión ideal del vapor (alta presión del punto 3' al punto 4').

$$t_4 = +101^\circ\text{C} \quad ; \quad h_4 = 450 \text{ kcal/kg} \quad ; \quad v_4 = 0,1 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Proceso de compresión real del vapor (alta presión del punto 3') al punto 4').

Para hallar las condiciones en el punto 4'; aplicamos el mismo procedimiento que en el de baja presión; obteniendo por lo tanto que:

$$h_{4'} = (h_4 - h_{3'} + \eta_i h_{3'}) / \eta_i$$

reemplazando valores tenemos que:

$$h_{4'} = 457,94 \text{ kcal/kg}$$

Para el cálculo de la presión en 4' tenemos que considerar lo siguiente; al producirse la compresión en la etapa de alta presión; la presión de descarga del compresor será mayor que la presión de condensación, por lo tanto con la ayuda de la siguiente fórmula procedemos a calcular la presión en el punto 4':

$$\Delta P = \frac{f' (G_{\text{máx}})^2 nhv (0,145 \times 10^{-8})}{\rho} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{tr}} \right)^{0,14} Ec, (7.1) \quad (10)$$

donde:

f' = Factor empírico de rozamiento

$G_{\text{máx}}$ = Velocidad de la masa en el área mínima, en kg/hr m².

ρ = Densidad de la masa en kg/m³

nhv = Número de hileras verticales

μ_s = Viscosidad del refrigerante a la temperatura de la superficie del tubo en kg/hr m .

μ_{tr} = Viscosidad del refrigerante a la temperatura de condensación en kg/hr m .

- Cálculo de f'

$$f' = \left[0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{St - de}{de} \right)^{1,08}} \right] \left(\frac{G_{\text{máx}} de}{\mu_{tr}} \right)^{-0,16} \quad Ec.(7.2) \quad (10)$$

donde:

St = Distancia entre los centros de los tubos en hileras longitudinales adyacentes (medidos perpendicularmente a la dirección del flujo) a paso transversal = 0,04 m.*

de = Diámetro exterior = 0,0317 m*

Ahora procedemos a calcular $G_{\text{máx}}$

$$G_{\text{máx}} = \frac{\dot{m}_T}{A_{\text{mín}}}$$

en la que:

\dot{m}_T = Caudal másico total = 442,56 kg/hr

$A_{\text{mín}}$ = Área mínima libre del flujo por unidad de longitud de tubo.

Para calcular el área mínima nos valemos de la figura 7.5.

$A_{\text{mín}} = (St - de) \times l \times \text{número de hileras longitudinales. (10)}$

* Dato proporcionado por Catálogos

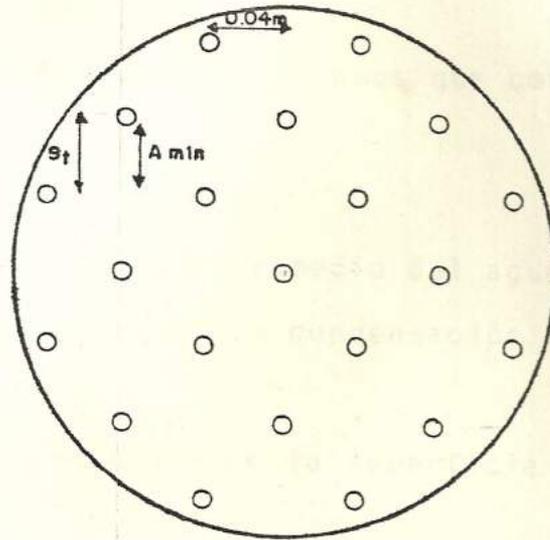


FIGURA 7.5.- SECCION TRANSVERSAL DEL CONDENSADOR

donde:

ℓ = Longitud de los tubos = 1,9 m (según catálogos)

Número de hileras longitudinales = 6

teniendo que:

$$A_{min} = 0,2827 \text{ m}^2$$

por lo tanto:

$$G_{m\acute{a}x} = 1.565,36 \text{ kg/hr m}^2$$

Para hallar h_{tr} y h_s tenemos que considerar lo siguiente:

t_a = Temperatura promedio del agua en $^{\circ}\text{C}$

t_r = Temperatura de condensación del refrigerante = $+42^{\circ}\text{C}$.

t_s = Temperatura de la superficie del tubo en $^{\circ}\text{C}$

Cálculo de t_a

$$t_a = \frac{t_{a1} + t_{a2}}{2}$$

donde:

t_{a1} = Temperatura de entrada del agua = $+29^{\circ}\text{C}$

t_{a2} = Temperatura de salida del agua = $+38^{\circ}\text{C}$

obteniendo:

$$t_a = +33,5^{\circ}\text{C}$$

Cálculo de t_s

Debido a que el espesor del tubo es pequeño (2,5 mm dato proporcionado por catálogos) la temperatura de la superficie del tubo se la puede considerar igual

en la superficie interior como exterior del tubo y se la puede calcular mediante la siguiente relación:

$$t_s = \frac{t_a + t_r}{2} \quad (10)$$

por lo tanto:

$$t_s = +37,75^\circ\text{C}$$

Encontrado el valor de t_s tenemos que:

$$\mu_s = 0,2428 \text{ kg/hr m}$$

$$\mu_{tr} = 0,2191 \text{ kg/hr m}$$

Reemplazando los valores de ST , de, $G_{\text{máx}}$, y μ_{tr} en la ecuación 7.2, tenemos que:

$$f' = 0,315$$

Con la ayuda de la Figura 7.5, encontramos el valor de $nhv = 7$.

El valor de la densidad se lo calcula en base de la temperatura de condensación del refrigerante, la misma es igual a $572,6 \text{ kg/m}^3$.

Encontrando los valores de f' , $G_{\text{máx}}$, nhv , ρ , μ_s , y μ_{tr} ; y reemplazándolos en la ecuación 7.1, encontramos el valor de ΔP .

$$\Delta P = 5,63 \times 10^{-9} \text{ kg/cm}^2$$

Debido a que la caída de presión es sumamente pequeña, consideraremos que la presión de descarga en la etapa de alta presión es igual a la presión de condensación del refrigerante es decir:

$$P_{4'} = 17 \text{ kg/cm}^2 ; \quad t_{4'} = +115^{\circ}\text{C}$$

- Proceso de condensación del vapor (del punto 4' al punto 5).

$$t_5 = +42^{\circ}\text{C} \quad ; \quad h_5 = 147,5 \text{ kcal/kg}$$

- Proceso de subenfriamiento del líquido a causa de la botella receptora del líquido en aproximadamente 3°C (del punto 5 al punto 6).

$$t_6 = +39^{\circ}\text{C} \quad ; \quad h_6 = 144 \text{ kcal/kg}$$

- Proceso de expansión isentalpica en la válvula de expansión (del punto 6 al punto 7).

Se trata de un proceso de estrangulamiento, que es irreversible sin que salga energía del sistema en forma de trabajo, por lo tanto tenemos:

$$h_6 = h_7 = h_{7'} = 144 \text{ kcal/kg}$$

$$P_7 = P_i = 4,55 \text{ kg/cm}^2$$

- Proceso de subenfriamiento del líquido al pasar por la botella intermediaria en aproximadamente 5°C (del punto 5 al punto 8):

$$t_8 = +37^\circ\text{C} \quad ; \quad h_8 = 142 \text{ kcal/kg}$$

- Proceso de expansión isentálpica en la válvula de expansión (del punto 8 al punto 9'); es hasta el punto 9' para compensar la caída de presión que hay en el evaporador.

$$h_8 = h_9 = h_{9'} = 142 \text{ kcal/kg}$$

Para hallar la presión en 9' hacemos uso de la siguiente relación.

$$\Delta P = F \times \rho \quad (6)$$

donde:

ΔP = Caída de presión a lo largo del serpentín
en Kg/cm².

F = Pérdidas por fricción en m.

P = Densidad del refrigerante en kg/m³

El valor de F se lo encuentra mediante la siguiente
relación:

$$F = h_1 + h_{1m} \quad (6)$$

donde:

h_1 = Pérdidas principales en m

h_{1m} = Pérdidas menores en m

Cálculo de h_1

El valor de h_1 se lo calcula mediante la siguiente
relación

$$h_l = f \frac{L}{d_i} \frac{u^2}{2} \quad \text{Ec. (7.3) (6)}$$

donde:

- h_l = Pérdidas principales en m
- f = Factor de fricción
- L = Longitud del serpentín en m
- d_i = Diámetro interior del serpentín en m
- u = Velocidad del refrigerante en m/seg.

El factor de fricción se lo encuentra con el número de Reynolds y el valor de la rugosidad relativa con la ayuda de la figura 7.8.

El valor de la rugosidad relativa para tubos de acero depende de su diámetro y se lo halla con la ayuda de la figura 7.9.

Ahora procedemos a calcular el número de Reynolds mediante la siguiente relación:

$$Re = \rho \frac{u d_i}{\mu} \quad (6)$$

donde:

- ρ = Densidad del refrigerante en kg/m^3
- u = Velocidad del refrigerante en m/seg
- d_i = Diámetro interior del serpentín en m
- μ = Viscosidad dinámica del refrigerante en kg/hrm

- Cálculo de la velocidad promedio del refrigerante dentro del serpentín.

Debido a que el refrigerante es suministrado al serpentín por efecto de la gravedad, calcularemos una velocidad promedio del refrigerante dentro del serpentín, con ayuda de la fórmula de la caída libre de los cuerpos.

$$u = \sqrt{2 g H}$$

donde:

- g = Aceleración de la gravedad = $9,81 \text{ m/seg}^2$
- H = Altura promedio del congelador = $1,313 \text{ m}$

obteniendo:

$$u = 5,07 \text{ m/seg}$$

Para que halla un contacto más íntimo entre el refrigerante y la placa, el tubo del serpentín será de sección transversal cuadrada, el cálculo de la longitud del lado del serpentín se lo hace con la ayuda de la siguiente relación:

$$d = l \times 1,093 \quad (2)$$

donde:

- d = Diámetro de un ducto circular equivalente a un ducto cuadrado.
- l = Longitud del ducto cuadrado (lado de la sección transversal del ducto).

Por lo tanto tenemos lo siguiente:

$$l_e = d_e / 1,093$$

donde:

l_e = Longitud exterior del serpentín

$$de = \text{Diámetro exterior del tubo del tubo} = 17,145 \text{ mm.} \quad (13)$$

obteniendo:

$$le = 15,686 \text{ mm;}$$

Para el lado interior

$$li = di/1,093$$

donde:

li = Longitud interior del serpentín

$$di = \text{Diámetro interior del serpentín} = 13,843 \text{ mm.} \quad (13)$$

obteniendo:

$$li = 12,665 \text{ mm}$$

Con los restantes datos de ρ y μ calculamos el número de Reynolds.

$$\rho = 2,77 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,0335 \text{ kg/hrm}$$

Por lo tanto:

$$Re = 2 \times 10^4$$

El siguiente paso es calcular el valor de la rugosidad relativa por medio de la figura 7.9 y con el diámetro interior del serpentín, tenemos que:

$$e/D = 0,002$$

Con el número de Reynolds, el valor de la rugosidad relativa obtenemos el factor de fricción en la figura 7.8.

$$f = 0,03$$

- Cálculo de la longitud del serpentín

Debido a que el serpentín tendrá una forma sinusoidal para obtener una mayor transferencia de calor, el radio de doblado será de 6,5 cm.

Para hallar el número de espacios que hay en el serpentín hacemos uso de la siguiente relación.

$$n_e = \text{Ancho de la placa} / \text{Distancia entre cada tubo del serpentín.}$$

en donde:

$$\text{Ancho de la placa} = 1,486 \text{ m}$$

$$\text{Distancia entre cada tubo del serpentín} = 0,146 \text{ m}$$

obteniendo que:

$$n_e = 10,17$$

Por lo tanto el número de tubos será igual:

$$n_t = n_e + 1$$

$$n_t = 11,17$$

Para calcular la longitud de un tubo del serpentín usamos la siguiente relación :

$$l_t = \sqrt{\left(\frac{\text{distancia entre cada tubo del serpentín}}{2}\right)^2 + (\text{largo de la placa})^2}$$

en donde:

l_t = Longitud del tubo en un espacio

Distancia entre cada tubo del serpentín = 0,146 m

Largo de la placa = 1,892 m

Por lo tanto:

$$l_t = 1,893 \text{ m}$$

Pero como se trata de un número de tubos de 11,17, la longitud total del serpentín será:

$$L = n_t \times l_t$$

$$L = 21,14 \text{ m}$$

Una vez encontrado los valores de f , L , d , u , lo reemplazamos en la ecuación (7.3); y multiplicándolo por 20 ya que se trata de 20 serpentines obtenemos que:

$$h_l = 1171,16 \text{ m}$$

- Calculado de h_{lm}

Se lo calcula mediante la siguiente relación:

$$h_{lm} = \frac{k u^2}{2} + \frac{f L e u^2}{d_i} \quad \text{Ec. (7.4) (6)}$$

donde:

K = Coeficiente de pérdidas menores

u = Velocidad del refrigerante = 5 m/seg

Ya que hay pérdidas (menores) a la entrada como a la salida del serpentín, el valor del coeficiente K será igual a 1 tanto a la entrada como a la salida del serpentín. (6)

La segunda expresión del miembro derecho es debido a las pérdidas que se producen en los codos del serpentín (pérdidas también consideradas como menores).

donde:

f = Factor de fricción = 0,03

L_e = Longitud equivalente en m

u = Velocidad del refrigerante = 5 m/seg

d_i = Diámetro interior del serpentín = 0,01384 m

La expresión L_e/d_i se lo halla con la figura 7.11 y con la relación r/d_i .

donde:

r = Radio de curvatura = 6,5 cm

d_i = Diámetro interior = 1,384 cm

por lo tanto:

$$r/d_i = 4,69$$

y además:

$$Le/di = 14$$

Reemplazando los valores de K , u , f , Le/di , en la ecuación (7.4) y multiplicando la segunda expresión por el número de curvatura que es igual al número de espacios que hay en el serpentín 10,17 y multiplicándolo por 20 la primera y la segunda expresión del segundo miembro ya que se trata de 20 serpentines tenemos que:

$$h_{lm} = 159,82 \text{ m}$$

Por lo tanto, tenemos que:

$$F = 1.330,98 \text{ m}$$

Además con el valor de $\rho = 2,77 \text{ kg/m}^3$ tenemos que:

$$\Delta P = 3.686,8 \text{ kg/m}^2 = 0,368 \text{ kg/cm}^2$$

Hallada la caída de presión en el serpentín podemos calcular el valor de la presión en 9' la misma que es igual:

$$P_{9'} = 1,588 \text{ kg/cm}^2$$

- Proceso de vaporización del refrigerante (del punto 9' al punto 1)

$$t_1 = -30^{\circ}\text{C} \quad ; \quad h_1 = 392,5 \text{ kcal/kg} \quad ; \quad v_1 = 0,97 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Proceso de recalentamiento en la tubería en aproximadamente 5°C (del punto 1 al punto 1').

