



Universidad
Nacional de
Mar del Plata



Facultad de Ingeniería

Proyecto final

DISEÑO DE INSTALACION FRIGORÍFICA EN BUQUE CONGELADOR

Autores del proyecto:

Cisterna Alejandro Christian

Carrera: Electromecánica

Matrícula: 8338

Villar Claudio Daniel

Carrera: Electromecánica

Matrícula: 7960

Tutor del proyecto:

Ing. Manfredi Carlos

FECHA 12/09/05

CALIFICACIÓN:



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución- NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).



Universidad
Nacional de
Mar del Plata



Facultad de Ingeniería

Proyecto final

DISEÑO DE INSTALACION FRIGORÍFICA EN BUQUE CONGELADOR

Autores del proyecto:

Cisterna Alejandro Christian

Carrera: Electromecánica

Matrícula: 8338

Villar Claudio Daniel

Carrera: Electromecánica

Matrícula: 7960

Tutor del proyecto:

Ing. Manfredi Carlos

FECHA 12/09/05

CALIFICACIÓN:

AÑO 2005

Agradecimientos

Al Ingeniero Cruz Ramón, que desde el inicio del trabajo, nos brindó gran parte de su tiempo e información necesaria para poder llevar adelante éste proyecto final, así como también contactamos con empresas relacionadas al rubro frigorista.

Al Sr. Alarcón Raúl, perteneciente a la empresa pesquera Moscuza por posibilitarnos realizar la visita a dos importantes buques pesqueros de la mencionada empresa.

A las siguientes empresas dedicadas a la construcción de instalaciones de refrigeración:

- REFMAR SRL.
Juramento 792.
- IFM (Industrias Frigoristas Marplatenses).
Rondeau 846.

Y a todos los que de alguna forma hicieron posible nuestro paso por la facultad de ingeniería, y hoy estemos realizando nuestro proyecto final, terminando una gran etapa de nuestras vidas para comenzar nuevas.

Prologo.

La industria de la pesca es un negocio que mueve miles de millones de dólares al año en todo el mundo si bien en la última década se hizo evidente que los recursos pesqueros que se creían prácticamente inagotables, han comenzado a declinar de una manera drástica.

No es el propósito de este trabajo tratar el impacto de la pesca en el medio ambiente, sino el de tratar los aspectos técnicos que hacen a una instalación frigorífica marina como lo es la de los buques congeladores.

Se ha intentado darle a este trabajo un enfoque simple y de fácil lectura sin descuidar por eso los aspectos técnicos que caracterizan a este tipo de instalaciones.

En lo referente a la bibliografía de instalaciones frigoríficas en buques, ésta es muy escasa y en lo particular no hemos podido encontrar ninguna obra en español que nos brinde información completa. Estos huecos se han podido llenar gracias a la guía de nuestro cotutor de proyecto y a personal de importante empresa pesquera, que nos permitió visitar dos buques factoría de distinta capacidad (uno nacional y otro de origen español) y palpar una instalación real.

Toda la información utilizada para el cálculo y diseño de la instalación frigorífica se anexa en el apéndice del CD de este trabajo. Gran parte de esta información pertenece a importantes industrias frigoríficas que, de manera experimental, han conseguido recabar información que resulta indispensable para el diseño de cualquier tipo de instalación frigorífica y que resulta de importancia fundamental para el desarrollo de este proyecto.

Índice

Capítulo 1: INTRODUCCIÓN

1.1. Objetivos.....	8
1.2. Descripción de tipos de buques congeladores.....	8
1.2.1. Flota de buques congeladores.....	8
1.3. Metodología de cálculo y diseño.....	9
1.3.1. Descripción del tipo de instalación frigorífica.....	9
1.3.2. Aspectos del cálculo y diseño.....	9
1.4. Esquema de organización del informe.....	10

Capítulo 2: SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE

2.1. Aspectos técnicos.....	12
2.1.1. Generalidades.....	12
2.1.2. Propiedades técnicas.....	12
2.1.3. Miscibilidad con el aceite.....	12
2.1.4. Método de detección.....	13
2.2. Análisis de hoja de datos del Freón 22.....	13
2.2.1. Diagrama de fases.....	13
2.2.2. Solubilidad del agua en Freón 22.....	14
2.2.3. Relación de compresión.....	14
2.2.4. Temperatura de descarga.....	15
2.3. Propiedades de seguridad.....	15
2.3.1. Toxicidad.....	15
2.3.2. Aspectos fisiológicos.....	17
2.3.3. Información cancerígena.....	17
2.4. Medidas de primeros auxilios.....	17
2.4.1. Inhalación.....	17
2.4.2. Contacto con la piel.....	17
2.4.3. Contacto con los ojos.....	18
2.4.5. Ingestión.....	18

Capítulo 3: TÚNEL DE CONGELAMIENTO

3.1. Consideraciones Generales.....	19
3.1.1. Descripción del sistema.....	19
3.1.2. Objetivos del precongelado.....	19
3.1.3. Condiciones de trabajo.....	19
3.2. Disposición y Aspectos Constructivos.....	20
3.3. Cálculo de balance térmico.....	22
3.3.1. Cálculo de las pérdidas por transmisión.....	22
3.3.2. Pérdidas por enfriamiento y congelación de mercadería.....	23
3.3.3. Pérdidas por renovación de aire.....	24
3.3.4. Pérdidas por electro ventiladores.....	24

3.3.5: Pérdidas por iluminación.....	25
3.3.6: Pérdidas por personas trabajando.....	25
3.3.7: Pérdidas por embalaje.....	25
3.3.8. Factor de seguridad.....	25
3.3.9. Capacidad frigorífica del túnel.....	26
3.4: Cálculo y diseño de evaporadores.....	26
3.4.1. Características técnicas y constructivas.....	26
3.4.2. Descripción del cálculo.....	27
3.4.3 Cálculo de la superficie de evaporación.....	29
3.5. Cálculo y elección de electro ventiladores.....	30

Capítulo 4: CAMARA DE REFRIGERACIÓN

4.1: Consideraciones Generales.....	35
4.1.1. Disposición y aspectos constructivos	
4.2: Calculo de balance térmico.....	36
4.2.1: Cálculo de las pérdidas por transmisión.....	36
4.2.2: Pérdidas por enfriamiento y congelación de mercadería.....	38
4.2.3: Pérdidas por renovación de aire.....	38
4.2.4: Pérdidas por iluminación.....	39
4.2.5: Pérdidas por personas trabajando.....	39
4.2.6: Pérdidas por embalaje.....	40
4.2.7. Factor de seguridad.....	40
4.2.8. Capacidad frigorífica de cámaras	41
4.3. Cálculo y diseño de serpentinas.....	41
4.3.1. Características técnicas y constructivas.....	41
4.3.2. Cálculo de la superficie de serpentinas.....	42
4.3.3 Verificación de capacidad.....	44
4.3.4. Longitud de circuitos de cámaras.....	46

Capítulo 5: SEPARADOR DE LÍQUIDO

5.1: Consideraciones generales.....	46
5.2: Aspectos constructivos.....	46
5.3: Calculo y diseño.....	48
5.3.1: Calculo de diámetro interior "D".....	48
5.3.2: Cálculo de altura libre "H".....	49
5.3.3: Cálculo de altura de trabajo del líquido refrigerante "L".....	50
5.3.4. Conos corta-gotas.....	51
5.3.5. Calculo de espesor mínimo de carcasa.....	52
5.3.6. Calculo de espesor mínimo de casquetes.....	53
5.3.7. Espesores adoptados.....	54
5.3.8. Dimensiones finales del separador.....	54
5.4: Bombas para recirculado.....	54
5.4.1. Cantidad de líquido recirculado.....	54
5.4.2. Cálculo de capacidad.....	55
5.4.3. Selección.....	55

5.4.4.	Puesta	en 57
marcha.....		
5.4.5.	Sistema de conexionado.....	57

Capítulo 6: COMPRESOR

6.1:	Generalidades.....	59
6.1.1.	Tipo de compresor.....	59
6.1.2.	Principio de Funcionamiento del compresor a Tornillo.....	59
6.2:	Elección del compresor.....	60
6.2.1.	Criterio de selección.....	60
6.2.2.	Condiciones de trabajo.....	60
6.2.3.	Características técnicas de los compresores.....	61
6.2.4.	Accesorios incluidos en la unidad compresora.....	62
6.2.5.	Pesos y dimensiones.....	63
6.2.6.	Diagrama de flujo del compresor.....	63
6.3:	Elección de motores eléctricos.....	64
6.4:	Aceite lubricante para refrigeración.....	64
6.4.1.	Generalidades.....	64
6.4.2.	Factores que alteran la vida útil del lubricante.....	64
6.4.3.	Enfriamiento de aceite.....	65
6.2.6.	Control de aceite.....	65
6.5:	Diagrama de Moller.....	66

Capítulo 7: CONDENSADOR

7.1:	Generalidades.....	68
7.2:	Características constructivas.....	68
7.3:	Condiciones de trabajo y capacidad.....	69
7.4:	Selección de bombas de condensación.....	71

Capítulo 8: RECIBIDOR DE LÍQUIDO

8.1:	Generalidades.....	72
8.2:	Características constructivas.....	72
8.3:	Cálculo del recibidor.....	73
8.3.1.	Cálculo de capacidad.....	73
8.3.2.	Cálculo de espesor mínimo de carcasa.....	74
8.3.3.	Cálculo de espesor mínimo de casquetes.....	75
8.3.4.	Espesores adoptados.....	76

Capítulo 9: DIMENSIONADO DE LÍNEAS DE REFRIGERANTE Y SELECCIÓN DE VÁLVULAS

9.1:	Dimensionado de líneas de refrigerante.....	78
9.1.1:	Generalidades.....	78

9.1.2: Dimensionado de líneas.....	79
9.2: Elección de válvulas.....	81
9.2.1: Válvulas de paso.....	81
9.2.2: Válvulas de regulación manual.....	82
9.2.3: Válvulas de retención.....	83
9.2.4: Válvulas de seguridad.....	83
9.2.5: Válvulas solenoides.....	84
9.2.6: Válvulas reguladoras de presión.....	85
9.2.7: Filtros.....	87

Capítulo 10: CONTROL Y OPERACIÓN

10.1: Túneles de congelamiento.....	89
10.1.1: Descripción del control y puesta en marcha.....	89
10.1.2: Descongelamiento de evaporadores de túnel.....	89
10.2: Cámaras de refrigeración.....	90
10.2.1: Descripción del control y maniobra.....	90
10.2.2: Descongelamiento de serpentinas de cámaras.....	90
10.3: Separador de líquido.....	91
10.3.1: Control de niveles de líquido refrigerante.....	91
10.3.2: Características técnicas de los controles de nivel.....	92
10.4: Bombas de recirculado.....	93
10.4.1: Descripción de funcionamiento de las bombas de recirculado.....	93
10.4.2: Elementos de control.....	93
10.5: Bombas de agua de condensadores.....	94
10.5.1: Descripción de funcionamiento de bombas de condensadores.....	94
10.5.2: Elementos de control.....	94
10.6: Compresores.....	95
10.7: Primera puesta en marcha de la Instalación.....	96
10.7.1 Pruebas de estanqueidad.....	96
10.7.2. Eliminación del contenido de aire y humedad.....	96
10.7.3. Carga de líquido refrigerante.....	96
10.7.4. Regulación y puesta en régimen de la instalación.....	97
10.8. Aparatos de protección y maniobra de motores eléctricos.....	97
10.8.1. Criterio de selección.....	97
10.8.2. Arranque de motores de compresores.....	98
10.8.3. Arranque de motores de bombas y electroventiladores.....	98

Capítulo 11: CÁLCULO DE AISLAMIENTO

11.1: Materiales aislantes.....	100
11.1.1: Objetivos.....	100
11.1.2: Aspectos a considerar.....	100
11.2: Líneas.....	101
11.2.1: Consideraciones previas.....	101
11.2.2: Aislamiento de cañerías.....	101

11.2.3: Cálculo de espesor de aislamiento.....	101
11.2.4: Cálculo de temperatura de rocío.....	102
11.2.5: Instructivo de montaje de aislación de espuma elastomérica.....	104
11.3: Bodegas.....	105
11.3.1: Consideraciones previas.....	105
11.3.2: Aislamiento de bodegas.....	105
11.3.3: Cálculo de espesor de aislamiento.....	106
11.4: Túneles de congelado.....	107
11.4.1: Consideraciones previas.....	107
11.4.2: Aislación de túnel.....	107
11.4.3: Cálculo del espesor de aislamiento.....	108

Capítulo 12: EVALUACIÓN DE COSTOS

10.1: Consideraciones previas.....	109
11.2: Hoja de costos.....	109

Capítulo 13: IMPACTO AMBIENTAL

13.1: Aspectos técnicos.....	113
13.1.1: Generalidades.....	113
13.2: Contexto internacional.....	113
13.2.1: Acuerdos.....	114
13.2.2: Puntos principales de la propuesta comunitaria.....	114
13.2.3: Implementación del sistema de bonos.....	115
13.2.4: El sistema de bonos en la actualidad Sudamericana.....	116
13.2.5: El precio del aire.....	116

Apéndice

Unidad compresora a tornillo MYCOM
 Diagrama de instrumentos y líneas compresor MYCOM 160 VSD DX OIL COOLER
 Gráficos de selección de hélice marca MULTI-WING
 Válvula solenoides DANFOSS
 Válvulas reguladoras de presión DANFOSS
 Condensador por agua MOSCKAR
 Termómetros y termostatos CAREL
 Propiedades termodinámicas R-22
 Dimensionado de líneas de refrigerante SABROE
 Tabla de tubos y accesorios para la construcción
 Tabla de caños aletados ATLAS
 Grafico psicométrico y gráficos de humedad relativa
 Diagramas de cálculo de evaporadores aletados SABROE-ATLAS
 Bombas centrifugas para líquidos refrigerantes BOMBADUR
 Controles de nivel magnético FEFFERSON

Planos constructivos y eléctricos

Plano Nº 1.	ESQUEMA CIRCUITO R-22
Plano Nº 2.	SEPARADOR DE LIQUIDO
Plano Nº 3.	LATERAL DE BUQUE Y DISPOSICION DE EQUIPOS

Plano N° 4.	RECIBIDOR
Plano N° 5.	DISPOSICION TUNELES DE CONGELAMIENTO Y SEPARADOR (1)
Plano N° 6.	DISPOSICION TUNELES DE CONGELAMIENTO Y SEPARADOR (2)
Plano N° 7.	PLANO EVAPORADOR DE TUNEL
Plano N° 8.	SUPERIORES
Plano N° 9.	INFERIORES
Plano N° 10.	DORES CAMARAS
Plano N° 11.	AL TUNEL
Plano N° 12.	TRIFILAR TUNEL
Plano N° 13.	FUNCIONAL BOMBAS DE RECIRCULADO DE LIQUIDO
Plano N° 14.	TRIFILAR BOMBAS DE RECIRCULADO DE LIQUIDO
Plano N° 15.	FUNCIONAL BOMBAS DE CONDENSADORES
Plano N° 16.	TRIFILAR BOMBAS DE CONDENSADORES
Plano N° 17.	TRIFILAR COMPRESOR 125 HP
Plano N° 18.	FUNCIONAL COMPRESOR 125 HP
Plano N° 19.	TRIFILAR COMPRESOR 60 HP
Plano N° 20.	FUNCIONAL COMPRESOR 60 HP

Capítulo

1

Introducción.

1.1 Objetivos

El objetivo de este proyecto es el cálculo y diseño de una instalación frigorífica para un buque pesquero del tipo congelador, de capacidad de almacenamiento de cámaras de 900 tn y aproximadamente 20 tn diarias de procesamiento de pescado. En este diseño, se busca fundamentalmente, que la instalación frigorífica se adapte a los tiempos de procesamiento de la mercadería y las características del buque, como por ejemplo: dimensiones, disposición y alojamiento de equipos, túneles, bodegas entre otros.

El cálculo y diseño de la instalación frigorífica se realizó analizando distintas soluciones tecnológicas para minimizar los costos de fabricación e instalación, sin dejar de lado la calidad final ni la seguridad de la instalación.

1.2 Descripción de tipos de buques congeladores

1.2.1 Flota de buques congeladores

A esta flota corresponden buques de altura, con capacidad de congelamiento en túneles y placas, y bodegas para mantener pescado congelado, incluyendo distintas líneas de elaboración.

Dentro de los distintos tipos de captura podemos encontrar los siguientes buques:

- Buques arrastreros.

Estos buques han venido incrementando significativamente su participación en los desembarques. De manera inversa al caso de los fresqueros, tienen sus puertos de operación más importantes en el Sur.

- Buques tangoneros

La consideración de esta flota remite a la pesquería del langostino. No se trata de una pesquería de volumen sino de valor, por el alto precio por tonelada de producto que se obtiene en los mercados internacionales.

- Buques poteros

Corresponden a la pesquería del calamar. La denominación surge del arte de pesca que utilizan - las poteras- el cual tiene la característica de ser 100% selectivo, en tanto sólo permite la extracción de esa especie.

- Buques palangreros

Se agrupan en función del arte de pesca que utilizan, el palangre de fondo (con anzuelos). Están vinculados con la pesquería de la merluza negra, aunque este arte permite también la captura de otros peces en aguas profundas, como el abadejo.

- Buques surimeros

En este caso el nombre deriva del tipo de proceso al que se somete la captura que permite obtener pasta de pescado sin sabor ni olor, a partir de la cual se producen luego productos que funcionan como símiles de otras especies. Se trata de grandes arrastreros congeladores que operan en la zona más austral, especialmente sobre la polaca y la merluza de cola.

El tipo de buque en el que se realizó el proyecto es del tipo arrastrero siendo su captura del tipo variada.

1.3 Metodología del cálculo y diseño

1.3.1 Descripción del tipo de instalación frigorífica

La instalación frigorífica proyectada corresponde al tipo recirculado de líquido refrigerante. Este tipo de instalación es recomendable cuando se opera con evaporadores múltiples o en instalaciones de baja temperatura, donde es crucial obtener una transferencia de calor adecuada en los evaporadores.

La instalación frigorífica cuenta con túneles de congelado rápido y cámaras de mantenimiento de pescado.

Las particularidades que caracterizan a este tipo de instalación frente a las de tierra son: Condiciones de espacio, condiciones de seguridad por ser

ambientes confinados, condiciones de movimiento (efecto del oleaje) y tiempos de procesamiento de la mercadería.

1.3.2 Aspectos del cálculo y diseño

- El cálculo y diseño de los evaporadores de los túneles de congelado se realizó de acuerdo a datos aportados por fabricante de equipos frigoríficos SABROE
- Cálculo y selección de compresores se utilizó el software MYCOM 5.0 del fabricante de compresores.
- Los cálculos de espesores de recipientes sometidos a presión se realizó sobre la base de norma ASME
- El dimensionado de las líneas de refrigerante se realizó en base a tablas del fabricante de equipos frigoríficos SABROE

1.4 Esquema de organización del informe

El siguiente proyecto, se divide en 13 capítulos en total según su temática y se complementa con una serie de planos en donde cada capítulo hace referencia.

En los siguientes puntos se puede tener una visión general como también su alcance.

- Capítulo 1: Introducción
- Capítulo 2: Selección del refrigerante

En este capítulo se fundamenta los motivos que derivan en la selección del refrigerante para este tipo de instalación frigorífica, se realiza una profunda descripción de todas sus características y también justifica el tipo de sistema de refrigeración adoptado.

- Capítulo 3: Túnel de congelado

Este capítulo se detallan todo lo referido al cálculo, diseño y aspectos constructivos de los túneles de congelamiento para la capacidad diaria de procesamiento del buque.

- Capítulo 4: Cámaras de Refrigeración

Este capítulo se detallan todo lo referido al cálculo, diseño y aspectos constructivos de las cámaras de mantenimiento para la capacidad total de almacenamiento del buque.

- Capítulo 5: Separador de líquido

En este capítulo, se realiza el cálculo y diseño del separador de líquido para la capacidad instalada así como también el cálculo y selección de las bombas de recirculado.

- Capítulo 6: Compresores

Este capítulo consta de la selección de los compresores, para lo cual se utilizó un programa de cálculo provisto por el fabricante del mismo, también se detallan características técnicas y constructiva.

- Capítulo 7: Condensador

En este capítulo se realiza el cálculo y selección del condensador para la capacidad instalada.

- Capítulo 8: Recibidor de líquido

En este capítulo se realiza el cálculo integral del recibidor de líquido para la capacidad instalada.

- Capítulo 9: Dimensionado de líneas y selección de válvulas

En este capítulo se realiza el dimensionado de las distintas líneas del sistema frigorífico y se describe los distintos tipos de válvulas presentes en la instalación.

- Capítulo 10: Control y operación

En este capítulo se describe el proceso de control, operación y puesta en marcha de distintas partes críticas de la instalación frigorífica.

- Capítulo 11: Cálculo de aislamiento

En este capítulo se desarrolla la metodología de cálculo de los distintos espesores de aislamiento tanto para paredes aislantes como para líneas y recipiente a baja temperatura.

- Capítulo 11: Evaluación de costos

En este capítulo se lleva a cabo una estimación de costos de los distintos elementos que componen del sistema frigorífico. No incluyen costos de mano de obra e instalación de los mismos ni materiales de aislamiento.

- Capítulo 13: Impacto ambiental

En este capítulo se desarrolla el impacto que tienen los refrigerantes fluorados en el medio ambiente y su regulación a través de distintos protocolos siendo el más reciente el Protocolo de Kioto, vigente a partir de febrero del año 2005.

Selección del Refrigerante.

2.1 Aspectos Técnicos

2.1.1 Generalidades

Para la selección de un fluido refrigerante se toma en cuenta los siguientes aspectos:

- Propiedades de seguridad
 1. Toxicidad.
 2. Inflamabilidad.
 3. Contaminabilidad.
 4. Explosivos.
- Propiedades técnicas
 5. Reacción con materiales de la instalación.
 6. Miscibilidad con el aceite.
 7. Punto de ebullición.

8. Rendimiento frigorífico.

■ Consideraciones económicas

9. Costo por kilo de refrigerante.

La selección del refrigerante se realizó priorizando la seguridad ante todo, dada la característica del emplazamiento de la instalación y el riesgo que representaría una fuga de gas refrigerante en la misma.

Lo que se busca en un refrigerante en cuanto a su rendimiento frigorífico es que tenga un alto valor de calor latente y un bajo volumen específico en estado de vapor. Desde el punto de vista del calor latente, un valor alto es deseado porque implica una alta capacidad de absorber calor para cambiar de estado, desde el punto de vista de volumen específico, un valor bajo es deseado para reducir el consumo de potencia del compresor como consecuencia de un menor desplazamiento volumétrico.