7.4 CALCULO DE LOS PARAMETROS DE LA INSTALACION FRIGORIFICA.-

En base a las características termodinámicas establecidas anteriormente, procedemos a determinar los parámetros principales de la instalación:

- Cálculo de la Potencia Frigorífica.-

La potencia frigorífica de la máquina se la calcula en base de la carga de enfriamiento general para un tiempo de funcionamiento de 4 horas, mediante la siguiente relación:

$$Q_f = Q_t/t \quad (15)$$

donde:

Q_f = Potencia de la máquina frigorífica en kcal/hr

Q_t = Carga de enfriamiento general = 203.526,92 kcal/día.

t = Tiempo de enfriamiento = 4 horas/día

Obteniendo por lo tanto:

$$Q_f = 50.881,73 \text{ kcal/hr}$$

- Cálculo del Caudal Másico.-

El caudal másico se lo halla de la siguiente ecuación (para la etapa de baja presión):

$$\dot{m}_{BP} = Q_f / (h_1 - h_9) \quad (15)$$

donde:

Q_f = Potencia Frigorífica del Evaporador = 50.881,73 kcal/hr.

h_1 = Entalpía específica del refrigerante a la salida del evaporador = 392,5 kcal/kg.

h_9 = Entalpía específica del refrigerante a la entrada del evaporador = 142 kcal/kg.

Por lo tanto:

$$\dot{m}_{BP} = 203,53 \text{ kg/hr}$$

Para hallar el caudal másico de la etapa de alta presión, tenemos que hacer un balance energético, en la botella intermediaria, Fig. 7.6; y, considerando los cambios térmicos a través del aislamiento del recipiente pueden omitirse.

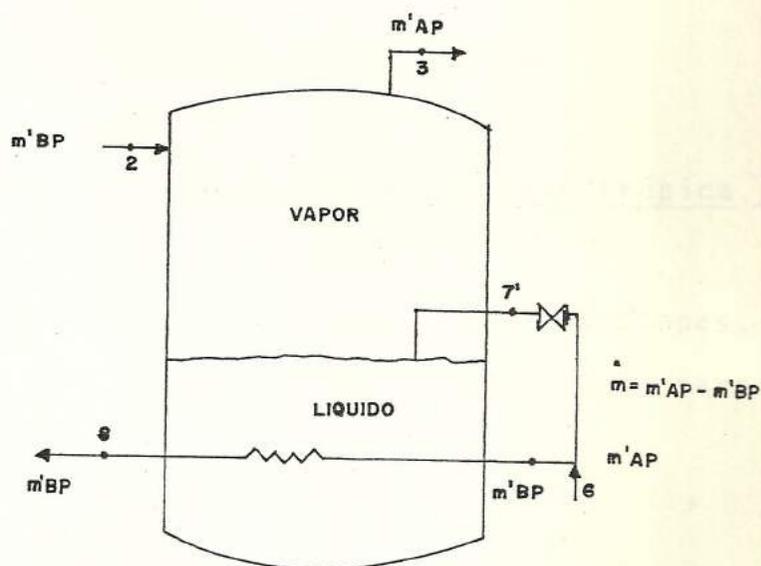


FIGURA 7.6

En estas condiciones tenemos; $\Sigma Q = 0$, por lo tanto:

$$\dot{m}_{BP} h_6 + \dot{m} h_{7'} + \dot{m}_{BP} h_{2'} + \cancel{Q}^0 = \dot{m}_{AP} h_3 + \dot{m}_{BP} h_8$$

$$\dot{m}_{BP} h_6 + (\dot{m}_{AP} - \dot{m}_{BP}) h_{7'} + \dot{m}_{BP} h_{2'} = \dot{m}_{AP} h_3 + \dot{m}_{BP} h_8$$

despejando \dot{m}_{AP} , obtenemos:

$$\dot{m}_{AP} = \frac{\dot{m}_{BP} (h_{2'} + h_6 - h_{7'} - h_8)}{(h_3 - h_{7'})}$$

Por lo tanto:

$$\dot{m}_{AP} = 239,03 \text{ kg/hr}$$

- Cálculo de la Potencia Teórica Isentrópica.

Ya que se trata de un ciclo a dos etapas, la Potencia Teórica Isentrópica se calculará para las dos etapas.

Etapas de baja presión:

$$P_{tb} = \dot{m}_{BP} (h_2 - h_1) / 860 \quad (15)$$

donde:

$$\dot{m}_{BP} = \text{Caudal másico} = 203,53 \text{ kg/hr}$$

$$h_2 = \text{Entalpía específica a la salida del compresor} = 437,5 \text{ kcal/kg.}$$

$$h_1' = \text{Entalpía específica a la entrada del compresor} = 395 \text{ kcal/kg.}$$

Obteniendo que:

$$P_{tb} = 10,06 \text{ kw.}$$

Etapa de Alta presión:

$$P_{ta} = \dot{m}_{AP} (h_4 - h_{3'}) / 860 \quad (15)$$

donde:

$$\dot{m}_{AP} = \text{Caudal másico} = 239,03 \text{ kg/hr}$$

$$h_4 = \text{Entalpía específica a la salida del compresor} = 450 \text{ kcal/kg.}$$

$$h_{3'} = \text{Entalpía específica a la entrada del compresor} = 405 \text{ kcal/kg.}$$

Obteniendo que:

$$P_{ta} = 12,51 \text{ kw}$$

- Cálculo de la Potencia Calorífica Teórica que se disipa en el Condensador. -

Se calcula usando la siguiente relación:

$$Q_c = \dot{m}_T (h_4 - h_5) \quad (15)$$

donde:

$$\dot{m}_T = \text{Caudal másico total} = \dot{m}_{AP} + \dot{m}_{BP} = 442,56 \text{ kg/hr.}$$

$$h_4 = \text{Entalpía específica a la entrada del condensador} = 450 \text{ kcal/kg.}$$

$$h_5 = \text{Entalpía específica a la salida del condensador} = 147,5 \text{ kcal/kg.}$$

Obteniendo que:

$$Q_c = 137.388,32 \text{ kcal/hr}$$

- Cálculo del Caudal Volumétrico del Compresor de Baja Presión. -

El Caudal Volumétrico se lo calcula de la siguiente relación:

$$q_{vb} = \dot{m}_{BP} \times v_{1'} \quad (15)$$

donde:

\dot{m}_{BP} = Caudal másico = 203,53 kg/hr

$v_{1'}$ = Volumen específico en el punto de aspiración del compresor = 1 m³/kg.

Obteniendo:

$$q_{vb} = 203,53 \text{ m}^3/\text{hr}$$

- Cálculo del Caudal Volumétrico del Compresor de Alta Presión.-

El cálculo es similar al anterior

$$q_{va} = \dot{m}_{AP} \times v_{3'} \quad (15)$$

donde:

q_{va} = Caudal volumétrico en la etapa de alta presión en m³/hr.

$$\dot{m}_{AP} = \text{Caudal másico} = 239,03 \text{ kg/hr}$$

$$v_3' = \text{Volumen específico en el punto de aspiración del compresor} = 0,29 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Obteniendo:

$$q_{va} = 69,32 \text{ m}^3/\text{hr}$$

7.4.1 Cálculo y selección de los compresores.-

Debido a que el ciclo es de dos etapas se utilizarán dos compresores.

Para caudales menores a $1.500 \text{ m}^3/\text{hr}$, en la práctica se recomienda usar compresores volumétricos a Pistón Alternativos, por lo tanto, en la instalación se utilizarán compresores a pistón alternativos.

Una vez conocido el tipo de compresor que se va a usar, se procede a calcular las características principales que debe tener cada compresor para después seleccionarlos.

- Cálculo del Caudal Volumétrico Teórico (baja Presión).

Se lo calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$q_{vtb} = q_{vb} / \eta_{vb} \quad (15)$$

donde:

q_{vtb} = Caudal Volumétrico Teórico en la etapa de baja presión en $m^3/hr.$

q_{vb} = Caudal Volumétrico en la etapa de baja presión = $203,53 m^3/hr.$

η_{vb} = Rendimiento Volumétrico en la etapa de baja presión.

El valor del rendimiento volumétrico se lo obtiene de la siguiente Fig. 7.7.

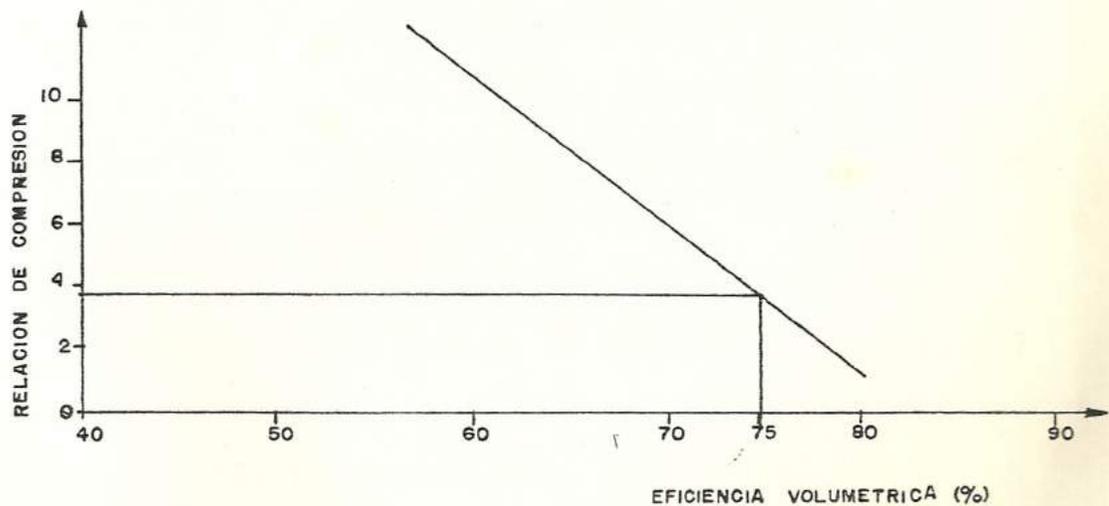


FIGURA 7.7

De la Figura 7.7 y con una relación de compresión igual a 3,73 se obtiene que $\eta_{vb} = 75\%$ por lo tanto:

$$Q_{vtb} = 271,37 \text{ m}^3/\text{hr}$$

- Caudal Volumétrico Teórico (Alta Presión)

Se lo calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{vta} = A_{va}/\eta_{va} \quad (15)$$

donde:

Q_{vta} = Caudal Volumétrico Teórico en la etapa de alta presión en m^3/hr .

Q_{va} = Caudal Volumétrico en la etapa de alta presión $69,32 \text{ m}^3/\text{hr}$.

η_{va} = Rendimiento Volumétrico en la etapa de alta presión.

El valor de η_{va} se lo calcula de la Fig. 7.7 y con el valor de relación de compresión = 3,73, se obtiene que $\eta_{va} = 75\%$.

Entonces se tiene que:

$$q_{vta} = 92,43 \text{ m}^3/\text{hr}$$

- Cálculo de la Velocidad Promedio de los Pistones.

Esta velocidad sirve para el compresor de alta presión como para el de baja presión, viene dada por la siguiente relación:

$$\bar{u} = 2 \text{ CN}/60 \quad (23)$$

donde:

\bar{u} = Velocidad lineal de los Pistones

C = Carrera de los pistones

N = Revoluciones por minuto

Tanto el compresor de alta presión como el compresor de baja presión serán impulsados directamente por el motor, siendo su velocidad igual a 1.175 ROM, y por lo tanto, este motor tendrá 6 polos.

Por lo general en la práctica, el valor de C/D está comprendido entre 1,1 a 1,3 (para

el NH₃), tomando $C/D = 1,2$ y asumiendo un diámetro del pistón igual a 0,10 mts, tenemos:

$$C = 0,12 \text{ mts.}$$

por lo tanto: $u = 4,7 \text{ m/seg}$

Esta velocidad es aceptable, ya que dicho valor se encuentra en el rango de 2 a 5 m/seg, (24), el mismo que es recomendable.

- Cálculo del número de Cilindros

El cálculo se lo hace para el compresor de alta presión y de baja presión.

Número de cilindros para el de baja presión, se emplea la siguiente fórmula:

$$Z_b = 4 \cdot q \cdot v_{tb} / \pi d_i^2 C N \quad (23)$$

donde:

Z_b = Número de Cilindros en el compresor de baja presión.

Q_{vtb} = Caudal Volumétrica Teórico = 271,37
m³/hr.

d_i = Diámetro interior del cilindro =
0,10 mts.

C = Carrera de pistón = 0,12 mts.

N = Velocidad angular = 1.175 RPM

Obteniendo:

$$Z_b = 4 \text{ cilindros}$$

De igual manera se hace para el compresor de alta presión, solamente varía el caudal volumétrico teórico, por lo tanto tenemos:

$$Z_a = 1,38 \text{ cilindros} = 2 \text{ cilindros}$$

- Cálculo de la Potencia del Motor Impulsor del Compresor.-

El cálculo será para el compresor de alta presión como para el de baja presión.

Motor de Baja Presión

$$P_{ob} = P_{tb} / \eta_m \times P_{ib} \quad (15)$$

donde:

P_{tb} = Potencia teórica del Motor impulsor
del compesor de baja presión = 10,06
kw.