2.1.2 Propiedades técnicas.

Una característica deseada y que el Freon 22 verifica, es que para temperaturas de evaporación del orden de $-29..-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ la presión es positiva, lo que impide el ingreso de aire con su contenido de agua a la instalación en caso de pérdidas de estanqueidad, cualidad ventajosa dado que cualquier cantidad de agua en un sistema frigorífico es indeseable.

DATOS TECNICOS R-22		
Descripción química	Clorodifluorometano	
Fórmula química		CHCLF ₂
Peso molecular	Kg/kmol	86.5
Punto de ebullición a 1.013 bar	°C	-40.8
Temperatura crítica	°C	96.2
Presión crítica	bar	49.9
Densidad crítica	Kg/m ³	513
Volumen crítico	m ³ /Kg	1.95×10^{-3}
Volumen específico del líquido a -33°C	l/Kg	0.717
Volumen específico del vapor a -33°C	m ³ /Kg	0.15
Calor latente de evaporación	Kcal/Kg	54.7

2.1.3 Miscibilidad con el aceite.

Estas propiedades determinan con que facilidad el lubricante se mezcla con las fases de líquido y vapor del refrigerante.

Mientras mas miscible sea la combinación, se le facilita mas al aceite regresar al compresor.

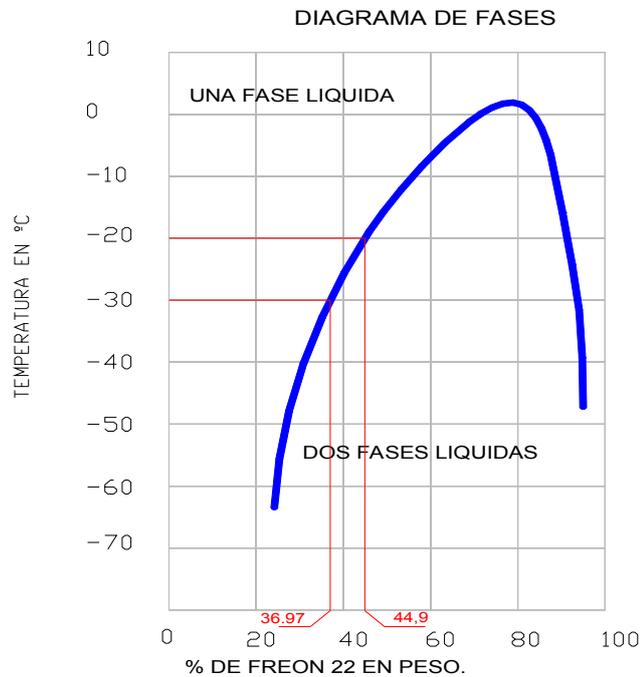
Si bien el refrigerante 22 es miscible con aceite en la sección de condensación aun cuando gran parte del mismo se suele separar del aceite en el evaporador, es indispensable en instalaciones de baja temperatura el uso de separadores de aceite para que el mismo regrese al compresor.

2.1.4 Método de detección.

Como método de detección de fugas se emplea el soplete de Haluro.

2.2 Análisis de hoja de Datos del Freón 22

2.2.1 Diagrama de fases

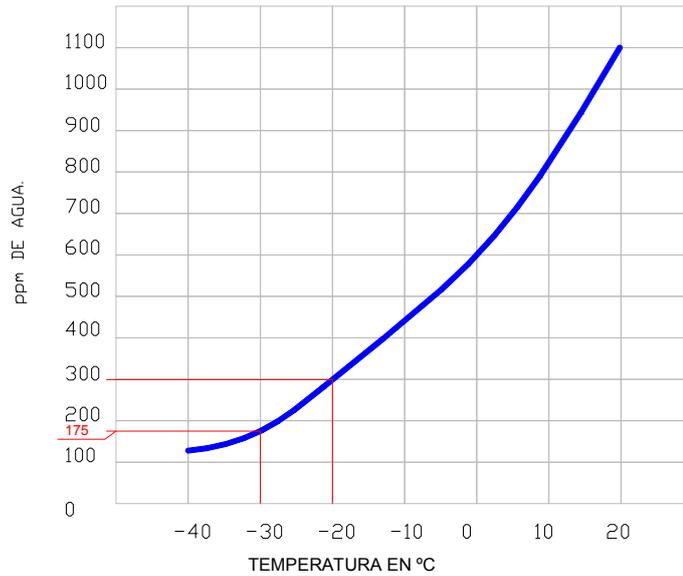


De este diagrama se obtiene información de su compatibilidad con aceites refrigerantes. En función del porcentaje en peso del freón 22 con respecto al contenido de aceite del refrigerante y de la temperatura de la mezcla, la misma tiende a formar una o dos fases líquidas, que por sus diferentes densidades presentan una capa superior con abundante aceite y poco refrigerante disuelto y la inferior con una gran proporción de refrigerante.

La curva del gráfico nos da la temperatura crítica. Es para esta temperatura y para la proporción refrigerante-aceite a la que se obtiene separación de fases.

2.2.2 Solubilidad del agua en Freon 22

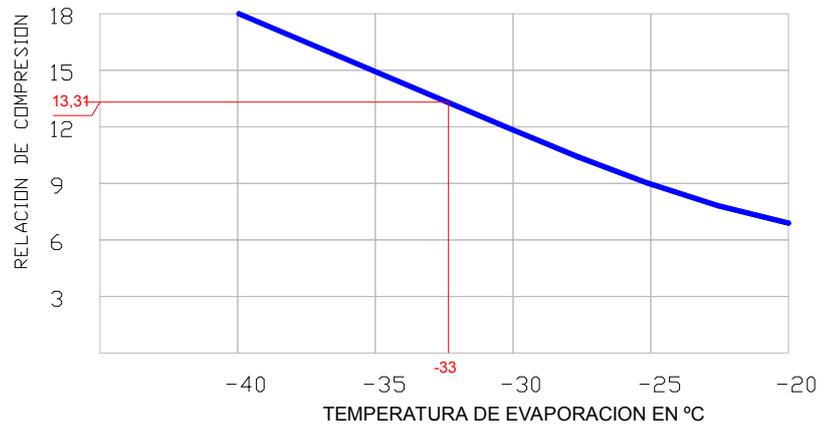
SOLUBILIDAD DEL AGUA EN FREON 22



De este gráfico se puede observar que a medida que disminuye la temperatura del refrigerante líquido la solubilidad del agua en el mismo disminuye de manera cuadrática. Este es un fenómeno ventajoso para esta instalación frigorífica dado que disminuye las posibilidades de formación de hielo en los circuitos frigoríficos.

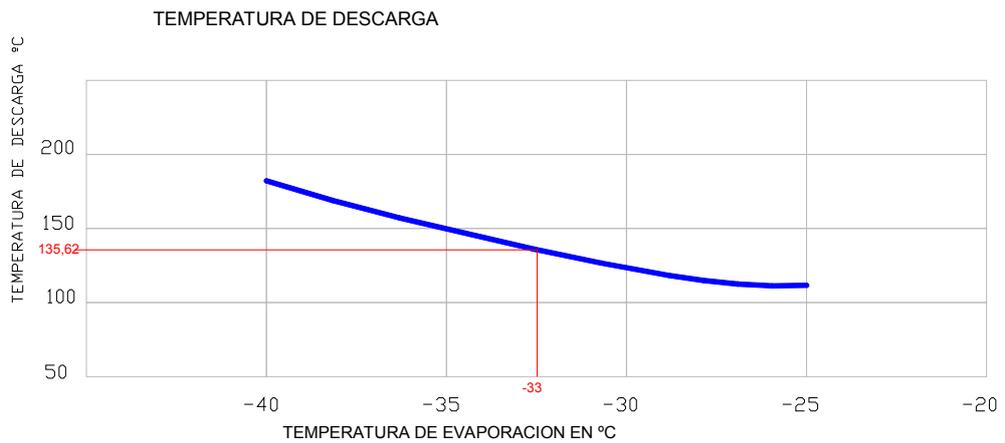
2.2.3 Relación de compresión

RELACION DE COMPRESION
TEMPERATURA DE CONDENSACION = 49°C



La información que obtenemos de este gráfico es que para una temperatura de evaporación de -33 °C la relación de compresión no deberá superar de 1:13. La consecuencia de superar este índice repercutirá en la eficiencia y confiabilidad de la instalación frigorífica.

2.2.4 Temperatura de descarga



La alta temperatura de descarga alcanzada para una temperatura de evaporación de -33°C esta compensada por el sistema de refrigeración de las unidades compresoras. La eficiencia de la transferencia de calor en la etapa de condensación esta asegurada por los condensadores de casco y tubo enfriados por agua de mar.

2.3 Propiedades de Seguridad.

2.3.1 Toxicidad

Debido a que todos los fluidos no son otra cosa que aire tóxico, en el sentido que pueden causar sofocación cuando se tienen en concentraciones suficientemente altas que evitan tener el oxígeno necesario para sustentar la vida, la toxicidad es un término relativo el cuál tiene significancia solo cuando se especifica el grado de concentración y tiempo de exposición requeridos para producir efectos nocivos.

El grado de peligro en que se incurre con el uso de refrigerantes tóxicos depende de varios factores, tales como la cantidad de refrigerante usado con relación al tamaño del espacio dentro del cuál se pueden tener fugas de refrigerante, del tipo de ocupación, de sí se tengan flamas o fuego y de si el personal experimentado tenga la obligación de atender al equipo.

Los refrigerantes tóxicos (incluyendo productos de descomposición) despiden olores muy peculiares que tienden a dar aviso de su presencia. Son peligrosos para el caso de niños y personas que por razones de enfermedad o confinamiento son incapaces de escapar de los humos.

La norma ASME¹ y la norma ASHRAE² 12-58, agrupan los refrigerantes en tres clases. Puesto que muchos de ellos no se utilizan, solo describiremos los de uso más corriente.

Refrigerantes del grupo 1:

¹ ASME: American Society of Mechanical Engineers.

² ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

Son los de toxicidad e inflamabilidad despreciables. De ellos, los refrigerantes R-11, R-113 y R-114 se emplean en compresores centrífugos.

Los refrigerantes R-12, R-22, R-500 y R-502 se usan normalmente en compresores alternativos y en los centrífugos de elevada capacidad.

Refrigerantes del grupo 2:

Son los tóxicos o inflamables, o ambas cosas.

El grupo incluye el Amoníaco, Cloruro de etilo, Cloruro de metilo y Dióxido de azufre, pero solo el Amoníaco (R-717) se utiliza aún en cierto grado.

Refrigerantes del grupo 3:

Estos refrigerantes son muy inflamables y explosivos. A causa de su bajo costo se utilizan donde el peligro está siempre presente y su uso no agrega otro peligro, como por ejemplo, en las plantas petroquímicas y en las refinerías de petróleo.

El grupo incluye el Butano, Propano, Isobutano, Etano, Etileno, Propileno y Metano.

Estos refrigerantes deben trabajar a presiones mayores que la atmosférica para evitar que aumente el peligro de explosión. Las presiones mayores que la atmosféricas impiden la penetración de aire por pérdidas porque es la mezcla aire-refrigerante la que resulta potencialmente peligrosa.

El refrigerante a utilizar deberá estar en el **Grupo 1**, dado que el Freón 12 está prohibido por tener un poder destructor de la capa de ozono superior en un 94.8% al Freon 22, el R-500 (es una mezcla azeotrópica³ de refrigerante Freón 12 (73.8% en peso) y R-152a (26.2% en peso)), el R-502 (es una mezcla azeotrópica de refrigerante Freón 22 (48.8% en peso) y R-115 (51.2% en peso)) estos últimos tienen un rendimiento frigorífico menor que el Freón 22.

Es por las consideraciones antes mencionadas que de los refrigerantes del grupo 1 se adoptó por la selección del Clorodifluorometano (**Freon 22**).

Este refrigerante se emplea en sistemas de aire acondicionado domésticos y en sistemas de refrigeración comerciales e industriales incluyendo: cámaras de conservación e instalaciones para el procesado de alimentos: refrigeración y aire acondicionado a bordo de diferentes transportes; bombas de calor para calentar aire y agua, etc.

Se puede utilizar en compresores de pistón, centrífugo y de tornillo.

El refrigerante 22 (CHClF) tiene un punto de ebullición a la presión atmosférica de -40,8 °C.

2.3.2 Efectos fisiológicos

- En concentraciones de hasta 20% en volumen en aire es inocuo en un tiempo de exposición de 1 a 2 horas.

³ Mezcla Azeotrópica: es una mezcla de dos o más líquidos que en proporciones precisas, forman un compuesto con una temperatura de ebullición independiente de las temperaturas de ebullición de los líquidos que la componen.

- Altas concentraciones provoca una disminución de la capacidad de oxígeno originando sofocamiento y peligro de asfixia como consecuencia de tener una peso mayor al del aire.
- Pueden producirse gases de descomposición tóxicos en presencia de llamas, su olor intenso proporciona un aviso antes de alcanzarse concentraciones peligrosas.
- El contacto del líquido con la piel puede ocasionar congelamiento instantáneo.
- La exposición prolongada a este producto puede ocasionar la deshidratación o resequedad de la piel.
- El contacto del líquido con los ojos puede incluir la irritación de los mismos con molestias, lagrimeo o el nublamiento de la visión.
- La sobre exposición vía inhalación puede ocasionar una depresión temporal del sistema nervioso con efectos similares a los ocasionados por la anestesia; mareo, dolor de cabeza, confusión, falta de coordinación y pérdida del conocimiento.
- La sobre exposición a este producto también puede alterar temporalmente la actividad eléctrica del corazón acompañado de pulso irregular, palpitaciones o circulación inadecuada.
- Los individuos que padezcan de disturbios del sistema nervioso central preexistentes o del sistema cardiovascular pueden tener un aumento en la susceptibilidad a la toxicidad originada por la el exceso de vapores.

2.3.3 Información Cancerígena

Ninguno de los componentes presentes en este material en concentraciones iguales o mayores a 0.1% son mencionadas por la IARC⁴, la OSHA⁵ y la ACGIH⁶ como elementos cancerígenos.

2.4 Medidas de Primeros Auxilios

2.4.1 Inhalación

Si altas concentraciones son inhaladas, inmediatamente mueva a la persona a un área donde halla aire fresco y manténgala tranquila. En caso de que no esté respirando, dar respiración artificial. Si se dificulta la respiración administre oxígeno. Llame a un médico.

2.4.2 Contacto con la piel

⁴ IARC: International Agency for Research on Cancer.

⁵ OSHA: Occupational Safety and Health Administration (USA).

⁶ ACGIH: Industrial Hygiene, Environmental, Occupational Health (USA).

En caso de contacto, lave el área afectada con abundante agua por un periodo de 15 minutos. Si se presenta irritación llame a un médico.

2.4.3 Contacto con los ojos

En caso de contacto, inmediatamente, lave los ojos con abundante agua, por lo menos, durante 15 minutos. Llame a un médico.

2.4.4 Ingestión

La ingestión no es considerada una forma potencial de exposición al producto.

Notas a los médicos:

Debido al posible aumento en el riesgo de incurrir en disritmias cardiacas, medicamentos como la epinefrina deben ser usados con especial precaución en situaciones de emergencia.

Referencia Bibliográfica:

Especificaciones de seguridad de **Dupont** para Freon 22.

Guías para el refrigerante HCFC-22 de **Copeland**.

www.suva.com

Túneles de congelado.

3.1 Consideraciones Generales.

3.1.1 Descripción del sistema

El sistema de túnel consiste en un conjunto de elementos situados en un recinto cerrado, formado por varios evaporadores, la mercadería a congelar y una serie de ventiladores que impulsan el aire del interior del túnel a través de los evaporadores y la mercadería. El aire forzado es el que permite un gran intercambio de calor entre el evaporador y el producto a congelar.

3.1.2 Objetivos del precongelado

Los objetivos perseguidos para el precongelado o congelado rápido del producto se puede expresarse, resumidamente del siguiente modo:

- Reducir rápidamente la temperatura de la mercadería, con lo que se consigue minimizar su actividad metabólica.
- Facilitar con menor degradación, la manipulación de la mercadería.
- Bajar los tiempos de procesamiento de la mercadería.

3.1.3 Condiciones de trabajo

Para el cálculo y diseño de los túneles de congelado se parte de los siguientes puntos:

- Pescado tipo no graso limpio a procesar 20000 Kg/día
- Tiempo de congelado 8 hs
- Se opera con dos cargas diarias por túnel
- Temperatura a la que ingresa el producto de 15 °C
- Temperatura a la que sale el producto de -20 °C
- Temperatura aproximada de antecámara de 15°C
- Temperatura de evaporación -33 °C

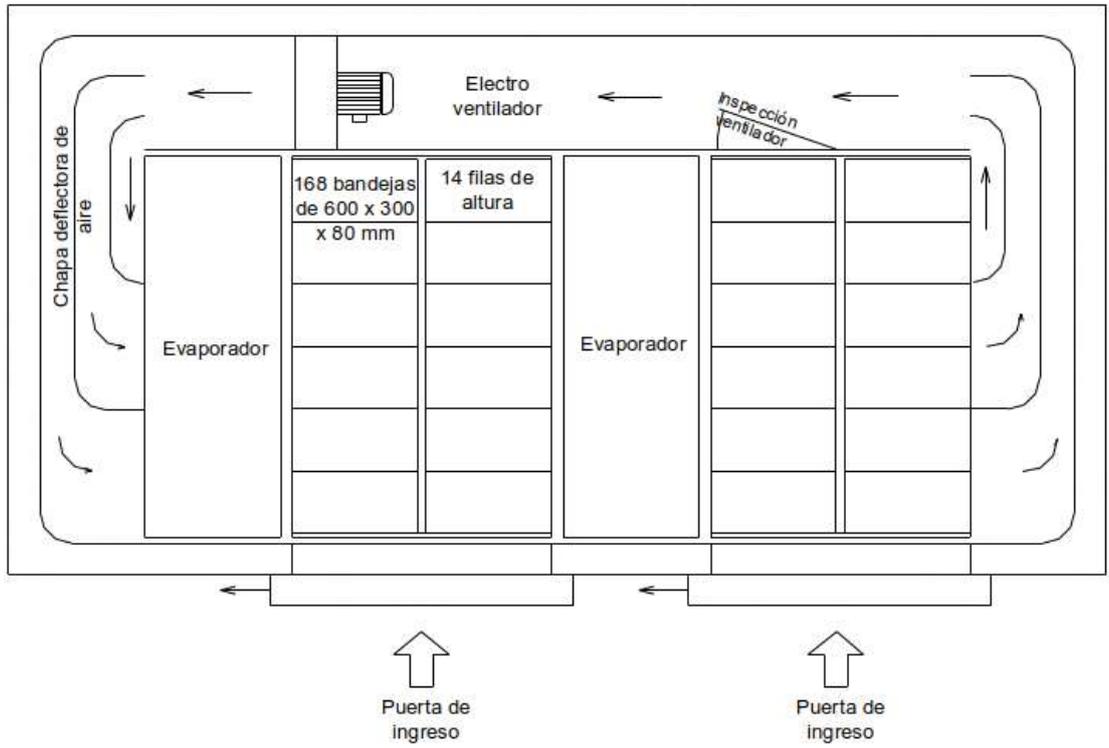
- Las bandejas para la carga de los túneles serán realizadas en aluminio de las siguientes dimensiones: 80 mm de alto, 600 mm de largo y 300 mm de ancho, las cuales pueden contener aproximadamente 10 Kg de pescado.

3.2 Disposición y aspectos constructivos

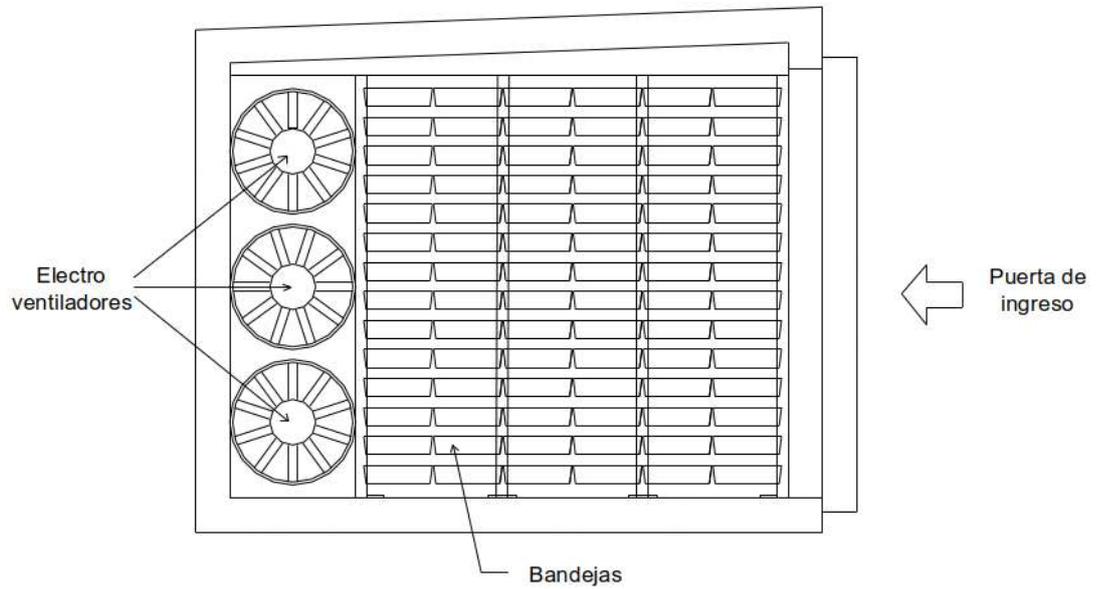
Se construirán tres túneles de congelado de similares características c/u. Estos túneles estarán ubicados sobre los laterales del área de producción y contarán con dos bocas de carga c/u, permitiendo de esta forma una carga aproximada de 3360 Kg por túnel. Con un tiempo de congelado de alrededor de 8 hs es posible realizar dos cargas diarias dando un procesamiento total de aproximadamente 20160 Kg de pescado por día. Entre las características principales podemos destacar:

- Las puertas de carga serán del tipo corrediza, incluyendo burletes de doble bulbo con resistencia calefactora para evitar la adhesión de las puertas al marco. Herraje corredizo con cierre falleba. Guía superior de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor. Aislación en poliuretano 38 Kg/m³.
- Los bandejeros serán construidos en hierro con posterior tratamiento de galvanizado por inmersión en caliente y tendrán un total de 14 filas de 12 bandejas c/u, dando un total de 168 bandejas por boca de túnel.
- Las bandejas para la carga de los túneles serán realizadas en aluminio de las siguientes dimensiones: 80 mm de alto, 600 mm de largo, 300 mm de ancho y 3 mm de espesor.
- El sistema de refrigeración adoptado será de tipo recirculado de R 22. En cuanto a los evaporadores se dispondrán cuatro (4) de similares características por túnel, serán del tipo aletado construidos en su totalidad en aluminio.
- Los electro ventiladores serán del tipo axial con motores totalmente blindados y rodamientos aptos para bajas temperaturas.
- El descarche del evaporador será realizado por medio de gas caliente, permitiendo a través de este procedimiento volver a disponer del túnel en un tiempo menor en comparación a otros métodos de descongelamiento.