η_m = Eficiencia Mecánica = 0,8*

η_{ib} = Eficiencia Indicada = 0,75*

Por lo tanto:

$$P_{ob} = 16,77 \text{ kw.}$$

De igual manera se hace con el motor de alta
presión, por lo tanto:

$$P_{oa} = 20,85 \text{ kw}$$

Por lo consiguiente, las características de
cada compresor para el circuito, serán:

Compresor de Baja Presión

Caudal Volumétrico = 203,53 m³/hr

Caudal Volumétrico Teórico = 271,37 m³/hr

Número de cilindros = 4

* En la práctica se considera que $\eta_i \approx \eta_v$; y que
 $\eta_m \approx 0.8$. (23)

Diámetro interior de los cilindros. = 0,10 mts.
 Carrera del pistón = 0,12 mts.
 RPM = 1.175

Compresor de Alta Presión

Caudal Volumétrico = 69,04 m³/hr
 Caudal Volumétrico Teórico = 92,43 m³/hr
 Número de Cilindros = 2
 Diámetro Interior de los cilindros. = 0,10 mts.
 Carrera del pistón = 0,12 mts.
 RPM = 1.175

Los compresores tienen las siguientes características:

Compresor de Baja Presión

Marca = COMEF
 Tipo = 4-CF25
 Número de cilindros = 4
 Diámetro interior de los cilindros. = 100 mm.
 Carrera del Pistón = 70 mm.

Volumen desplazado	=	340 m ³ /hr
Velocidad de rotación máxi- ma.	=	1.750 RPM
Velocidad de rotación mí- nima.	=	750 RPM
Potencia requerida	=	18,64 kw

Dimensiones

Largo	:	1.600 mm.
Ancho	:	680 mm.
Altura	:	775 mm.
Peso	:	400 kg.

Compresor de Alta Presión

Marca	:	COMEF
Tipo	:	2-CF20
Número de Cilindros	:	2
Diámetro interior de los cilindros.	:	100 mm.
Carrera del pistón	:	70 mm.
Volumen desplazado	:	110 m ³ /hr
Velocidad de rotació má- xima.	:	1.750 RPM
Velocidad de rotació mí- nima.	:	750 RPM

Potencia requerida : 23,4 kw

Dimensiones

Largo : 1.415 mm.

Ancho : 640 mm.

Altura : 840 mm.

Peso : 320 kg.

7.4.2 Cálculo del Evaporador.-

Para nuestro caso el evaporador consiste de un número de placas (20), en cuyo interior va un serpentín por donde circula el refrigerante el cual se vaporiza al absorber calor del producto a congelar.

Para calcular el área del evaporador debemos obtener parámetros tales como el coeficiente global de transferencia de calor del evaporador, y además contar con datos como la temperatura de evaporación del refrigerante, la temperatura interior del congelador y la carga de enfriamiento.

El coeficiente global de transferencia de ca-

lor K_p (para una placa) está dado por la siguiente relación:

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_p} \quad \text{Ec. (7.5) (1)}$$

donde:

K_p = Coeficiente global de transferencia de calor para una placa en $\text{Kcal/hr m}^2\text{°C}$.

α_r = Coeficiente de Convección del refrigerante en $\text{Kcal/hr m}^2\text{°C}$.

e = Espesor del tubo que constituye el serpentín del evaporador en mts.

λ = Conductividad térmica del material del tubo en Kcal/hr m °C .

α_p = Coeficiente de transferencia de calor del producto incluido el efecto de empaquetado en $\text{Kcal/hr m}^2\text{°C}$.

- Cálculo del Coeficiente de Convección del Refrigerante.

Para los fluidos que se calientan o enfrían durante el flujo turbulento dentro de tuberías, McAdams, da la siguiente ecuación.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad \text{Ec. (7.6) (12)}$$

En la ecuación anterior tenemos que:

Nu = Número de Nusselt

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

Ahora procedemos a identificar dichos números

Número de Nusselt

$$Nu = \frac{\alpha_r DH}{\lambda_r} \quad (10)$$

donde:

α_r = Coeficiente de convección del refrigerante en Kcal/hr m²°C.

DH = Diámetro Hidráulico en m.

λ_r = Coeficiente de Conductividad del Refrigerante en Kcal/hr m°°C.

Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho u DH}{\mu} \quad (6)$$

donde:

ρ = Densidad del Refrigerante en kg/m^3

u = Velocidad del refrigerante en m/seg.

μ = Viscosidad dinámica del refrigerante en kg/hrm.

Número de Prandtl

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda_r} \quad (10)$$

donde:

c_p = Calor específico a presión constante en $\text{Kcal/Kg } ^\circ\text{C.}$

μ = Viscosidad dinámica del refrigerante en Kg/hrm.

λ_r = Coeficiente de conductividad del refrigerante en $\text{Kcal/hrm } ^\circ\text{C.}$

Las propiedades del refrigerante tales como λ , μ y ρ se evalúan a la temperatura del refrigerante, como en este caso se evapora a temperatura constante o sea a -30°C.

Para que la ecuación (7.6) se pueda utilizar debe cumplirse con lo siguiente:

- a) $Re > 2.100$
- b) Gases y líquidos de baja viscosidad
- c) $L/DH > 60$

Por lo tanto tenemos que:

$$Re = \frac{\rho u DH}{\mu}$$

donde:

$$\rho = 2,77 \text{ kg/m}^3$$

$$u = 5 \text{ m/seg.}$$

$$DH = \frac{4 \times \text{área de la sección transversal del tubo}}{\text{Perímetro mojado}}$$

donde:

$$DH = \frac{4 \times l_i^2}{4 \times l_i}$$

$$DH = 0,01266 \text{ m}$$

$$\mu = 0,0335 \text{ kg/hrm}$$

Obteniendo que:

$$Re = 2 \times 10^4$$

$$L/DH = 21,14/0,01266 = 1.669,83$$

Con los datos obtenidos anteriormente, podemos aplicar la ecuación (7.6), reemplazando los números de Re, Pr, Nu en la ecuación antes mencionada tenemos.

$$\frac{\alpha_r DH}{\lambda_r} = 0,023 \left(\frac{\rho u DH}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda_r} \right)^{0,4}$$

Despejando α_r nos queda:

$$\alpha_r = 0,023 \frac{\lambda_r}{DH} \left(\frac{\rho u DH}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda_r} \right)^{0,4}$$

en donde:

$$\lambda_r = 0,268 \text{ kcal/hrm } ^\circ\text{C}$$

$$DH = 0,01266 \text{ m}$$

$$\rho = 2,77 \text{ kg/m}^3$$

$$u = 5 \text{ m/seg.}$$

$$\mu = 0,0335 \text{ kg/hrm}$$

$$c_p = 0,82 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

Obteniendo que:

$$\alpha_r = 140,91 \text{ kcal/hrm}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Además contamos con los siguientes datos:

$$e = 0,004 \text{ m (incluido el espesor de la placa).}$$

$$\lambda_r = 38,9 \text{ kcal/hr m}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_p = 197,75 \text{ kcal/hr m}^2\text{C} \quad (7)$$

Una vez obtenidos los valores de α_r , e , λ_r y α_p , reemplazándolos en la ecuación (7.5) encontramos el coeficiente global de transferencia de calor:

$$K_p = 81,58 \text{ kcal/hr m}^2\text{C}$$

Conocido el valor de K_p podemos calcular el área de transferencia de calor que necesitamos para una placa, la misma que es igual:

$$A_p = Q_{fp}/K_p \times \Delta T \quad (15)$$

donde:

$$Q_{fp} = \text{Potencia de la máquina frigorífica} \\ \text{(para una placa)} = 2.544,08 \frac{\text{kcal}}{\text{hr.}}$$

$$K_p = \text{Coeficiente de Transferencia de calor} \\ \text{(para una placa)} = 81,58 \frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2\text{C}}$$

$$\Delta T = T_{\text{cámara}} - T_{\text{evap. del refrigerante}} = -30 - (-33) = +3 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Por lo tanto:

$$A_p = 10,4 \text{ m}^2$$

El área total será igual a:

$$A_t = 20 \times A_p$$

$$A_t = 207,89 \text{ m}^2$$

Las características del evaporador seleccionado son:

Marca	:	DOLE
Modelo	:	57725
Espaciamiento máximo	:	0,0889 m.
placas.		
Espaciamiento mínimo	:	0,0754 m.
entre placas.		
Dimensiones de cada	:	1,486 x 1,892 x
placa.		0,022 m.
Carrera del pistón	:	0,254 m.
Dimensiones del conge	:	
lador.		
Altura	:	2,222 m.
Largo	:	1,892 m.
Ancho	:	1,486 m.

7.4.3 Cálculo y selección del condensador.-

El objetivo del condensador es transferir al medio ambiente (agua) el calor de los vapores de descarga del compresor.

La cantidad de calor que se debe evacuar procede de:

- a) El calor sensible de los vapores recalentados.
- b) El calor latente de liquefacción
- c) El calor sensible del líquido subenfriado

Por lo tanto, el condensador puede ser dividido en tres zonas que son:

- Una zona de desrecalentamiento
- Una zona de condensación
- Una zona de subenfriamiento

El modo de transferencia de calor en el condensador se hace de la siguiente manera:

- Por convección del refrigerante a la película de aceite en el interior del tubo.

- Por conducción entre las diferentes capas superpuestas que son aceite, espesor del tubo y sarro.

- Por convección de la superficie del sarro al medio de condensación.

El tipo de condensador que se seleccionará será del tipo enfriado por agua, ya que este tipo de condensador se usa cuando la potencia frigorífica alcanza y sobrepasa las 5.000 Fg/hr. (15)

Una vez elegido el tipo de condensador, se escogerá un condensador del tipo multibular horizontal, por las siguientes razones:

- Puede usar cualquier tipo de refrigerante
- No presenta dificultades para efectos de mantenimiento.
- Alto coeficiente de transmisión de calor en comparación con los otros tipos de condensadores.
- Costos de operación relativamente más bajos

Una vez elegido el tipo de condensador, se

procederá a calcular las características del condensador.

- Cálculo de la diferencia de temperatura promedio ΔT_{me} .

Para este cálculo tenemos los siguientes datos:

- Temperatura de entrada del agua = + 29°C*
- Temperatura de salida del agua = + 38°C**

Tanto las zonas de desrecalentamiento y de subenfriamiento son pequeñas comparadas con las zonas de condensación, por lo tanto, no se las tomará en cuenta, por esta razón se tomará la temperatura de condensación del refrigerante como constante, por lo tanto:

Temperatura de Condensación = + 42°C

* En Guayaquil el valor promedio del agua es de 25°C, como la aproximación no puede ser menor que 3°C, la temperatura de entrada del agua al condensador debe ser mayor a 28 °C (23).

** Valor dentro del rango: +7°C < Δt agua < + 12°C. (23)

La diferencia de temperatura promedio se la obtiene de la siguiente fórmula:

$$\Delta T_{me} = (\Delta t_e - \Delta t_s) / \ln(\Delta t_e / \Delta t_s) \quad (10)$$

donde:

$$\begin{aligned} \Delta t_e &= t_{\text{cond.ref.}} - t_{\text{ent. del agua}} = \\ &42^\circ\text{C} - 29^\circ\text{C} = +13^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_s &= t_{\text{cond.ref.}} - t_{\text{sal. del agua}} = \\ &42^\circ\text{C} - 38^\circ\text{C} = +4^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$\Delta T_{me} \doteq +7,63^\circ\text{C}$$

- Cálculo del Caudal Másico y Volumétrico del Agua.

Se lo obtiene usando la siguiente ecuación:

$$q_m = Q_c / c (t_{s.\text{agua}} - t_{e.\text{agua}}) \quad (15)$$

Donde:

$$q_m = \text{Caudal másico en Kg/hr}$$

Q_c = Calor a extraerse en el condensador
133.874,4 Kcal/hr.

c = Calor específico a temperatura promedio del agua +33,5°C = 0,997
Kcal/Kg.hr. (1)

$t_{e.agua}$ = Temperatura de entrada del agua =
+29°C.

$t_{s.agua}$ = Temperatura de salida del agua =
+38°C.

Obteniendo: $q_{\dot{m}} = 14.919,69 \text{ Kg/hr}$

El caudal volumétrico viene dado por la siguiente ecuación:

$$q_v = q_{\dot{m}}/\rho \quad (15)$$

Donde:

q_v = Caudal volumétrico en m^3/hr

$q_{\dot{m}}$ = Caudal másico en Kg/hr

ρ = Densidad del agua a temperatura promedio (33,5°C) = 995,74 Kg/m^3 .

Obteniendo:

$$q_v = 14,98 \text{ m}^3/\text{hr}$$

- Cálculo del Coeficiente global práctico de transferencia de Calor.

Para el cálculo de este coeficiente se asu
mirá lo siguiente:

- El condensador tendrá un largo de 2,13mts.
- La velocidad del agua en el interior de los tubos será igual a 1,5 m/seg. (16)
- El condensador tendrá tubos de 1,9m de largo, 31,7 mm de diámetro exterior y con un espesor de 2,4 mm. (*)
- El arreglo de los tubos en el condensador será escalonado.

El coeficiente global de transferencia de calor se lo obtiene usando la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_r} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_m} + R_1 + R_2 \quad \text{Ec. (7.7) (23)}$$

Donde:

K = Coeficiente global de transferencia de calor
en Kcal/hr m²°C.

* Datos obtenidos de Catálogos Vilter

e = Espesor del tubo = 0,0024 mts.
 α_r = Coeficiente de convección del refrigerante en Kcal/hr m²°C.

λ = Coeficiente de conductividad del tubo
 = 38,9 Kcal/hr m °C. (1)

α_m = Coeficiente de convección del agua en
 Kcal/hr m²°C.

R1 = Coeficiente de sarro o factor de incrustación normal del agua.

R1 = 0,0002 hr m²°C/Kcal (23)

R2 = Coeficiente de sarro o factor de incrustación normal del refrigerante.

R2 = 0,0002 hr m²°C/Kcal (23)

- Cálculo del Coeficiente de Convección del Agua.

Para el cálculo de este coeficiente usamos la siguiente fórmula:

$$\alpha_m = 0,0264 \frac{\lambda_a}{d_i} \left(\frac{u d_i \rho}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{c \mu}{\lambda} \right)^{0,4} \quad \text{Ec. (7.8) (5)}$$

La misma que se emplea para ductos largos y lisos; para flujo turbulento ($Re > 10.000$), convección forzada, y para número de Prandtl comprendido entre 0,50 a 100.