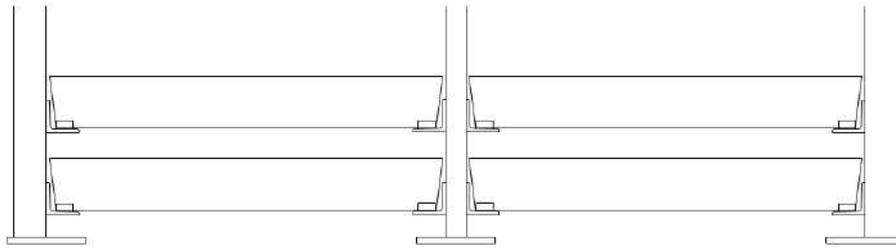
Vista superior del túnel



Vista lateral en corte



Detalle de bandejas y bandejero:



3.3 CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO

Antes de comenzar con el cálculo del balance térmico, el cual nos llevará a la obtención de la carga frigorífica necesaria, se aclaran ciertas consideraciones.

Se toma como temperatura exterior del buque a la temperatura del mar o sea 15 °C, la temperatura interior de antecámara (zona de trabajo) 15 °C y temperatura de trabajo en el interior del túnel -25 °C. El siguiente cálculo térmico corresponde a uno de los túneles de congelado en particular, que como se aclara anteriormente son, los tres de similares características.

3.3.1 Pérdidas por transmisión: Q_1

$$Q_1 = K \times S \times \Delta t$$

Donde:

- Q = Calor total que atraviesa la pared por unidad de tiempo, en W (Kcal/h)
- K = Coeficiente global de transmisión de calor.
- S = Superficie de pared, en m^2
- Δt = Diferencia de temperatura entre el exterior y el interior.

El coeficiente global de transmisión, K , se obtiene de la siguiente expresión:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Donde:

- h_e y h_i = Coeficientes globales de transmisión de calor por convección y radiación, en la cara externa e interna, respectivamente, de la pared, en Kcal/h m^2 °C.

- e_i = Espesor de cada uno de los materiales que componen el parámetro, en m.
- λ_i = Conductividad térmica de cada uno de los materiales que componen el parámetro, en Kcal/h m °C.

En la siguiente tabla se detallan los materiales y los distintos espesores que conforman el material aislante:

	Material	λ [Kcal/h m °C]	h_e^7	h_i^7	e [m]
Piso *	Poliuretano exp.	0.02	10	15	0.15
Techo	Poliuretano exp.	0.02	8	15	0.15
Frente(con puertas)	Poliuretano exp.	0.02	10	15	0.15
Fondo	Poliuretano exp.	0.02	10	15	0.15
Laterales (dos)	Poliuretano exp.	0.02	10	15	0.15

En la siguiente tabla se obtiene para cada superficie la pérdida por transmisión:

	Áreas [m2]	K [Kcal/h m °C]	Δt [°C]	Q [Kcal/h]
Piso	15	0.189	0	0
Techo	15	0.189	40	113.4
Frente(con puertas)	12.3	0.189	40	93
Fondo	12.3	0.189	40	93
Laterales (dos)	6	0.189	40	90.7
Total				309.1

Nota: para el cálculo no se tomaron en cuenta las correcciones por radiación por no tener paredes expuestas a la acción solar

Por lo tanto las pérdidas totales por transmisión serán:

$$Q_1 = 390.1 \text{ [Kcal / h]}$$

3.3.2 Pérdidas por enfriamiento y congelación de mercadería: Q_2

$$Q_2 = \frac{W_{\text{pescado}} (C_{p_1} \Delta T_1 + \lambda_{\text{pescado}} + C_{p_2} \Delta T_2)}{t_{\text{congelado}}}$$

Donde:

- W_{pescado} = peso de pescado para carga completa del túnel en [Kg]
- C_{p_1} = calor específico del pescado antes de solidificación en [Kcal/h °C]
- C_{p_2} = calor específico del pescado luego de solidificación [Kcal/h °C]
- λ_{pescado} = calor de solidificación o calor latente de fusión en [Kcal/h]

⁷ Datos de tablas ver apéndice

- Δ_1 = diferencia entre temp. a la que ingresa el producto y la de cambio de estado [°C]
- Δ_2 = diferencia entre temp. de cambio de estado y temperatura final del producto [°C]
- Temperatura de solidificación del pescado = -1 °C
- Temperatura de a la que ingresa el pescado = 15 °C
- Temperatura final del pescado = -20 °C
- Tiempo de congelado = 8 hs

En la siguiente tabla se detallan los valores anteriormente detallados:

	W_{pescado}	Cp_1	Cp_2	λ_{pescado}	Δ_1	Δ_2
Pescado	3360	0.82	0.43	61	16	19

Lu

Valores extraídos del libro cámaras frigoríficas y túneles de enfriamiento rápido, autor P Melgarejo, ver apéndice

Luego:

$$Q_2 = \frac{3360 [Kg] \times \left(0.82 \times \left[\frac{Kcal}{Kg \cdot C} \right] 16 [C] + 61 \left[\frac{Kcal}{Kg} \right] + 0.43 \left[\frac{Kcal}{Kg \cdot C} \right] \times 19 [C] \right) [C]}{8 [h]}$$

$$Q_2 = 34562 [Kcal/h]$$

3.3.3 Pérdidas por renovación de aire: Q_3

En este caso estas pérdidas no existen, ya que el túnel se carga y funciona hasta que termina de congelar la mercadería, sin interrupciones durante este proceso.

3.3.4 Pérdidas por los electro ventiladores: Q_4

Se instalarán tres electro ventiladores por túnel de tipo axial, de una potencia igual a 3 Kw \approx (4 HP). La justificación de su elección se detalla mas adelante.

Este cálculo pretende obtener el equivalente calorífico del trabajo realizado por los electro ventiladores. Para determinar el calor desprendido por estos motores, es preciso conocer su potencia, considerado que por cada hora de funcionamiento el calor desprendido por estos será de 860 Kcal/Kw. Las pérdidas totales se obtienen como sigue:

$$Q_4 = \frac{860 \times N^{\circ} \text{ motores} \times Pot [KW] \times T_f}{t_{\text{congelado}}}$$

Donde:

- 860 relación entre Kcal y KW

- N° de motores = 3
- Potencia de cada uno = 3 [KW]
- $T_f = 8$ hs (tiempo de funcionamiento del motor)
- $t_{\text{congelado}} = 8$ hs

$$Q_4 = \frac{860 [Kcal / Kw] \times 3 \times 3 [Kw] \times 8 [h]}{8 [h]}$$

$$Q_4 = 7740 [Kcal/h]$$

3.3.5 Pérdidas por iluminación: Q_5

En nuestro caso estas pérdidas no existen, ya que el túnel se carga y funciona hasta que termina de congelar la mercadería, sin interrupciones durante este proceso.

3.3.6 Pérdidas por personas trabajando: Q_6

En nuestro caso estas pérdidas no existen, ya que el túnel se carga y funciona hasta que termina de congelar la mercadería, sin interrupciones durante este proceso.

3.3.7 Pérdidas por embalaje: Q_7

En cuanto a las pérdidas debido al embalaje se cuentan a las bandejas utilizadas para contener el pescado. Estas bandejas como se mencionó anteriormente serán de material aluminio. Estas bandejas se consideran a la misma temperatura del pescado, por lo tanto se toma como temperatura inicial $15\text{ }^\circ\text{C}$ y final a $-25\text{ }^\circ\text{C}$.

Las pérdidas se calculan de la siguiente manera:

$$Q_7 = \frac{W_{\text{bandeja}} \times N^{\circ}_{\text{bandejas}} \times C_{p_{\text{aluminio}}} \times \Delta T}{t_{\text{congelado}}}$$

Donde:

- $W_{\text{bandeja}} = 1.25$ [Kg], peso de una bandeja.
- $N^{\circ}_{\text{bandejas}} = 168$ bandejas
- $C_{p_{\text{aluminio}}} = 0.208$ [Kcal/Kg $^\circ\text{C}$], calor específico del aluminio.
- $\Delta T = 15\text{ }^\circ\text{C} - (-25\text{ }^\circ\text{C}) = 30\text{ }^\circ\text{C}$
- $t_{\text{congelado}} = 8$ [h]

Por lo tanto, las pérdidas son:

$$Q_7 = \frac{1.25 [Kg] \times 168 \times 0.208 \left[\frac{Kcal}{Kg \cdot ^\circ C} \right] \times 30 [^\circ C]}{8 [h]}$$

$$Q_7 = 164 [Kcal / h]$$

3.3.8 Factor de seguridad:

Antes de calcular las pérdidas totales del túnel se adopta un factor de seguridad del 5 %, en este factor se incluyen posibles pérdidas térmicas difíciles de determinar como lo son por ejemplo: puentes térmicos entre el interior y el exterior del túnel, pérdidas por filtración de aire, variación en las propiedades aislante de los materiales con el paso del tiempo.

Entonces: $f_s = 1.05$

3.3.9 Capacidad frigorífica del túnel

Finalmente, la Carga Frigorífica será por túnel:

$$Q_{túnel} = f_s (Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_7)$$

$$Q_{túnel} = 1.05 \times \left[390.1 \left[\frac{Kcal}{h} \right] + 34562 \left[\frac{Kcal}{h} \right] + 7740 \left[\frac{Kcal}{h} \right] + 164 \left[\frac{Kcal}{h} \right] \right]$$

$$Q_{túnel} = 45000 [Kcal/h] \text{ (aproximadamente)}$$

Dando un total de:

$$Q_{TOTAL} = 3 \times Q_{túnel}$$

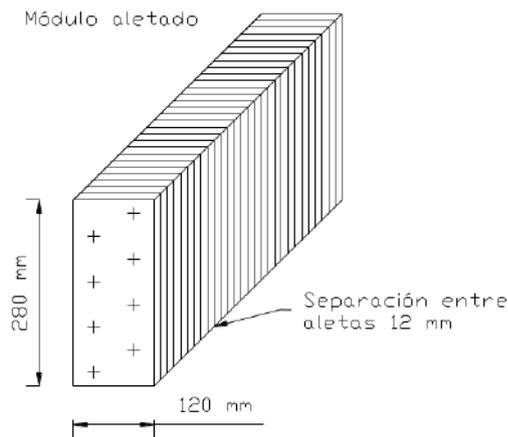
$$Q_{TOTAL} = 135000 [Kcal/h]$$

3.4 CÁLCULO Y DISEÑO DE EVAPORADORES

3.4.1 Características técnicas y constructivas:

El tipo de evaporador adoptado estará conformado íntegramente en aluminio por módulos de 8 caños c/u, (dos en profundidad y cuatro en altura) de las siguientes características:

- Aletas de 120 mm x 280 mm
- Separación entre aletas 12 mm.
- Espesor de aleta = 0.35 mm
- Disposición tipo LSN (circulación de aire horizontal).
- Caños de Ø 19.05 mm, espesor 1.5 mm



Para el diseño del evaporador se tiene la restricción de que la cantidad máxima de caños por evaporador no debe ser mayor a 20 caños en altura y 12 en profundidad. Un valor mayor de 20 de caños en altura no es aconsejable debido a que la presión que ejerce la columna de líquido sobre los caños inferiores modifica la presión de evaporación del refrigerante. En cuanto a no colocar una cantidad mayor de 12 caños en sentido del flujo de aire es debido a que en los últimos, el intercambio de calor entre la superficie del evaporador y el aire disminuye considerablemente.

De acuerdo a lo anteriormente mencionado y a las características del túnel se adopta instalar la cantidad de cuatro (4) evaporadores por túnel (ver planos adjuntos)

Características por paquete:

- Ancho de aleta = 0.12 m
- Largo de aleta = 0.28 m
- Superficie de cada aleta = 0.063 m² (ambos lados)
- Longitud del paquete = 1.8 m
- Total de aletas por paquete = 150
- Diámetro de caños = 0.019 m (3/4 ")
- Cantidad de caños por aleta = 8
- Superficie por paquete = 10.51 m²

3.4.2 Descripción del cálculo:

La superficie teórica total del evaporador se obtiene mediante la siguiente relación:

$$C_s = \frac{Q \times f_d \times f_s}{K \times \Delta T_{\log}}$$

Donde:

- Q = calor a evacuar por hora
- Fd = factor que corresponde al ensuciamiento de las aletas
- Fs = factor que depende a la separación entre aletas y del valor de SHR

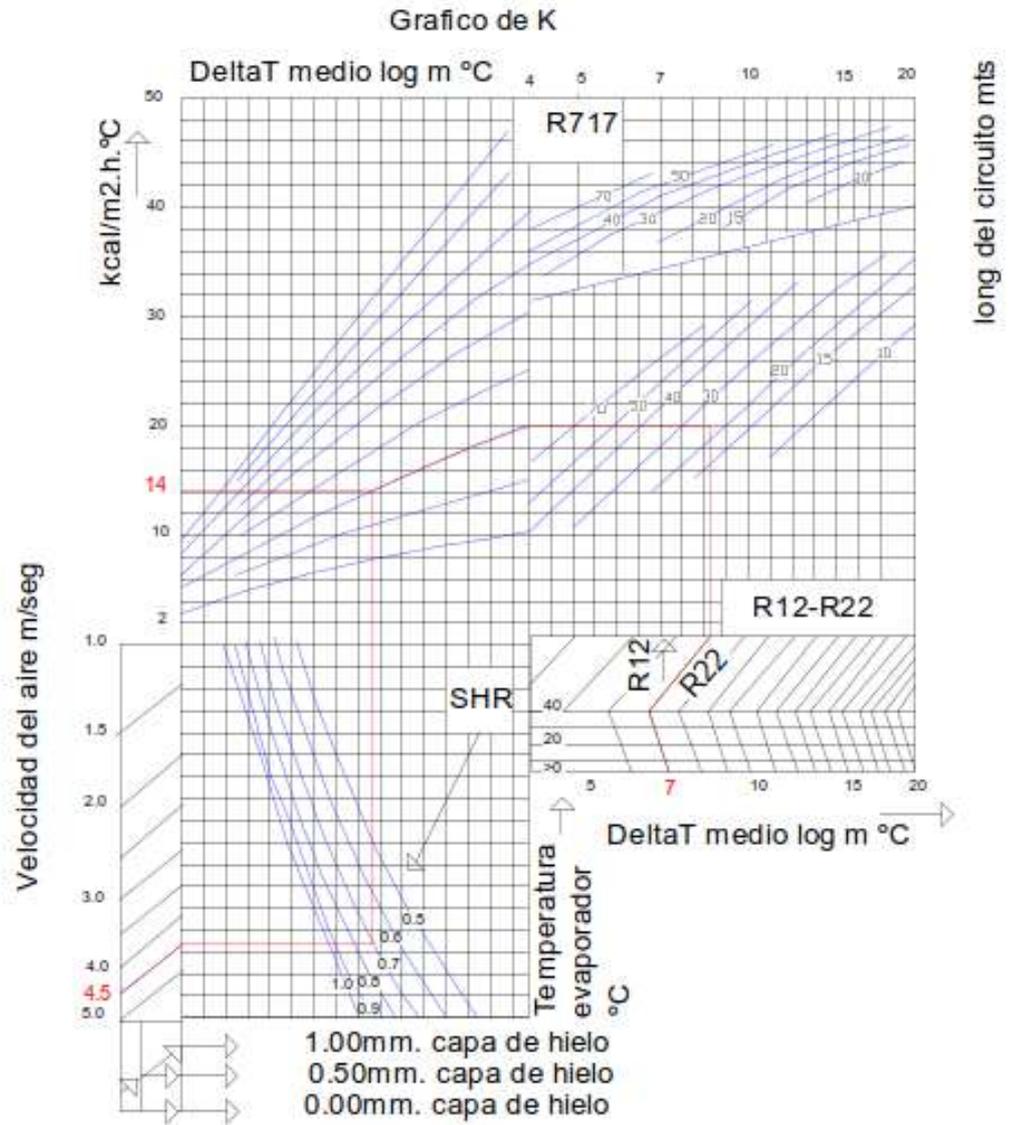
- K = factor de transmisión de calor ($\text{kcal/h, m}^2\text{°C}$)
- ΔT_{\log} = Diferencia de temperatura media logarítmica

Para el cálculo del área total de evaporador por túnel, se tuvieron en cuenta los siguientes factores:

- Carga frigorífica total a evacuar por túnel = **45000 Kcal/h.**
- Cantidad de evaporadores a instalar por túnel = cuatro (4)
- Carga frigorífica a evacuar por evaporador = **11250 kcal/h.**
- Se adopta una velocidad del flujo de aire a través de los evaporadores de 4.5 m/s, valor que se encuentra dentro del intervalo de velocidad recomendado para túneles de congelamiento (4 a 5 m/s).
- Separación entre aletas del evaporador = 12 mm, (para túneles se adopta entre 12 a 18 mm debido a la formación de hielo).
- SHR (humedad relativa) adoptada = 0.7 (valor entre 0.6 y 0.8 para túneles).
- $F_d = 1.1$
- $F_s = 1.22$
- $K = 14$ ($\text{kcal/h, m}^2\text{°C}$) (Grafico de Factor K de acuerdo a las tablas de SABROE)
- $\Delta T_{\log} = 7\text{°C}$

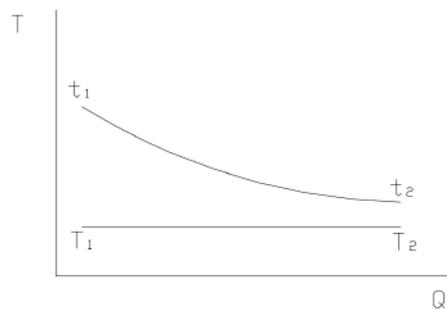
Los valores de SHR, F_d , F_s y K son obtenidos de acuerdo a las tablas de SABROE, incluidas en el apéndice.

El factor de transmisión de determina como:



La diferencia de temperatura media logarítmica se determina como:

$$\Delta T_{\log} = \frac{|T_1 - t_2| \cdot |T_2 - t_1|}{\ln \frac{|T_1 - t_2|}{|T_2 - t_1|}}$$



Donde para el caso de líquidos refrigerantes $T_1 = T_2$, la expresión anterior queda:

$$\Delta T_{\log.} = \frac{|t_1 - t_2|}{\ln \frac{|T_1 - t_2|}{|T_2 - t_1|}}$$

Donde:

- $T_1 = T_2 = -33 \text{ °C}$ (temp. de evaporación)
- $t_1 = -25 \text{ °C}$ (temp. de entrada del aire)
- $t_2 = -27 \text{ °C}$ (temp. de salida del aire)

$$\Delta T_{\log.} = \frac{|25 + 27|}{\ln \frac{|33 + 27|}{|33 + 25|}} \quad \Delta T_{\log.} = 7 \text{ °C}$$

3.4.3 Cálculo de la superficie de evaporación:

Finalmente haciendo el cálculo de superficie de intercambio necesaria de un evaporador será:

$$C_s = \frac{11250 [Kcal/h] \times 1.1 \times 1.22}{14 [Kcal/hm^2 \text{ °C}] \times 7 [°C]}$$

$$C_s = 154 \text{ m}^2$$

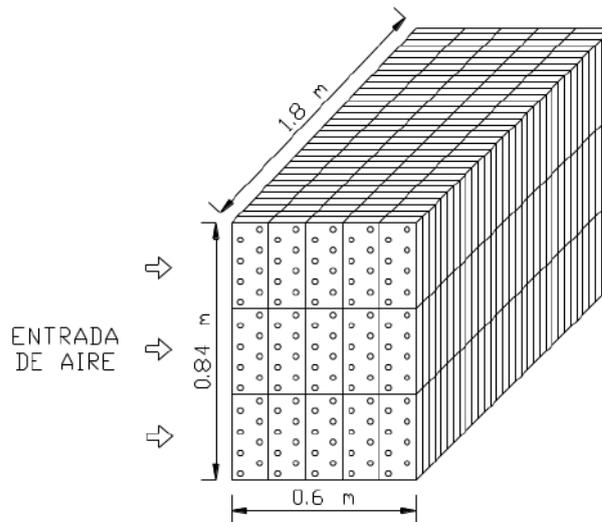
Dado que la superficie de un paquete es de 10.51 m^2 como se determinó en el punto (3.4.5) se obtiene la cantidad mínima necesaria a colocar por evaporador como:

$$N^\circ = \frac{154 [m^2]}{10.51 [m^2]} \quad N^\circ = 14.75$$

Cantidad adoptada de paquetes por evaporador: $N^\circ = 15$

De acuerdo a lo anteriormente calculado cada evaporador estará constituido por 3 filas y 5 columnas de paquetes (12 filas de caños en altura y 10 columnas de caños en profundidad) de las siguientes dimensiones finales útiles c/u:

- Longitud = 1.8 m
- Altura = 0.84 m
- Ancho = 0.6 m
- Superficie de intercambio = 157.7 m^2



Dando de esta forma un total de paquetes por túnel de **60 paquetes/túnel**
 Y una superficie de intercambio total por túnel de **630.8 m²**
 Ver plano de evaporador de túnel N° 7

3.5 CÁLCULO Y ELECCION DE ELECTRO VENTILADORES

De acuerdo a las dimensiones del túnel y las limitaciones de espacio (ver plano) se adopta por instalar tres electro ventiladores en línea vertical por túnel.

Realizando las siguientes consideraciones:

Donde:

- $Q_{total} = 45000 \text{ Kcal/h}$ (calor a evacuar por túnel)
- $Q_{evaporador} = 22500 \text{ Kcal/h}$ (calor a evacuar por dos evaporadores)
- $\Delta i = 0.6 \text{ Kcal/Kg}$ (diferencia entre la entalpía del aire de salida y de entrada del evaporador)
- $G = \text{masa de aire por unidad de tiempo [Kg/h]}$
- $\delta = 1.42 \text{ Kg/m}^3$ (densidad del aire a $-25 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$G = \frac{Q}{\Delta i} \quad G = \frac{22500 \text{ [Kcal / h]}}{0.6 \text{ [Kcal / Kg]}} \quad \mathbf{G = 37500 \text{ [Kg/h]}}$$

Donde G será la masa de aire por hora mínima necesaria para evacuar el calor generador por de la mercadería.