Comprobación de ductos largos

Para comprobar si el ducto es largo o no, hacemos uso de la siguiente relación.

$$L/DH > 60$$

donde:

L = Longitud del tubo en m.

DH = Diámetro Hidráulico en m.

Cálculo del diámetro hidráulico

$$DH = 4 \times \frac{\text{Área de la sección transversal del flujo}}{\text{Perímetro mojado}}$$

$$Dh = 4 \times \frac{(\pi di^2/4)}{\pi di}$$

Por lo tanto:

$$L/DH = 1,9/0,026 = 70,63 > 60$$

Lo que demuestra que es un tubo largo.

Las propiedades del agua se evalúan en base de la temperatura promedio de la película

(t_f) la misma que se la calcula de la siguiente manera:

$$t_f = \frac{t_a + t_s}{2}$$

donde .

t_a = Temperatura promedio del agua = +
33,5°C .

t_s = Temperatura en la superficie del tu
bo = + 37,75 °C.

por lo tanto:

$$t_f = + 35,6^\circ\text{C}$$

Cálculo del número de Reynolds

El número de Reynolds se lo calcula de la siguiente manera:

$$\text{Re} = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu}$$

donde:

- u = Velocidad del agua = 1,5/ seg. (valor recomendado en la práctica).
 ρ = Densidad del agua = 999,65 kg/m³
 d_i = Diámetro interior del tubo = 0,0269m
 μ = Viscosidad dinámica del agua = 1,78
 $\times 10^3$ Kg/m seg.

obteniendo que .

$$Re = 2 \times 10^4$$

Lo que demuestra que el flujo es turbulento ya que el valor de Reynolds encontrado es mayor que 10.000.

Cálculo del número de Prandtl

El número de Prandtl se lo calcula de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{c \mu}{\lambda_a}$$

donde:

c = Calor específico del agua = 1,01 Kcal/
 Kg °C.

$$\mu = \text{Viscosidad dinámica del agua} = 1,78 \times 10^{-3} \text{ kg/m seg.}$$

$$\lambda_a = \text{Coeficiente de conductividad del agua} \\ = 0,475 \text{ Kcal/hr m } ^\circ\text{C.}$$

obteniendo que .

$$Pr = 13,63$$

Este valor del número de Prandtl, está comprendido en el intervalo de 0,5 a 100; requisito para poder aplicar la ecuación (7.8).

Reemplazando los valores de Re, Pr en la ecuación 7.8, hallamos el valor del coeficiente de convección del agua:

$$\alpha_{11} = 4041,67 \text{ Kcal/hr m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

- Cálculo del Coeficiente de Convección del refrigerante.

Para flujo transversal sobre haces de tubo sin importar si están escalonados o en línea, el coeficiente de convección se calcula con la siguiente ecuación deducida por Nusselt.

$$\alpha_r = 0,725 \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g hfg}{n_{th} de \mu \Delta t} \right)^{0,25} \text{ Ec. (7.9) (20)}$$

Todos los valores de las propiedades del refrigerante, se refieren a la temperatura promedio de película; la misma que es igual:

$$t_f = \frac{t_r + t_s}{2}$$

donde:

t_r = Temperatura de la masa principal
(refrigerante) = $+42^\circ\text{C}$.

t_s = Temperatura de la superficie del tubo
= $+37,75^\circ\text{C}$.

por lo tanto:

$$t_f = +40^\circ\text{C}$$

A continuación tenemos que:

λ = Coeficiente de conductividad del refrigerante = $0,207 \text{ Kcal/hr m } ^\circ\text{C}$.

ρ = Densidad del refrigerante = $576,2 \text{ kg/m}^3$.

g = Aceleración de la gravedad = $1,27 \times 10^8$ m/hr².

h_{fg} = Calor latente de vaporización = 278,18 Kcal/kg.

μ = Viscosidad dinámica del refrigerante
= 0,242 Kg/hr m.

d_e = Diámetro exterior = 0,317 m.

Δt = Diferencia de temperatura entre el vapor que se condensa y la superficie exterior del tubo = $42 - 37,75 = 4,25^\circ\text{C}$.

n_{th} = Número medio de tubos en una fila vertical.

Cálculo de n_{th}

Para calcular n_{th} , tenemos primero que calcular el número de tubos en el condensador. (n_t).

Se lo calcula de la siguiente ecuación:

$$n_t = \frac{q_v}{q_{vu}}$$

donde:

q_v = Caudal volumétrico del agua a través del condensador = $14,98 \text{ m}^3/\text{hr}$.

q_{vu} = Caudal volumétrico del agua a través de un tubo.

Cálculo de q_{vu}

Se lo calcula de la siguiente manera:

$$q_{vu} = \frac{u_a \pi d_i^2}{4}$$

donde:

u_a = Velocidad del agua = $1,5 \text{ m/seg}$.

d_i = Diámetro interior del tubo = $0,0269 \text{ m}$

obteniendo que:

$$q_{vu} = 3,068 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Con q_{vu} encontrado, podemos hallar el número de tubos el mismo que es igual a.

$$n_t = 4,88 \approx 5$$

Para que la longitud de los tubos no sean

demasiadas largas, consideraremos 4 pasos de agua en el condensador, y con un número total de 20 tubos.

Encontrado el número de tubos en el condensador y con ayuda de la figura (7.5) encontramos el valor de nth .

Por lo tanto:

$$nth = \frac{2 + 4 + 3 + 4 + 3 + 2 + 2}{7 \text{ filas verticales}}$$

obteniendo que:

$$nth = 2,85$$

Reemplazando los valores de λ , ρ , g , h , f , g , μ , Δt , nth , en la ecuación (7.9) tenemos que:

$$\alpha_r = 4.193,79 \text{ Kcal/hr m}^2\text{°C}$$

Reemplazando los valores de α_r , α_m , e , λ , R_1 , R_2 en la ecuación (7.7), tenemos que:

$$K = 1.055,33 \text{ Kcal/hr m}^2\text{°C}$$

- Cálculo de la superficie de condensación

Se la calcula empleando la siguiente relación:

$$A = Q_c / K \times \Delta T \quad (15)$$

donde:

A = Superficie de transferencia de calor en m².

Q_c = Potencia calorífica a evacuar = 133.874,4 Kcal/Hr.

K = Coeficiente global de transferencia de calor = 1.055,33 Kcal/hr m²°C.

ΔT = Diferencia entre la temperatura del refrigerante y la temperatura del medio de condensación = +7,63 C.

Obteniendo por lo tanto: A = 16,62 m²

Las características del condensador seleccionado son:

Marca : Vilter
Modelo : AC-1610

- Cálculo de la superficie de condensación

Se la calcula empleando la siguiente relación:

$$A = Q_c / K \times \Delta T \quad (15)$$

donde:

A = Superficie de transferencia de calor en m².

Q_c = Potencia calorífica a evacuar = 133.874,4 Kcal/Hr.

K = Coeficiente global de transferencia de calor = 1.055,33 Kcal/hr m²°C.

ΔT = Diferencia entre la temperatura del refrigerante y la temperatura del medio de condensación = +7,63 C.

Obteniendo por lo tanto: A = 16,62 m²

Las características del condensador seleccionado son:

Marca : Vilter
Modelo : AC-1610

Número de pasos de agua : 4
Refrigerante : NH₃
Diámetro exterior de : 31,7 mm.
los tubos.
Diámetro interior de : 26,9 mm.
los tubos.
Longitud de los tubos : 1,9 m.
Material de los tubos : Acero ASTM A_214
Diámetro de la carcaza : 323,85 mm.
Longitud del condensador: 2,13 m.

7.4.4 Selección de la torre de enfriamiento.-

El objetivo de la torre de enfriamiento es de extraer el calor absorbido por el agua en la condensación.

El enfriamiento se realiza al ponerse el agua en contacto con el aire y por la evaporación de una parte del agua.

Por lo tanto, la selección de la torre de enfriamiento se realiza con los siguientes datos.

Temperatura de entrada : + 38°C
del agua.

Temperatura de salida : +29°C
del agua.

q_v = Caudal de agua que circula por la torre = 14,85 m³/hr.

Temperatura de bulbo húmedo = +28,5 °C

Con los datos anteriores se encuentran los siguientes valores:

Δt_b = Temp. de salida del agua - Temp. de bulbo húmedo = +0,5°C.

Δt_{agua} = Temp. de entrada del agua - Temp. de salida del agua = +9°C.

- Carga de enfriamiento:

$$Q_f = q_v \times 1.000 \times \Delta t_{\text{agua}} = 133.650 \text{ Kcal/hr.}$$

Con los valores encontrados anteriormente y mediante el uso de la Fig. 7, encontramos el factor de corrección para la carga de enfriamiento ya calculada. El factor de corrección es igual a 1,4.

Por lo tanto, la carga de enfriamiento corregida es igual a:

$$Qf' = 1,4 \times 133.650 = 187.110 \text{ Kcal/hr}$$

Con el valor de la carga de enfriamiento el valor del caudal del agua y la Fig. N° 8, encontramos el modelo de la torre:

Marca	:	Baltimore Aircoil (BAC).
Modelo	:	VNT_75
Dimensiones:		
Largo	:	3.658 mm.
Altura	:	2.264 mm.
Ancho	:	1.105 mm.

7.4.5 Dimensiones de las tuberías del ciclo frigorífico.-

En el Plano I se muestra la distribución de las tuberías.

En el circuito frigorífico existen las siguientes tuberías:

- Tuberías de aspiración tanto del compresor de baja presión como el de alta presión.
- Tuberías de líquido

- Tuberías de descarga, tanto del compresor de baja presión como el de alta presión.

Todas estas tuberías serán dimensionadas para permitir un buen flujo del refrigerante, a fin de obtener:

- Una velocidad adecuada de circulación, para asegurar el retorno del aceite.
- Una caída de presión dentro del rango permitido, tanto en la línea de líquido como en la de aspiración.

7.4.5.1 Dimensiones de la Tubería del Líquido.-

El diámetro de esta tubería se lo calculará utilizando la ecuación de la continuidad:

$$\dot{m}_{AP} = \rho \times \mu \times A \quad \text{Ec. (7.10) (6)}$$

donde:

$$\dot{m}_{AP} = \text{Caudal máximo del refrigerante (alta presión) = 239.03 Kg/hr.}$$

u = Velocidad del refrigerante en la tubería = 1 m/seg. (15)

A = Area de la sección transversal de la tubería = $\pi d_i^2/4$.

ρ = Densidad del refrigerante en las condiciones de temperatura y presión de condensación = 576,2 kg/m³.

Despejando el diámetro de la ecuación (7.10) y reemplazando los valores correspondientes, tenemos el diámetro interior de la tubería para líquido refrigerante.

$$d_i = 0,0121 \text{ m.}$$

$$d_i = 12,1 \text{ mm.}$$

$$d_e = 17,145 \text{ mm.}$$

7.4.5.2 Dimensiones de las tuberías de aspiración.-

Utilizando la Ec. (7.10) y con los siguientes datos, calcularemos los diámetros interiores.

Para la tubería de baja presión

$$\rho = 1 \text{ Kg/m}^3$$

$$u = 15 \text{ m/seg} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{BP} = 203,53 \text{ Kg/hr}$$

Obteniendo:

$$d_i = 0,0693 \text{ m}$$

$$d_i = 69,3 \text{ mm}$$

$$d_e = 88,9 \text{ mm.}$$

$$D_n = 76,2 \text{ mm.}$$

Para la tubería de alta presión

$$\rho = 3,45 \text{ Kg/m}^3$$

$$u = 15 \text{ m/seg} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{BP} = 239,03 \text{ Kg/hr}$$

Obteniendo:

$$d_i = 0,0404 \text{ m}$$

$$d_i = 40,4 \text{ mm.}$$

$$d_e = 48,26 \text{ mm.}$$

$$D_n = 38,1 \text{ mm.}$$

7.4.5.3 Dimensiones de las tuberías de descarga.

Utilizando la Ec. (7.10) y con los siguientes datos calcularemos los diámetros interiores.

Para la tubería de descarga de baja presión:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{BP} &= 203,53 \text{ Kg/hr} \\ \rho &= 2,77 \text{ Kg/m}^3 \\ u &= 20 \text{ m/seg} \quad (16)\end{aligned}$$

Obteniendo:

$$\begin{aligned}d_i &= 0,036 \text{ m} \\ d_i &= 36 \text{ mm.} \\ d_e &= 48,26 \text{ mm.}\end{aligned}$$

Para la tubería de descarga de alta presión:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{BP} &= 239,03 \text{ Kg/hr} \\ \rho &= 10 \text{ Kg/m}^3 \\ u &= 20 \text{ m/seg} \quad (16)\end{aligned}$$

Obteniendo:

$$d_i = 0,0205 \text{ m}$$

$$d_i = 20,5 \text{ mm.}$$

$$d_e = 33,40 \text{ mm.}$$

7.4.6 Caídas de presión en las tuberías.-

Las siguientes fórmulas se utilizarán para hallar la caída de presión en cada tubería:

$$\Delta P = F \times \rho \quad (15)$$

donde:

ΔP = Caída de presión a lo largo de las tuberías.

F = Pérdidas por fricción

ρ = Densidad del refrigerante

El valor de F se lo encuentra mediante la siguiente relación:

$$F = f \times \frac{l_e}{d_i} \times \frac{u^2}{2g} \quad (15)$$

donde:

f = Coeficiente de rozamiento

l_e = Longitud equivalente de la tubería

- d_i = Diámetro interior de la tubería
 u = Velocidad del refrigerante
 g = Aceleración de la gravedad

El coeficiente de fricción se lo encuentra interpolando el número de Reynolds y el valor de rugosidad relativa en la Fig. 7.8.

El valor de la rugosidad relativa para tubos de acero, depende de su diámetro y se lo halla en la Fig. 7.9.

7.4.6.1 Caída de presión en la tubería de descarga del compresor.-

Utilizando las ecuaciones que se encuentran en el literal 7.4.6 y con los datos siguientes, tenemos que:

Para la tubería de baja presión

$$d_i = 0,036 = 1,4''$$

$$l_e = 8,4 \text{ m}$$

$$u = 20 \text{ m/seg} \quad (16)$$

$$\mu = 1,05 \times 10^{-5} \text{ Kg/m seg.}$$

$$\frac{e}{d_i} = 0,0015$$

$$\rho = 2,77 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Re} = \frac{\rho \times u \times d_i}{\mu}$$

$$\text{Re} = 1,59 \times 10^5$$

$$f = 0,023$$

$$F = 96,11 \text{ m}$$

Por lo tanto, tenemos:

$$\Delta P = 0,030 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (valor aceptable)}$$

Para la tubería de alta presión

$$d_i = 0,0205 \text{ m}$$

$$l_e = 12,84 \text{ m}$$

$$u = 20 \text{ m/seg (16)}$$

$$\mu = 1,60 \times 10^{-5} \text{ Kg/m seg}$$

$$\frac{e}{d_i} = 0,0018$$

$$\rho = 10 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Re} = 3,88 \times 10^5$$

$$f = 0,023$$

$$F = 245,7 \text{ m}$$

Obteniendo:

$$\Delta P = 0,20 \text{ Kg/cm}^2 \quad (23)$$

7.4.6.2 Caída de presión en la tubería de aspiración.-

Utilizando las ecuaciones que se encuentran en el literal 7.4.6 y con los datos siguientes tenemos:

Para la tubería de baja presión

$$d_i = 0,0693 \text{ m}$$

$$l_e = 13,92 \text{ m}$$

$$u = 15 \text{ m/seg (16)}$$

$$\mu = 9,3 \times 10^{-6} \text{ kg/m seg.}$$

$$\frac{e}{d_i} = 0,000665$$

$$\rho = 1 \text{ Kg/m}^3$$

$$Re = 1,05 \times 10^5$$

$$f = 0,021$$

$$F = 41,64 \text{ m}$$

Obteniendo:

$$\Delta P = 0,0048 \text{ Kg/cm}^2 \quad (23)$$

Para la tubería de alta presión

$$d_i = 0,0404 \text{ m}$$

$$l_e = 10,8 \text{ m}$$

$$u = 15 \text{ m/seg (16)}$$

$$\mu = 1,02 \times 10^{-5} \text{ Kg/m seg.}$$

$$\frac{e}{d_i} = 0,0013$$

$$\rho = 3,44 \text{ kg/m}^3$$

$$Re = 2,02 \times 10^5$$

$$f = 0,022$$

$$F = 59,11 \text{ m}$$

Obteniendo:

$$\Delta P = 0,0232 \text{ kg/cm}^2 \quad (23)$$

7.4.6.3 Caída de presión en la tubería de líquido.

Utilizando las ecuaciones del literal 7.4.6 y con los siguientes datos tenemos:

$$d_i = 0,0121 \text{ m}$$

$$l_e = 25 \text{ m}$$

$$\rho = 576,2 \text{ Kg/m}^3$$

$$u = 1 \text{ m/seg (16)}$$

$$\mu = 1,19 \times 10^{-5} \text{ Kg/m seg.}$$

$$\frac{e}{d_i} = 0,0018$$

$$Re = 5,8 \times 10^5$$

$$f = 0,023$$

$$F = 1,23$$

Obteniendo:

$$\Delta P = 0,14 \text{ Kg/cm}^2 \quad (23)$$

7.4.7 Espesor mínimo de aislamiento para las tuberías.-

El material que se utilizará para el aislamiento será espuma de poliuretano.

Del objetivo principal del espesor mínimo de aislamiento es de tener una temperatura exterior del aislamiento mayor que la temperatura del punto de rocío, para así evitar que el vapor de agua existente en la atmósfera se condense en el aislamiento disminuyendo sus propiedades.

Para calcular el espesor mínimo de aislamiento usaremos el nomograma que está en la Fig. 7.10.

Cálculo del espesor mínimo de aislamiento para las tuberías.

- Para la tubería de aspiración en la etapa de baja presión y con los siguientes datos, tenemos que:

Dn = Diámetro nominal del tubo = 69,3 mm.

temp. = Temperatura del refrigerante en la tubería de aspiración = -25°C .

temp. amb. = Temperatura ambiente = $+32^{\circ}\text{C}$

ψ = Humedad relativa del aire = 77%

λ = Coeficiente de transferencia de calor de la espuma de poliuretano
 $= 0,02 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr m } ^{\circ}\text{C}}$ (15).

Obtenemos que el espesor mínimo de aislamiento es:

$$e = 30 \text{ mm.}$$

- Para la botella intermedia

Dn = 406 mm.

$$\text{Temp.} = +1^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{array}{l} \text{Temp.} = +32^{\circ}\text{C} \\ \text{amb.} \end{array}$$

$$\psi = 77\%$$

$$\lambda = 0,02 \text{ Kcal/hr m } ^{\circ}\text{C}$$

Obteniendo que el espesor mínimo es:

$$e = 25,4 \text{ mm.}$$

- Para el cilindro reservorio del refrigerante ubicado arriba del congelador.

$$D_n = 406 \text{ mm.}$$

$$\text{temp.} = -30^{\circ}\text{C}$$

$$\begin{array}{l} \text{temp.} = +32^{\circ}\text{C} \\ \text{amb.} \end{array}$$

$$\psi = 77\%$$

$$\lambda = 0,02 \text{ Kcal/hr m } ^{\circ}\text{C}$$

Obteniendo que el espesor mínimo es:

$$e = 38,1 \text{ mm.}$$

CAPITULO VIII

SELECCION DE DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO

8.1 GENERALIDADES SOBRE LA IMPORTANCIA DEL CONTROL AUTOMATICO DE LA INSTALACION FRIGORIFICA.-

La alimentación automática del evaporador con fluido frigorígeno en una instalación requiere un aparato que tenga por objeto inyectar al evaporador la cantidad justa y necesaria de este fluido para absorber los aportes caloríficos procedentes del medio a enfriar.

Para realizar ésto, la industria frigorífica cuenta con diversos tipos de aparatos que funcionan siguiendo principios distintos, pero que tienen todos un punto común, constituyen la separación entre la parte de alta presión y la parte de baja presión del circuito frigorífico.

Los aparatos automáticos para la alimentación de fluido frigorígeno son:

Tubos Capilares

Válvulas de Expansión

- Automática (de presión constante)
- Termostática (de recalentamiento constante)

Válvulas de Flotador

- De alta presión
- De baja presión

La regulación y protección del funcionamiento automático de una instalación frigorífica imponen la observación de numerosos parámetros, particularmente, los de: temperatura (del recinto a enfriar), presión (de aspiración, de descarga).

Nos limitaremos a la regulación o vigilancia de estas magnitudes primordiales para el funcionamiento satisfactorio de la instalación, por lo que citaremos los siguientes aparatos automáticos de regulación y de seguridad:

- Regulador de Temperatura: Termostato
- Regulador de Presión: Presostato

8.2 DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO.-

A continuación se seleccionarán los dispositivos de

control automático para la instalación frigorífica:

8.2.1 Válvula de expansión.-

Las válvulas de expansión son aquellas que expanden isentálpicamente el refrigerante, reduciendo su presión.

Con el fin de enfriar los vapores provenientes del compresor de baja presión en la botella intermediaria hacemos uso del líquido refrigerante proveniente del condensador y con la ayuda de la válvula de expansión termostática, la misma que expande isentálpicamente el refrigerante, reduciendo su presión y por ende su temperatura; esta válvula va colocada en la línea de líquido antes de la botella intermediaria.

La válvula de expansión que se usará en la instalación tendrá las siguientes características:

Marca:	Danfoss	Temp. Max. Bulbo:	+100 °C
Modelo:	TEA-20	Presión de Prueba Máx.:	28 atm.
Nº Código:	68G2056	Refrigerante:	NH3

8.2.2 Válvula de expansión tipo flotador de baja presión.-

La finalidad de la válvula de expansión tipo flotador es asegurar la admisión automática del refrigerante en el evaporador en función de las necesidades del mismo, controlando y regulando el nivel de fluido refrigerante en la botella separadora de líquido.

Los evaporadores que operan con este tipo de válvulas se los conoce como evaporadores del tipo inundado porque operan por la acción de la gravedad inferior a la botella de manera que la superficie de los tubos internamente se encuentran siempre llenos de líquido que desciende de la botella.

La válvula de expansión tipo flotador de baja presión tiene las siguientes características:

Marca	:	Danfoss
Refrigerante	:	Amoníaco
Tipo	:	TVVAE
Tamaño	:	1-4
Rango	:	-50°C a +10°C

8.2.3 Válvula electromagnética.-

La válvula electromagnética va instalada antes de la válvula de expansión tipo flotador, con el fin de cortar el paso del refrigerante cuando el equipo frigorífico se encuentra parado.

Esta válvula es conocida también como válvula solenoide.

A continuación se dan las características de la válvula electromagnética:

Marca	: Danfoss
Modelo	: EVSA22
Refrigerante	: Amoniaco
Temperatura de trabajo:	+60°C
Acople:	Tubería Soldada de 1" Ø

8.2.4 Termostato.-

El objetivo principal del termostato es controlar la temperatura de las placas del congelador.

El termostato consiste principalmente de:

1. Un órgano de detección de carácter térmico
2. Un órgano de ejecución de carácter térmico
3. Un dispositivo de enlace

La base del termostato es la parte superior del congelador, el elemento detector o sensor, será aplicado sobre la superficie de las placas, la reacción del órgano detector o sensor a las variaciones de la temperatura, provoca un movimiento de transmisión hacia el órgano de ejecución, el cual provoca el cierre o abertura del circuito eléctrico de accionamiento del compresor.

Las características del termostato son las siguientes:

Marca : Danfoss
Modelo : MP62
Temp. Ambiente Máx. Permisible: +60°C
Temp. Máx. Permisible del bulbo: +60°C
Diferencial de Temperatura: +4°C

8.2.5 Válvula presostática de agua.-

Esta válvula regula automáticamente la entrada de agua de enfriamiento al condensador en relación a la presión de condensación del refrigerante, cuando el compresor opera a la presión de descarga, la válvula actúa regulando el caudal de agua a través del condensador.

La válvula seleccionada tiene las siguientes características:

Marca : Danfoss

Modelo : WS-32

Maxíma presión de agua : 16 Kg/cm²

Maxíma presión de condensación : 26,5 Kc/cm²

8.2.6 Presostato de aceite.-

Ya que se trata de un ciclo a dos etapas se necesitarán dos presostatos de aceite, uno para la etapa de baja presión y otro para la etapa de alta presión.

El objetivo del presostato de aceite es dar

protección o seguridad en su funcionamiento al compresor, cuando la diferencia de presión, entre la presión del carter y la bomba de aceite es inferior a la presión de trabajo del sistema de lubricación (de acuerdo a los datos proporcionados por el fabricante del compresor), es decir que este dispositivo evita que el compresor se averíe por falta de lubricación.

El presostato de aceite es conocido también como presostato diferencial de aceite.

El presostato de aceite seleccionado para nuestro estudio (tanto para la etapa de baja presión como la etapa de alta presión), tiene las siguientes características:

Marca : Penn

Refrigerante: NH₃

Tipo : P45

Rango : 0,5 a 4 atm.

Diferencial de Presión : 2 Kg/cm² sobre el valor de presión de aspiración del compresor.

8.2.7 Presostato de baja presión.-

Ya que se trata de un ciclo a dos etapas usaremos un presostato de baja presión en cada etapa.

El presostáto de baja presión es usado como órgano de seguridad en caso de que exista una presión de aspiración excesivamente baja, la cual ocasionaría que el compresor trabaje en vacío y succione incluso el aceite del cárter del compresor, dejándolo sin lubricación.

Antes de que ésto suceda el presostáto de baja presión desconecta el circuito eléctrico del motor del compresor.

Los presostátos de baja presión irán conectados en las tuberías de aspiración de cada compresor.

Las características de los presostátos de baja presión seleccionados son:

Marca : Danfoss

Modelo : MP1A

Refrigerante : NH₃

Temperatura Ambiente permisible: - 40 a
+60°C.

Presión de Prueba Máxima Permisible: 16atm.

Conección : M10 x 0,75

8.2.8 Presostáto de alta presión.-

Como se trata de un ciclo a dos etapas usaremos un presostáto de alta presión en cada etapa.

Las características son similares a las del presostáto de baja presión con la diferencia de que ésta sirva para desconectar el compresor cuando la presión de descarga es excesivamente alta.

Las características de los presostátos de alta presión seleccionados son:

Marca : Danfoss

Modelo : MP5A

Refrigerante : NH₃

Temperatura Ambiente Permisible: -40 a
+60°C.

Presión de Prueba Máx. Permisible : 32
atm.

Conección : M10 x 0,75.

CAPITULO IX

SELECCION DE DISPOSITIVOS ANEXOS DE LA INSTALACION FRIGORIFICA

9.1 SEPARADOR DE ACEITE.-

Debido a que es un ciclo a dos etapas se necesitarán dos separadores de aceite, uno para la etapa de baja presión y otro para la etapa de alta presión.

El objetivo de este dispositivo es separar el aceite del refrigerante inmediatamente que sale del compresor.

El principio de funcionamiento de este dispositivo consiste en que el aceite se separará del refrigerante:

1. Por cambio brusco de dirección
2. Por reducción brusca de velocidad
3. Por choque en las paredes

Las características del separador de aceite, tanto para la etapa de alta presión como para la etapa

de baja presión son las siguientes:

Marca : Danfoss
Tipo : OUB 10
Máxima Presión de Prueba : 44 atm.
Máxima Presión de Operación : 22 atm.
Código : N° 40B0028
Refrigerante : NH3

9.2 BOTELLA DE LIQUIDO.-

La botella de líquido es usada con el fin de acumular o recibir el refrigerante que se ha licuado en el condensador y para controlar la cantidad de refrigerante que hay en el sistema.

Esta botella es de acero y lleva mirillas para controlar la cantidad de refrigerante líquido que se encuentra en la botella.

Las características de la botella de líquido son las siguientes:

Marca : Vilter
Diámetro : 0,51 mts.
Modelo : A93228A

Longitud : 2,44 m.

Capacidad al nivel normal de trabajo : 0,3 m³ ó
175 Kg. de NH₃ a la presión de condensación.

Presión de Prueba : 60 Kg/cm²

9.3 DESHIDRATADOR. -

Debido al efecto dañino de la humedad en los sistemas de refrigeración se deberá prevenir la entrada o la eliminación en caso de que ya exista. La humedad puede ser acarreada por el aceite lubricante, los cuales son generalmente higroscópicos o con el refrigerante durante la cargada del equipo.