Luego el volumen de aire a circular por los evaporadores será de:

$$V = \frac{G}{\delta} \quad V = \frac{37500 \left[\frac{Kg}{h} \right]}{1.42 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]} \quad V = 26408.4 \text{ m}^3/h$$

Cálculo del área efectiva por donde circula el aire a través de un evaporador.

- $A_{Total} = 3.06 \text{ m}^2$ (área total de cara del evaporador)
- $A_{caños} = 1.166 \text{ m}^2$ (área total de caños)
- $A_{aletas} = 0.252 \text{ m}^2$ (área frontal del total de aletas)

Luego el área efectiva por donde circula el aire a través de un evaporador será:

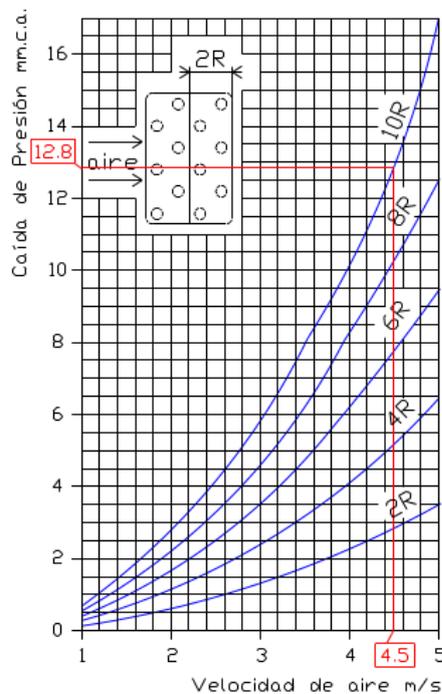
$$A_{real} = A_{total} + A_{caños} + A_{aletas} \quad A_{real} = 1.642 \text{ m}^2$$

La velocidad mínima necesaria de aire a través de los evaporadores para realizar en forma efectiva la evacuación de calor será de:

$$v = V / (A_{real} \times 3600) \quad v = 26408.4 / (1.642 \times 3600) \quad v = 4.47 \text{ m/s}$$

Por lo tanto se verifica que la velocidad de aire adoptada para el cálculo del evaporador es correcta.

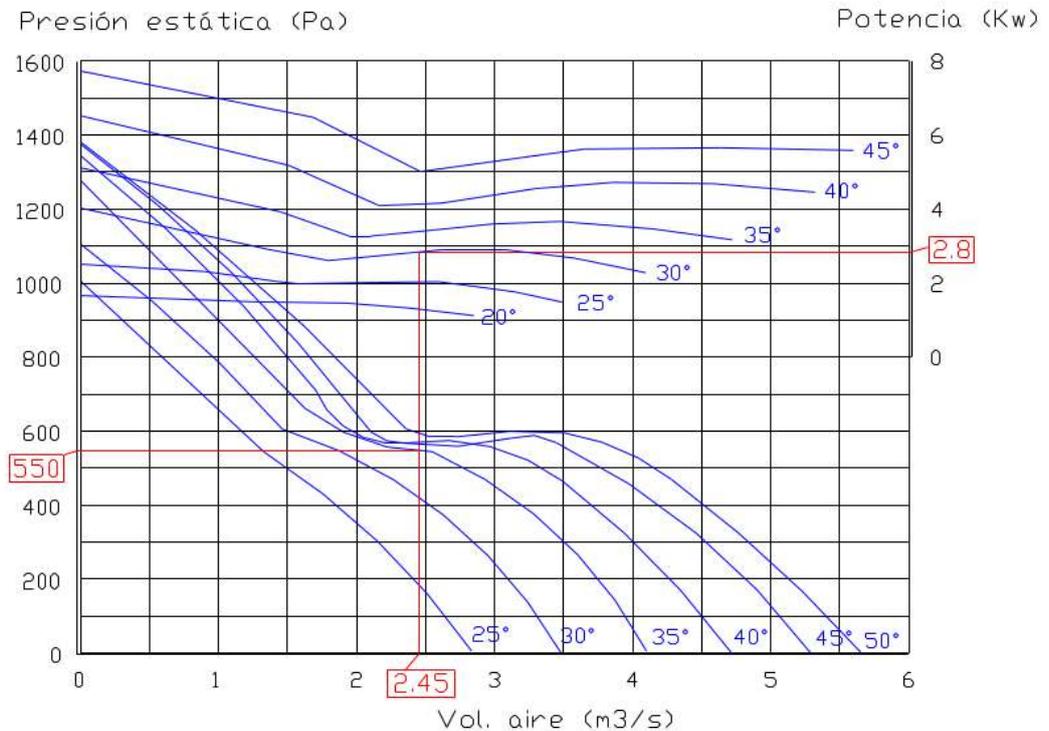
La contra presión mínima necesaria requerida por los electro ventiladores se determina del siguiente grafico (SABROE-ATLAS) de caída de presión vs velocidad del aire a través del evaporador para la configuración anteriormente mencionada.



Por lo tanto para una velocidad del aire de 4.5 m/s a través del evaporador se tiene una caída de presión de 12.8 mm.c.a. Si tomamos que el flujo de aire

circulante por el túnel debe atravesar dos (2) paneles de evaporadores la caída total a través de estos será de 25.6 mm.c.a.

El electro ventilador adoptado será previsto por una hélice marca MULTI-WING, modelo 500/5-5/4Z de las siguientes características técnicas:



Características técnicas de la hélice:

- Cantidad = 3 (tres)
- Caudal de aire c/u = 2.45 [m³/s] = 8820 [m³/h]
- Caudal total = 7.35 [m³/s] = 26460 [m³/h]
- Contra presión = 550 [Pa] = 55 [mm ca]
- Potencia consumida c/u = 2.8 [KW]
- N° de revoluciones = 2900 RPM

Motor adoptado

- Cantidad = 3 (tres)
- Potencia = 3 [KW] = 4 HP
- N° de revoluciones = 2950 RPM
- Grado de protección = IP 55

- Rodamientos aptos para baja temperatura

Referencia Bibliográfica:

- Apuntes de cátedra Instalaciones Termomecánicas Ing. Ramón Cruz.
- Diagramas de calculo de evaporadores SABROE-ATLAS.
- Manual de Refrigeración ASHRAE (edición 1990).

Capítulo

4

Cámara de Refrigeración.

Calculo y Diseño.

4.1 Consideraciones Generales.

Para el cálculo y diseño de las cámaras de congelado se parte de las siguientes consideraciones:

- Entrada diaria 20 Tn de pescado.
- El pescado se encuentra eviscerado empaquetado en bolsa y embalado en cajas de cartón (parafinado de una capacidad de 20 kg c/u).
- Las cámaras del buque son de servicio permanente apagándose las mismas solo una vez que el buque es descargado.
- Temperatura a la que ingresa el producto de -15 °C.
- Temperatura a la que sale el producto de -20 °C.

4.1.1 Disposición y aspectos constructivos

La capacidad de carga total del buque es de 900tn de pescado embalado, dada las características constructivas de este buque en particular posee cuatro bodegas tal como se puede apreciar con más detalle en los planos (apéndice). En el siguiente cuadro se detalla las dimensiones de las bodegas junto con sus respectivas capacidades.

Bodega	Altura (m)	Largo (m)	Ancho (m)	Capacidad (kg)
1	2.5	16	12	243300
2	2.5	19	12	289000
3	2.5	11	12	167290
4	2.5	11	12	167290

Las puertas de carga serán del tipo tapa. El sistema de refrigeración adoptado será de tipo recirculado. En cuanto a las serpentinas (evaporadores) se dispondrán de manera de ocupar la totalidad de la superficie del techo de las bodegas, será del tipo caño aletado construidos en su totalidad en acero con posterior galvanizado por inmersión en caliente.

4.2 CÁLCULO DEL BALANCE TÉRMICO

Antes de comenzar con el cálculo del balance térmico, el cual nos llevará a la obtención de la carga frigorífica necesaria, se aclaran ciertas consideraciones.

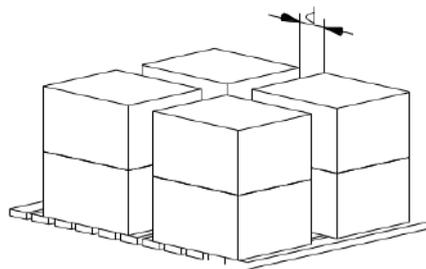
Se toma como temperatura exterior del buque a la temperatura del mar o sea 15 °C, la temperatura interior de antecámara (zona de trabajo) 15 °C y temperatura de trabajo en el interior de la cámara -20 °C.

A continuación se detalla el cálculo de la carga frigorífica y el diseño del evaporador, solo para la cámara N° 1, entendiéndose que el método de cálculo es idéntico para las cámaras restantes. Para estas solo se mencionaran los resultados de los cálculos.

La construcción de las cámaras es de tipo seco, con aislación de poliuretano expandido aplicado insitu, de 150 mm de espesor mínimo, con una transmitancia de 0,253 Kcal. / h.m².°C.

El aislamiento del piso es del mismo espesor que las paredes y los módulos de aislacion se ubican entre las vigas del piso. El piso es de acero naval y sobre el mismo se dispone de tablonces de madera abulonadas al mismo de 10 cm de ancho por 1.5 cm de espesor separadas unas de otras 15 cm. El propósito de esto es favorecer la circulación de aire por debajo de las cajas.

Para la disposición de las cajas se toma en cuenta al apilar las mismas dejar canales de aire entre ellas de manera que la temperatura de la mercadería se mantenga lo mas uniforme posible.



4.2.1 Cálculo de las pérdidas por transmisión: Q_1

$$Q_1 = KSA\Delta t$$

Donde:

- Q = Calor total que atraviesa la pared por unidad de tiempo, en W (Kcal/h)
- K = Coeficiente global de transmisión de calor.
- S = Superficie de pared, en m^2
- Δt = Diferencia de temperatura entre el exterior y el interior.

El coeficiente global de transmisión, K , se obtiene de la siguiente expresión:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Donde:

- h_e y h_i = Coeficientes globales de transmisión de calor por convección y radiación, en la cara externa e interna, respectivamente, de la pared, en Kcal/h m^2 °C.
- e_i = Espesor de cada uno de los materiales que componen el parámetro, en m.
- λ_i = Conductividad térmica de cada uno de los materiales que componen el parámetro, en Kcal/h m °C.

En la siguiente tabla se detallan los materiales y los distintos espesores que conforman las paredes de las cámaras:

Ubicación	Material	λ [Kcal/h m °C]	h_e	h_i	e [m]
Piso	Poliuretano exp.	0.02	10	15	0.15
	Fibra de vidrio	0.044			0.005
Techo	Poliuretano exp.	0.02	8	15	0.15
	Fibra de vidrio	0.044			0.005
Frente	Poliuretano exp.	0.02	10	15	0.15
	Fibra de vidrio	0.044			0.005
Fondo	Poliuretano exp.	0.02	10	15	0.15
	Fibra de vidrio	0.044			0.005
Laterales (dos)	Poliuretano exp.	0.02	10	15	0.15
	Fibra de vidrio	0.044			0.005

En la siguiente tabla se obtiene para cada superficie la pérdida por transmisión:

Ubicación	Áreas [m ²]	K [Kcal/h m ² °C)	Δt [°C]	Q [Kcal/h]
Piso	192	0,12207	35	703,14
Techo	192	0,12194	35	702,39
Frente	80	0,12232	35	293,55
Fondo	80	0,12232	35	293,55
Laterales (dos)	60	0,12232	35	440,33
Total				2433,00

Nota: para el cálculo no se tomaron en cuenta las correcciones por radiación por no tener paredes expuestas a la acción solar.