Para evitar este inconveniente utilizaremos el deshidratador, el mismo que operará con la substancia deshidratante sílica gel o gel de sílice, el deshidratador estará ubicado a la salida de la botella de líquido.

Las características del deshidratador son las siguientes:

Marca	:	Danfoss
Modelo	:	DS
Refrigerante	:	NH ₃

9.4 DESAIREADOR.-

Este aparato es usado principalmente en plantas frigoríficas que operan con amoníaco como en nuestro caso.

El principio de este dispositivo consiste en extraer la mezcla refrigerantes-gases no condensables bajo la presión de condensación, luego enfriar a la temperatura de evaporación esta mezcla siempre bajo la presión inicial, los vapores del refrigerante se condensarán, el líquido así recuperado podrá ser en caminado al evaporador a través de una válvula reguladora y los gases no condensables rechazados al exterior del circuito.

El desaireador debe estar ligado a todos los puntos del circuito donde se puedan encontrar gases incondensables y especialmente a la entrada del condensador y a la botella de líquido.

Las características del desairador son las siguientes:

Marca : Vilter
Modelo : VR-BC N° 1102
Refrigerante: NH3

9.5 VISORES DE LIQUIDO.-

Son mirillas de cristal que van instaladas en la línea de líquido a continuación del deshidratador y antes de la válvula de expansión.

Su objetivo es el de servir como indicación de que el líquido refrigerante se encuentre fluyendo y de esa manera poder también darnos cuenta si falta refrigerante al sistema.

Las características del visor de líquido son las siguientes:

Marca : Danfoss
Modelo : SGR
Refrigerante : NH₃
Color verde : Seco
Color amarillo : Humedad
Máxima presión : 28 atm.

9.6 ESQUEMA GENERAL DEL CICLO CON TODOS LOS ELEMENTOS TRABAJANDO JUNTOS.-

El esquema general del ciclo con todos los elementos trabajando juntos está representado en el Plano N^o 2.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En base a todo lo expuesto en este trabajo podemos sacar las siguientes conclusiones:

- El dimensionamiento del congelador se lo hizo en base de la capacidad de los congeladores empleados en las empacadoras nacionales, las mismas que por lo general emplean un número máximo de 15 placas, pero debido al crecimiento de la producción del camarón, como se pudo notar según los datos estadísticos, se aumentó la capacidad del congelador incrementando el número de placas en cinco unidades, obteniendo como es lógico mayor producto congelado, por lo tanto, el congelador será de 20 placas.
- Con el uso del congelador a placas horizontales diseñado en esta tesis, se obtiene un camarón de mejor calidad; pues la congelación a placas es un método de congelación rápida que preserva mejor la textura del camarón.

A continuación presentamos las siguientes recomendaciones:

- Este tipo de congelador a placas podría ser también diseñado para operar con salmueras tales como Cloruro de Calcio o Cloruro de Sodio.

- El congelador podría también ser utilizado para congelar filetes de pescado de tamaño similar al tipo de camarón usado en esta tesis (Large U/10 (brown) ó Medium U/12 (pink)).

- También se lo podría utilizar incluso para congelar algunos vegetales (nueces, plátanos, ajos), para lo que se requerirá menor capacidad del compresor.

- Si el material de las placas fuera de aleación de acero en vez de acero dulce (bajo porcentaje de carbono), la velocidad de congelación será más rápida, sin embargo esta solución presenta el inconveniente de tener incrementos de costos.

- Como existen congeladores a placas verticales, quedará abierta la posibilidad de otro tema de tesis que podrá abordar el cálculo y diseño de este otro tipo de congelador.

A P E N D I C E

CONSERVACION DEL CAMARON

La mayoría de los productos del mar especialmente el camarón, empieza a descomponerse a temperatura ambiente, los factores que aceleran esta descomposición son los microorganismos presentes en el camarón.

El crecimiento de los microorganismos presentes en el camarón dependen de la temperatura óptima del microorganismo; es decir a mayor temperatura óptima, mayor es la temperatura mínima del crecimiento del microorganismo.

El límite inferior a que tiene lugar el crecimiento de los microorganismos en el camarón no está determinado sólo por la temperatura, siendo un factor muy importante la cantidad de agua congelada fuera del substrato; cuando hay formación de hielo, se retarda el crecimiento de las bacterias; mientras que los mohos y levaduras predominan, porque son capaces de resistir mejor la mayor presión osmótica que resulta de la concentración de los solutos, que sigue a la separación del agua con hielo.

De ésto se deduce que, inmediatamente después de la cap-

tura y manipuleo del camarón el uso de las bajas temperaturas es con el fin principal de evitar la descomposición de las características organolépticas del camarón, y conservar el producto lo más aproximadamente posible de sus condiciones originales.

B I B L I O G R A F I A

1. ASHRAE, "Handbook of Fundamentals", 1972, Pág. 445 - 450.
2. ASHRAE, "Guide and Data Book", Fundamentals and Equipment, 1965-1966, Pág. 565.
3. BALLOT G. "Guide Pratique de L'Isolation Frigorifique", 23a Edición, Paris, 1972.
4. BRENNAN, BUTTERS, COWELL & LILLY, "Operaciones de la Ingeniería de los Alimentos", Editorial Acribia (Zaragoza) Págs. 287-288.
5. FAIRES, VIRGIL, "Termodinámica", Unión Tipográfica Editorial Hispano-Americano.
6. FOX & MAC DONALD, "Introduction to Fluid Mechanics", John Wiley & Sons, New York, 1978, Págs. 354-482.
7. INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION, "Recommendations for the Processing and Handling of Frozen Foods", 2a. Edición, 1972, Págs. 24-26.
8. JAY, J. "Microbiología Moderna de los Alimentos", 2a. Edición, 1978, Págs. 215-221.
9. KERN, D., "Procesos de Transferencia de Calor", Compañía Editorial S.A., México D.F., 1981, Págs. 159-213.

10. KREITH. F., "Principios de Transferencia de Calor", Herrera Hnos., México, Primera Edición en español, noviembre 1974.
11. LAWRENCE J.H.A., "The Evolution and Application of the Modern Plate Freezer". 1966, 4 págs.
12. McADAMS, W.H., "Heat Transmission", McGraw-Hill
13. MARKS, "Manual del Ingeniero Mecánico", Tomos I y II McGraw-Hill, Bogotá, 1982.
14. PAREDES EDGAR, "Estudios Térmicos de la Liofilización del Camarón", Tesis de Grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico, Guayaquil, 1983, Págs. 70 y 702.
15. RAPIN P.J., "Instalaciones Frigoríficas", Editorial Marcombo, Avda. José Antonio, 594 Barcelona (España), Tomo II, 1979, Págs. 331-332.
16. RAPIN P.J., "Instalaciones Frigoríficas", Editorial Marcombo, Avda. José Antonio, 594 Barcelona (España), Tomo I, 1979, Págs. 244-250.
17. ROMANILLOS JOSE, "Regulación Automática de Instalaciones Frigoríficas", Boletín, 1977, Pág. 5.
18. SFEIR ALBERTO, "Desarrollo de un Equipo Congelador Rápido de Placas", Artículo de Intec.
19. SISSON BILL, "Nomograph to Calculate Insulation Thickness to Prevent Surface Condensation", Heating & Piping, Air Conditioning, Cleveland, April 1976, Págs. 91-92.

SALTO TERMICO, °C

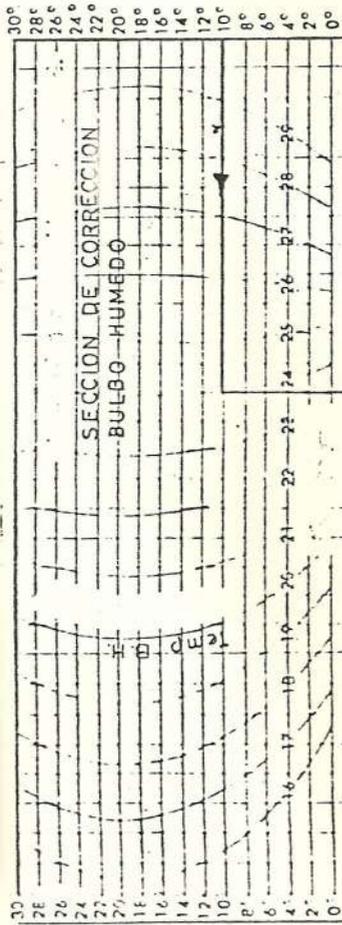
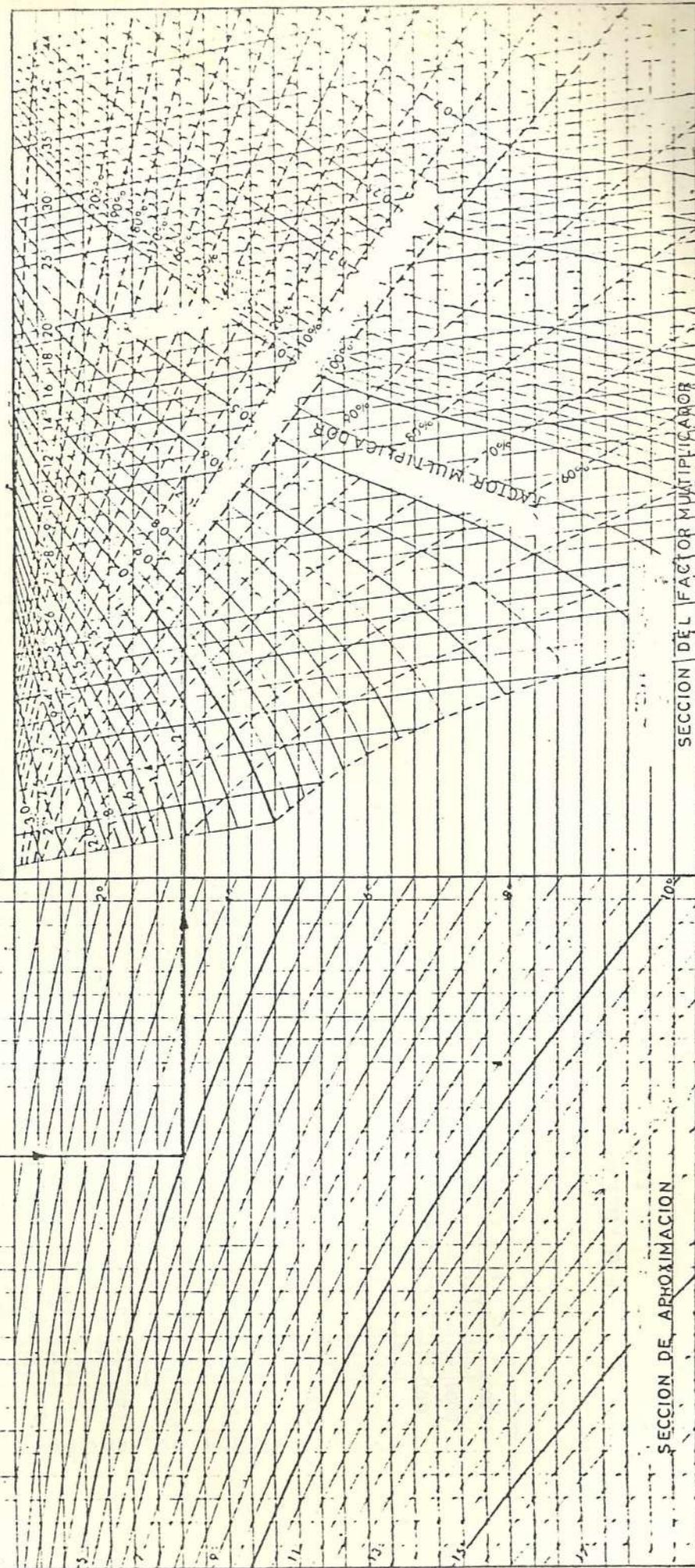


FIG. 7.- CURVAS PARA DETERMINAR EL FACTOR DE CORRECCION

(Fuente: Catálogo Baltimore Aircoil



SECCION DE APROXIMACION

SECCION DEL FACTOR MULTIPLICADOR

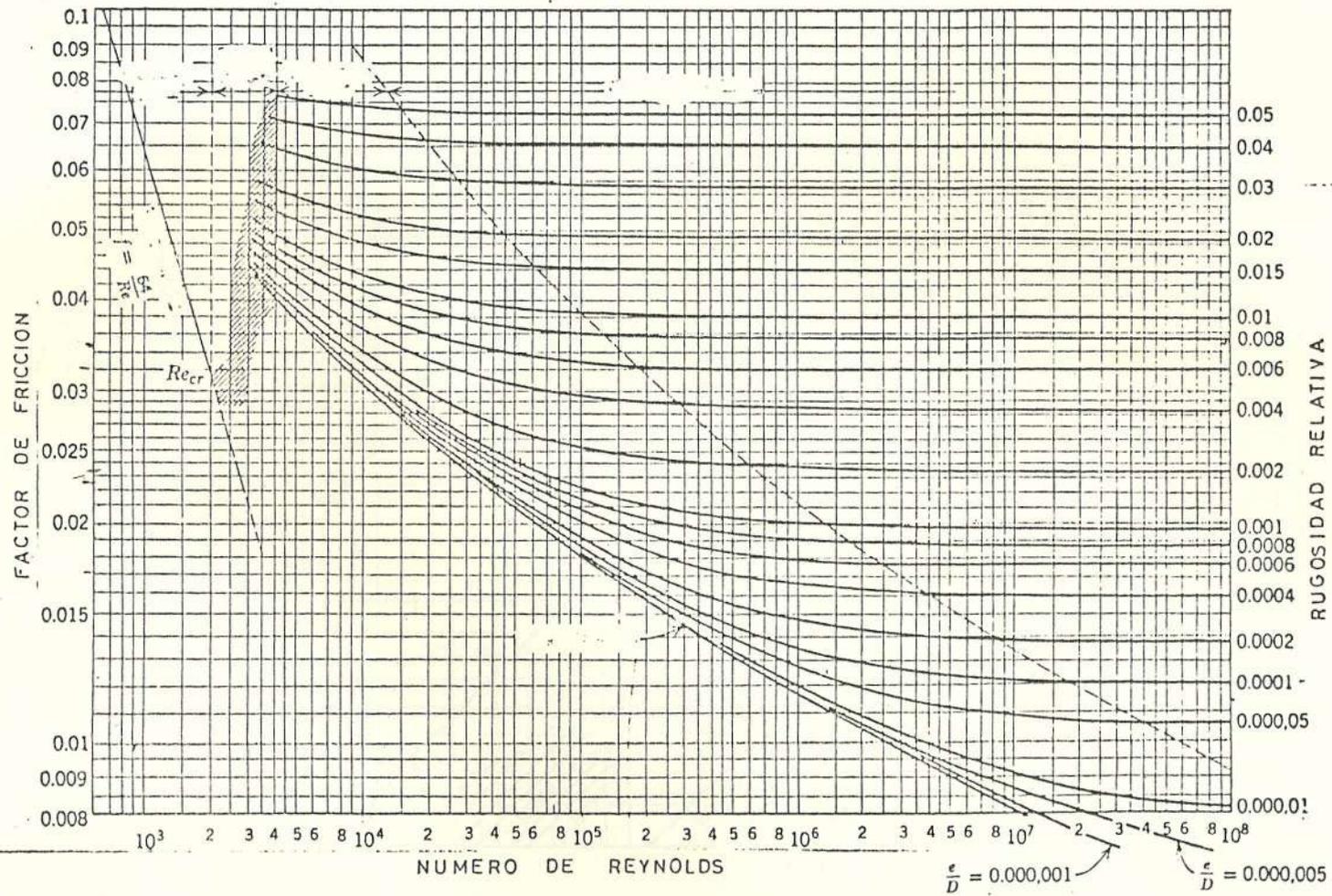


FIG. 7.8. FACTOR DE FRICCION PARA FLUJO COMPLETAMENTE DESARROLLADO EN TUBOS CIRCULARES

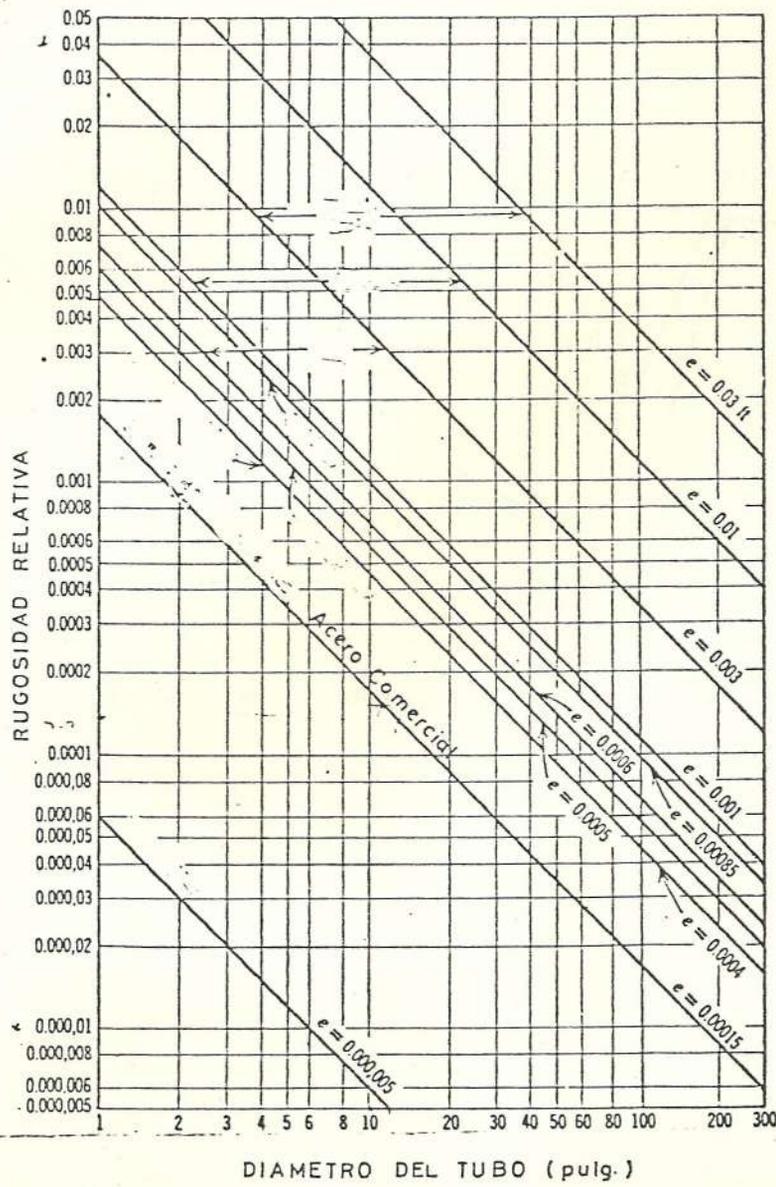
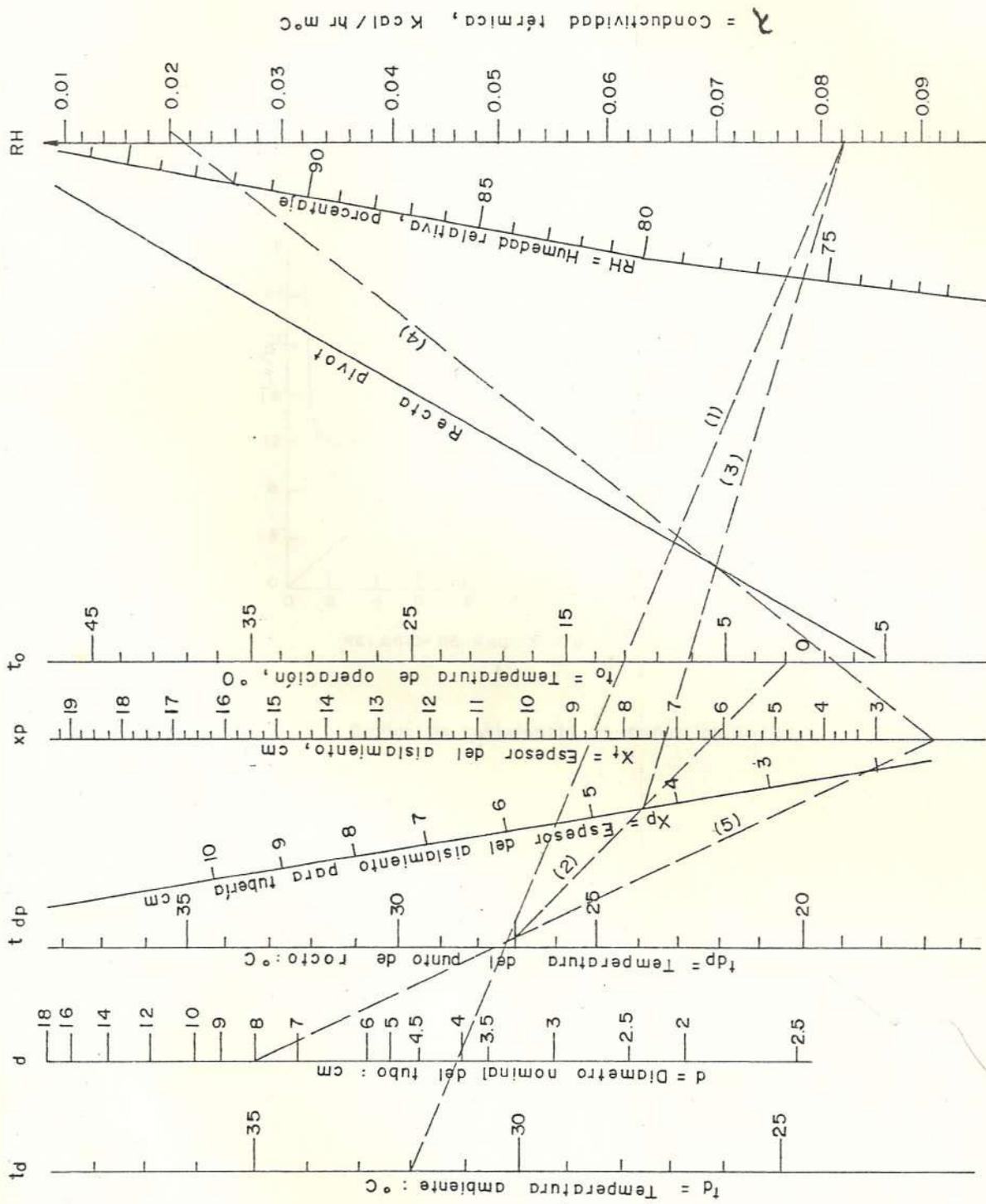


FIG. 79.-VALORES DE RUGOSIDAD RELATIVA



NOMOGRAMA PARA CALCULAR EL MINIMO ESPESOR DEL AISLAMIENTO PARA TUBERIAS
 Figura N° 7.10

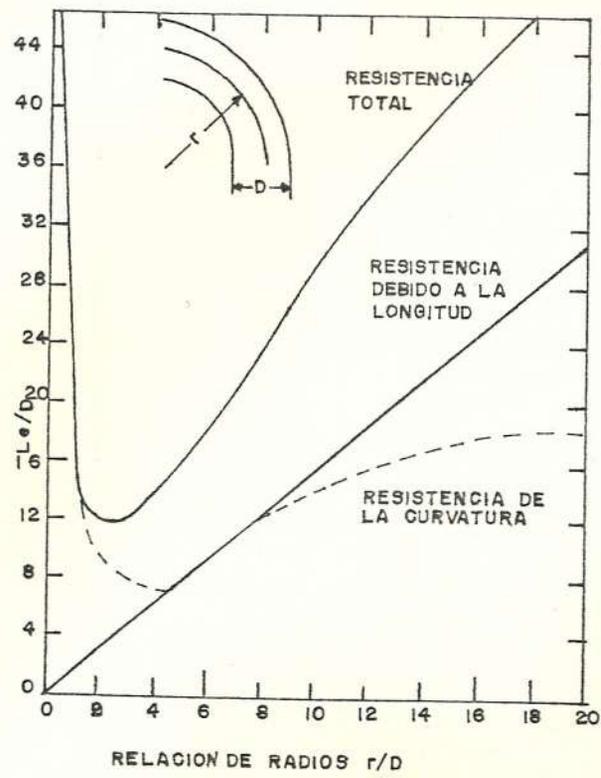
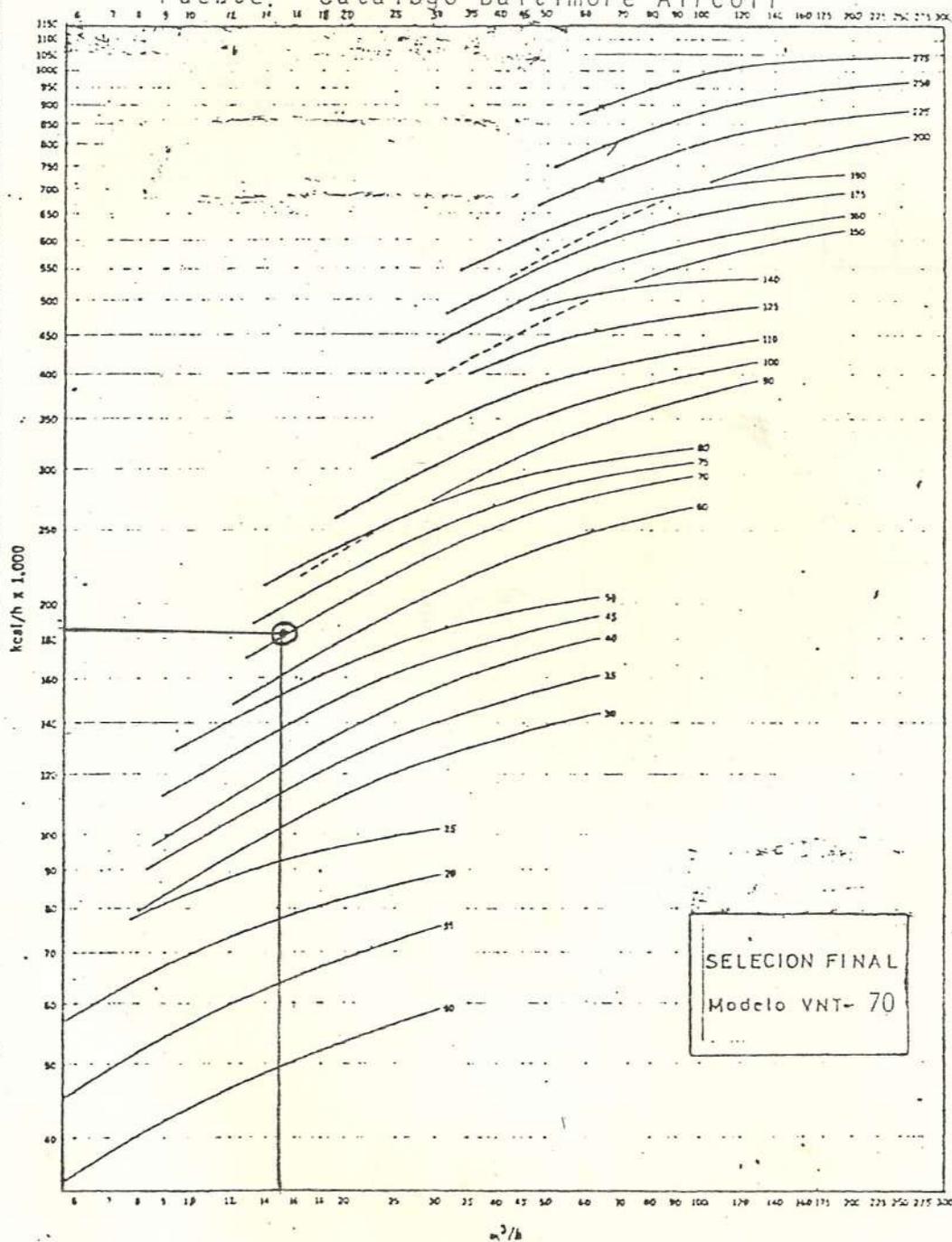
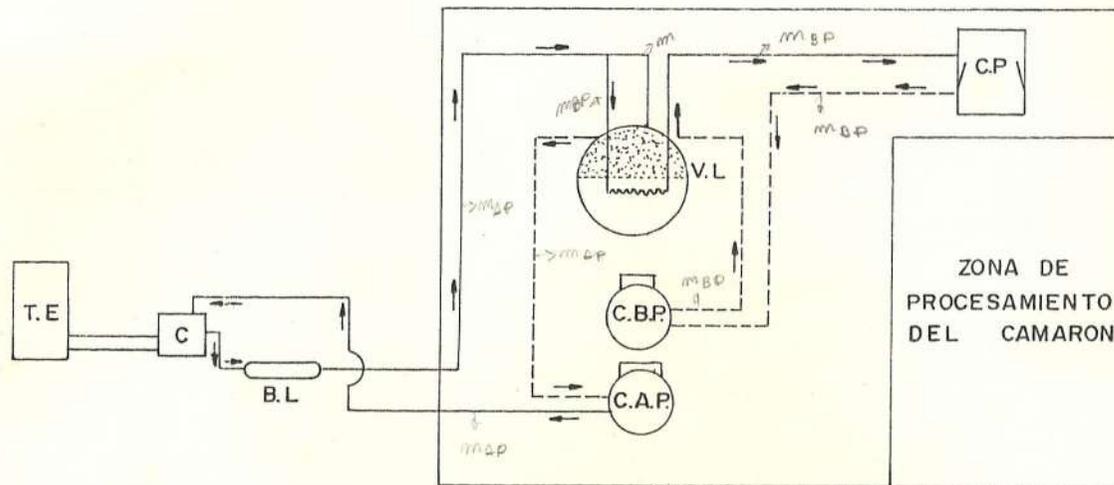


Fig. 7.11 Grafico de resistencia de codos en tubos

FIG. 8. CURVAS PARA SELECCIONAR TORRES DE ENFRIAMIENTO

Fuente: Catalogo Baltimore Aircoil





ABREVIATURA

- T.E: Torre de Enfriamiento
- C: Condensador
- B.L: Botella de Líquido
- V.L: Vapor Líquido
- C.P: Congelador a Placas
- C.B.P: Compresor Baja Presión
- C.A.P: Compresor Alta Presión

- (- - -) GAS AMONIACO
- (—) AMONIACO LIQUIDO
- (—>) CAMINO DEL REFRIGERANTE

PLANO N° 1

DISTRIBUCION DE LAS TUBERIAS DE CIRCUITO

ESPOL

TESIS: CALCULO Y DISEÑO DE UN CONGELADOR A PLACAS HORIZONTALES

DIBUJADO POR: G.V.J

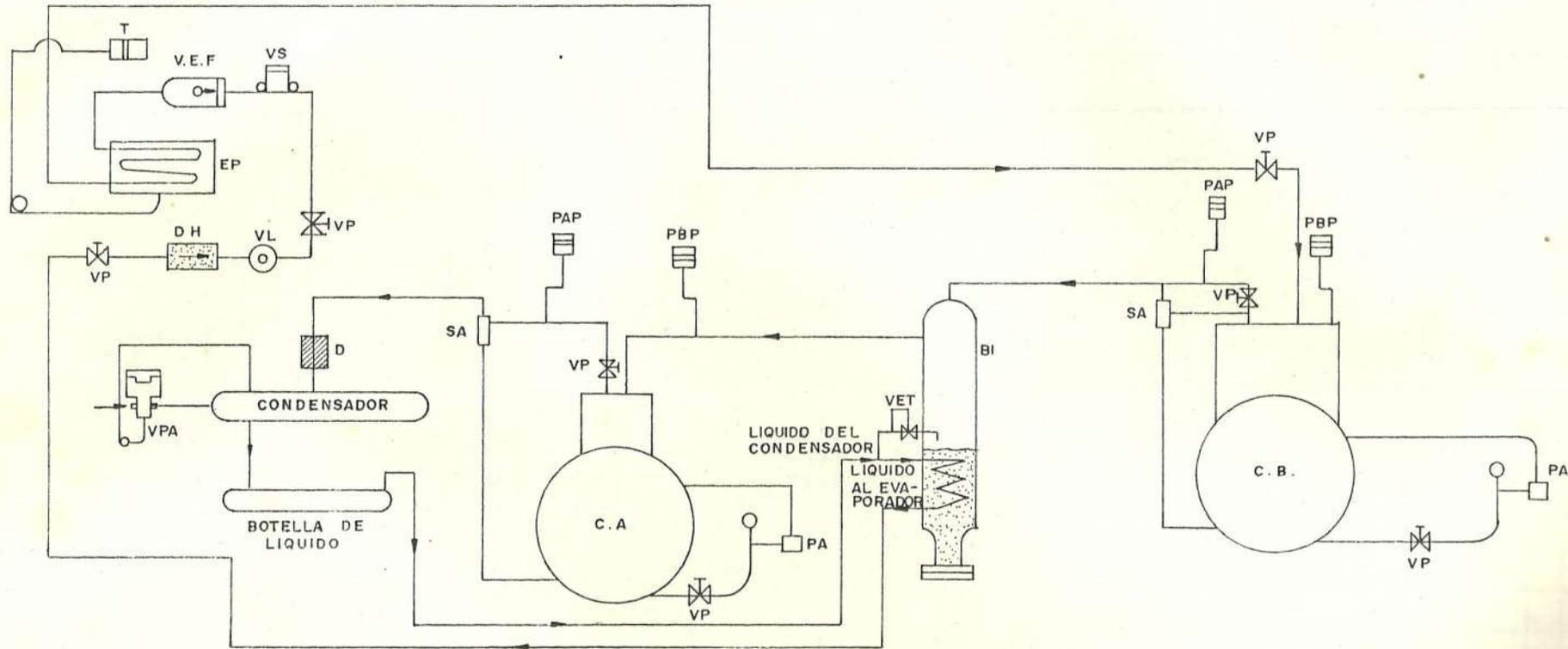
REVISADO POR: ING. AVZ

FECHA:

ESCALA 1:200

PLANO I

ESQUEMA DE LA INSTALACION FRIGORIFICA CON LOS DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICOS Y ANEXOS



ABREVIATURAS

RI : BOTELLA INTERMEDIARIA	SA : SEPARADOR DE ACEITE
CA : COMPRESOR ALTA PRESION	T : TERMOSTATO
CB : COMPRESOR BAJA PRESION	VEF : VALVULA DE EXPANSION TIPO FLOTADOR (BP)
D : DESAIREADOR	VET : VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA
DH : DESHIDRATADORA	VL : VISOR DE LIQUIDO
EP : EVAPORADOR A PLACAS	VP : VALVULA DE PASO
PA : PRESOSTATO DE ACEITE	VPA : VALVULA PRESOSTATICA DE AGUA
PAP : PRESOSTATO DE ALTA PRESION	VS : VALVULA SOLENOIDE
PBP : PRESOSTATO DE BAJA PRESION	

ESPOL

TESIS: CALCULO Y DISEÑO DE UN CONGELADOR A PLACAS HORIZONTALES

DIBUJADO POR: G.V.J.

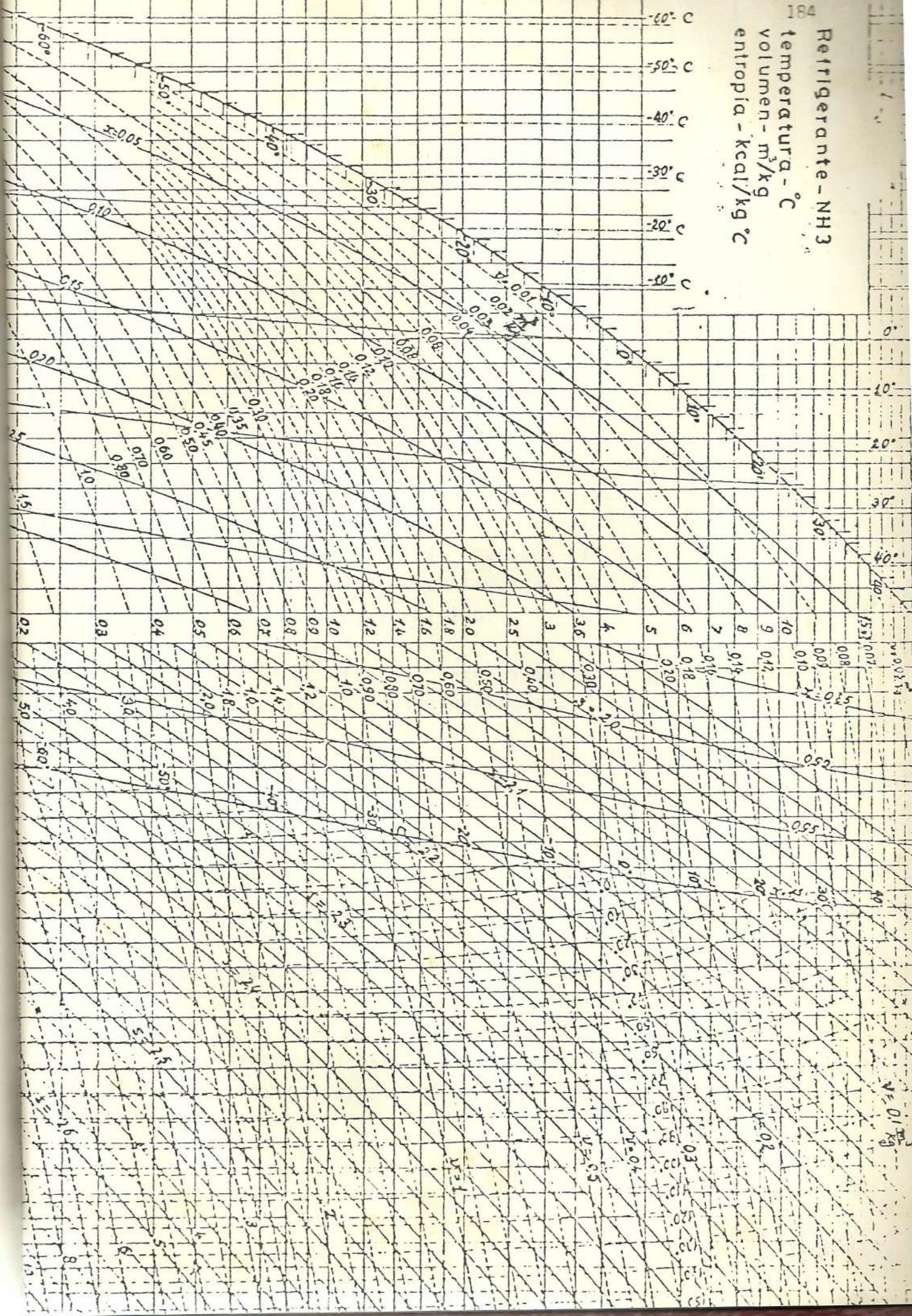
REVISADO POR: ING. AVZ

FECHA:

ESCALA 1:200

PLANO II

Refrigerante - NH₃
temperatura - °C
volumen - m³/kg
entropia - kcal/kg °C



ESQUEMA DE INVESTIGACION LABORATORIAL PARA DISEÑO DE SISTEMAS DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPORES

B I B L I O G R A F I A

1. ASHRAE, "Handbook of Fundamentals", 1972, Pág. 445-450.
2. ASHRAE, "Guide and Data Book", Fundamentals and Equipment, 1965-1966. Pág. 565.
3. BALLOT G. "Guide Pratique de L' Isolation Frigorifique", 23a. Edición, París, 1972.
4. BRÉNNAN. BUTTERS, COWELL & LILLY. "Operaciones de la Ingeniería de los Alimentos", Editorial Acribia (Zaragoza) Págs. 287-288.
5. FAIRES, VIRGIL, "Termodinámica". Unión Tipográfica Editorial Hispano-Americano.
6. FOX & MAC DONALD, "Introduction to Fluid Mechanics", John Wiley & Sons, New York, 1978, Págs. 354-482.
7. INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION, "Recommendations for the Processing and Handling of Frozen Foods", 2a. Edición, 1972. Págs. 24-26.
8. JAY, J. "Microbiología Moderna de los Alimentos", 2a. Edición, 1978. Págs. 215-221.
9. KERN, D. "Procesos de Transferencia de Calor", Compañía Editorial S.A., México D.F., 1981, Págs. 159-213.

10. KREITH. F., "Principios de Transferencia de Calor", Herrera Hnos., México, Primera Edición en español, noviembre 1974.
11. LAWRENCE J.H.A., "The Evolution and Application of the Modern Plate Freezer". 1966, 4 págs.
12. McADAMS, W.H., "Heat Transmission", McGraw-Hill
13. MARKS. "Manual del Ingeniero Mecánico", Tomo I y II McGraw-Hill, Bogotá, 1982.
14. PAREDES EDGAR, "Estudios Térmicos de la Liofilización del Camarón", Tesis de Grado para obtener el título de Ingeniero Mecánico, Guayaquil, 1983, Págs. 70 y 702.
15. RAPIN P.J., "Instalaciones Frigoríficas", Editorial Marcombé, Avda. José Antonio, 594 Barcelona (España), Tomo II, 1979. Págs. 331-332.
16. RAPIN P.J., "Instalaciones Frigoríficas", Editorial Marcombo, Avda. José Antonio, 594 Barcelona (España), Tomo I, 1979, Págs. 244-250.
17. ROMANILLOS JOSE, "Regulación Automática de Instalaciones Frigoríficas", Boletín, 1977, Pág. 5.
18. SFEIR ALBERTO, "Desarrollo de un Equipo Congelador Rápido de Placas", Artículo de Intec.
19. SISSON BILL, "Nomograph to Calculate Insulation Thickness to Prevent Surface Condensation", Heating & Piping, Air Conditioning, Cleveland, April 1970, Págs. 91-92.

20. STOECKER W.F., "Refrigeración y acondicionamiento de aire", Libros MCGRAW-GILL de México, S.A., de C.V.
21. THE INSTITUTE OF REFRIGERATION, "Compound Compression Refrigeration Cycles", 1966-1967, 10 págs.
22. VARGAS A., "Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros", Series VZ, Guayaquil, 1979, Págs. 164-165.
23. VARGAS A., "Curso de Refrigeración", ESPOL, Guayaquil, 1979, 156 páginas.

CATALOGOS

- VILTER
- COMEF
- BALTIMORE AIRCOIL
- DANFOSS
- PENN