Por lo tanto las pérdidas totales por transmisión serán:

$$Q_1 = 2433 \text{ [Kcal / h]}$$

4.2.2 Pérdidas por enfriamiento y congelación de mercadería: Q₂

Dado que el pescado entra a la cámara congelado, solo se tendrá en cuenta el calor específico del pescado luego de la solidificación.

$$Q_2 = \frac{W_{\text{pescado}} \cdot (C_{p_2} \cdot \Delta T_2)}{t_{\text{congelado}}}$$

Donde:

- W_{pescado} = peso de pescado para carga diaria de la cámara en [Kg]
- Cp₂ = calor específico del pescado luego de solidificación [Kcal/h °C]
- ΔT₂ = diferencia entre la temperatura que entra la mercadería y la temperatura final del producto [°C].
- Temperatura de a la que ingresa el pescado = -15 °C
- Temperatura final del pescado = -20 °C
- Tiempo de congelado = 24 hs

En la siguiente tabla se detallan los valores anteriormente detallados:

Pescado	W _{pescado}	Cp ₂	ΔT ₂
	20000	0.43	5

Luego:

$$Q_2 = \frac{20000 \text{ [Kg]} \cdot \left(0.43 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] \cdot 5 \text{ [}^\circ\text{C]} \right)}{24 \text{ [h]}}$$

$$Q_2 = 1792 \text{ [Kcal/h]}$$

4.2.3 Pérdidas por renovación de aire: Q_3

De acuerdo al volumen de la cámara, y teniendo en cuenta que las puertas abren hacia una antecámara (área de producción o cámara superior), el coeficiente cambio de aire por día es 1,51. Tomando como temperatura de entrada del aire 10°C y humedad 85%, para una temperatura de cámara de -20°C, el calor que entra por cada m³ de aire removido es 14.86 Kcal. Las cargas por cambio de aire durante un día están dadas por:

$$Q_3 = c \cdot V[m^3] \cdot q \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^3} \right]$$

Donde:

- c= Coeficiente de cambio de aire [ad].
- V= Volumen de la cámara [m3].
- q=Calor por m3 [Kcal. / h. m3].

$$Q_3 = \frac{1.51[\text{adimensional}] \cdot (480[m^3]) \cdot 14.86[\text{Kcal}]}{24[h]}$$

$$Q_3 = 448.77 \text{Kcal/h.}$$

4.2.4 Pérdidas por iluminación: Q_5

La potencia de iluminación de 300 W por bodega.
El aporte calórico que representa se calcula de la siguiente manera.

$$Q_5 = \frac{P \cdot C \cdot t}{T_{\text{enfr}}}$$

Donde:

- P: potencia de iluminación [W].
- C: Equivalente calórico 0.86Kcal/W.
- t: tiempo de funcionamiento de la iluminación [h].
- T_{enfr} : Tiempo de enfriamiento del producto [h].

$$Q_5 = \frac{300[w] \cdot 0.86 \left[\frac{\text{Kcal}}{w} \right] \cdot 8[h]}{24[h]}$$

$$Q_5 = 86 [\text{Kcal}]$$

4.2.5 Pérdidas por personas trabajando: Q_6

Para la carga de la mercadería en las bodegas se dispone de cuatro personas. El aporte calórico que representan las mismas se calcula de la siguiente manera:

$$Q_6 = \frac{n \cdot q \cdot t}{T_{\text{enfr}}}$$

Donde:

- n :numero de personas trabajando.
- q :calor equivalente por persona trabajando a una temperatura de -20°C [Kcal/h] (ver anexo).
- t :tiempo de carga diaria [h].
- T_{enfr} : Tiempo de enfriamiento del producto [h].

$$Q_6 = \frac{335 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right] \cdot 8[\text{h}]}{24[\text{h}]} * 4$$

$$Q_6 = 446.66 \text{ [Kcal/h]}$$

4.2.6 Pérdidas por embalaje: Q_7

En cuanto a las pérdidas debido al embalaje se cuentan a las cajas utilizadas para contener el pescado. Estas cajas son de material cartón parafinado. Las mismas se consideran a la misma temperatura del pescado, por lo tanto se toma como temperatura inicial 15°C y final a -25°C .

Las pérdidas se calculan de la siguiente manera:

$$Q_7 = \frac{W_{\text{caja}} \cdot N^{\circ}_{\text{cajas}} \cdot C_{p_{\text{carton}}} \cdot \Delta T}{t_{\text{congelado}}}$$

Donde:

- $W_{\text{caja}} = 0.70$ [Kg], peso de una caja de cartón.
- $N^{\circ}_{\text{cajas}} = 1000$ cajas.
- $C_{p_{\text{carton}}} = 0.324$ [Kcal / Kg $^{\circ}\text{C}$], calor específico del cartón.
- $\Delta T = 10^{\circ}\text{C} - (-20^{\circ}\text{C}) = 30^{\circ}\text{C}$
- $T_{\text{congelado}} = 24$ [h]

Por lo tanto, las pérdidas son:

$$Q_7 = \frac{0.70[\text{Kg}] \cdot 1000 \cdot 0.324 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right] \cdot 30[^\circ\text{C}]}{24[\text{h}]}$$

$$Q_7 = 284 \text{ [Kcal / h]}$$

4.2.7 Factor de seguridad

Antes de calcular las pérdidas totales de la cámara se adopta un factor de seguridad del 15 %, en este factor se incluyen posibles pérdidas térmicas difíciles de determinar como lo son por ejemplo: puentes térmicos entre el interior y el exterior del túnel, pérdidas por filtración de aire, apertura prolongadas de puertas de carga, variación en las propiedades aislante de los materiales con el paso del tiempo entre otros. Entonces

$$f_s = 1.15$$

4.2.8 Capacidad frigorífica de cámaras

Finalmente, la Carga Frigorífica será:

$$Q_{\text{camara1}} = f_s \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_5 + Q_6 + Q_7)$$

$$Q_{\text{camara1}} = 1.15 \cdot (2433 + 1792 + 448.77 + 86 + 446.66 + 284) \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right]$$

$$Q_{\text{camara1}} = 6314 \text{ [Kcal/h]}$$

Siendo esta la capacidad frigorífica necesaria para mantener la temperatura de la cámara a -20°C.

Los resultados obtenidos para las demás cámaras aplicando la misma secuencia de calculo es :

cámara N°	Q[kcal/h]
1	6314
3 y 4	6047
2	6726

Adoptando como criterio de diseño que la carga se realizara de a una cámara por día, la capacidad frigorífica necesaria para todas las cámaras es de:

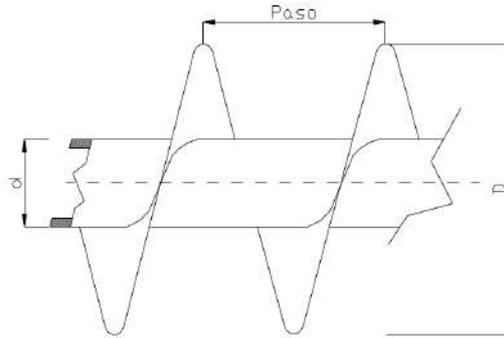
$$Q_{\text{cámaras}} = 25134 \text{ Kcal. / h.}$$

Para facilitar los cálculos se redondeó este número a **25200 Kcal. / h.**

4.3 Cálculo y diseño de serpentinas

4.3.1 Características técnicas y constructivas:

Los evaporadores empleados en las cámaras, son del tipo caño aletado (serpentina) de convección natural y es el más difundido en este tipo de cámaras frigoríficas (navales). Su construcción es en acero con posterior galvanizado por inmersión en caliente. Las dimensiones de los caños utilizadas para la construcción de los mismos son de 1.5,2,3 mts esto es para un mejor aprovechamiento del caño que se vende con una longitud comercial de 6 mts. No se aconseja armar paquetes de más de 3 mts de largo debido a su dificultad de manejo.



Características de la serpentina:

- Paso = 20 mm
- D = 73.9 mm
- d = 26.9 mm
- Aleta = 25 x 1 mm
- Diámetro nominal de caño = ¾"
- Peso por metro lineal = 3.13 Kg/m
- So = 0.457 m²/m (Superficie por metro lineal)

4.3.2 Cálculo de la superficie de serpentinas:

El siguiente cálculo de superficie de serpentinas, corresponde a la cámara N° 1, por lo tanto, la superficie total se obtiene como:

$$C_s = \frac{Q \cdot f_d \cdot f_s}{K \cdot \Delta T_{\log}}$$

Donde:

- Q = calor a evacuar por hora (el de la cámara)
- Fd = factor que corresponde al ensuciamiento de las aletas
- Fs = factor que depende a la separación entre aletas y del valor de SHR

- K^8 = factor de transmisión de calor dado por el fabricante ($\text{kcañ/h,m}^2\text{°C}$)
- ΔT_{\log} = es el diferencial de temperatura logarítmico entre la temperatura de evaporación y la temperatura interior de cámara.

Las consideraciones tenidas en cuenta para su cálculo son:

- Separación entre aletas = 20 mm,
- SHR (humedad relativa) = 1
- $F_d = 1.1$
- $F_s = 1$
- $K^8 = 7$ ($\text{kcal/h,m}^2\text{°C}$)
- $\Delta T_{\log} = 5\text{°C}$
- $Q = 6241$ [Kcal/h] (Cámara N°1)

Por lo tanto:

$$C_s = \frac{6241[\text{Kcal/h}] \times 1.1 \times 1}{7[\text{Kcal/hm}^2\text{°C}] \times 5[\text{°C}]}$$

$$C_s = 196\text{m}^2$$

Dividiendo la superficie total “Cs” por la superficie por metro lineal de serpentina “S₀” se obtiene los metros de caños necesarios para la cámara

$$L = \frac{C_s}{S_0} \quad L = \frac{196 \text{ m}^2}{0.457 \text{ m}}$$

$$\mathbf{L = 429m}$$

Se opta por dividir la longitud total de serpentinas “L” en cuatro (4) circuitos, por las siguientes razones:

- Rendimiento frigorífico.

Al ser el circuito más largo se necesitaría un mayor caudal de líquido refrigerante para conseguir retirar la misma carga frigorífica, esto es debido a que la pérdida de carga que introduce la longitud del circuito varía la temperatura de evaporación del líquido refrigerante entre la entrada y la salida.

- Seguridad.

⁸ Según tabla de fabricante (ATLAS)

Si se obstruye un circuito no se corre peligro de que se pierda parte de la carga, esto es debido a la distribución espacial de los circuitos.

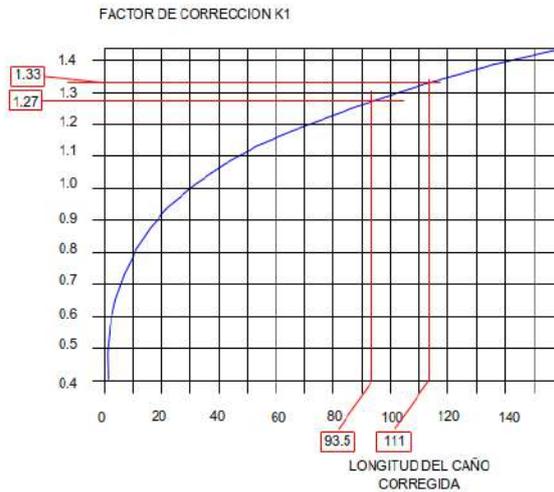
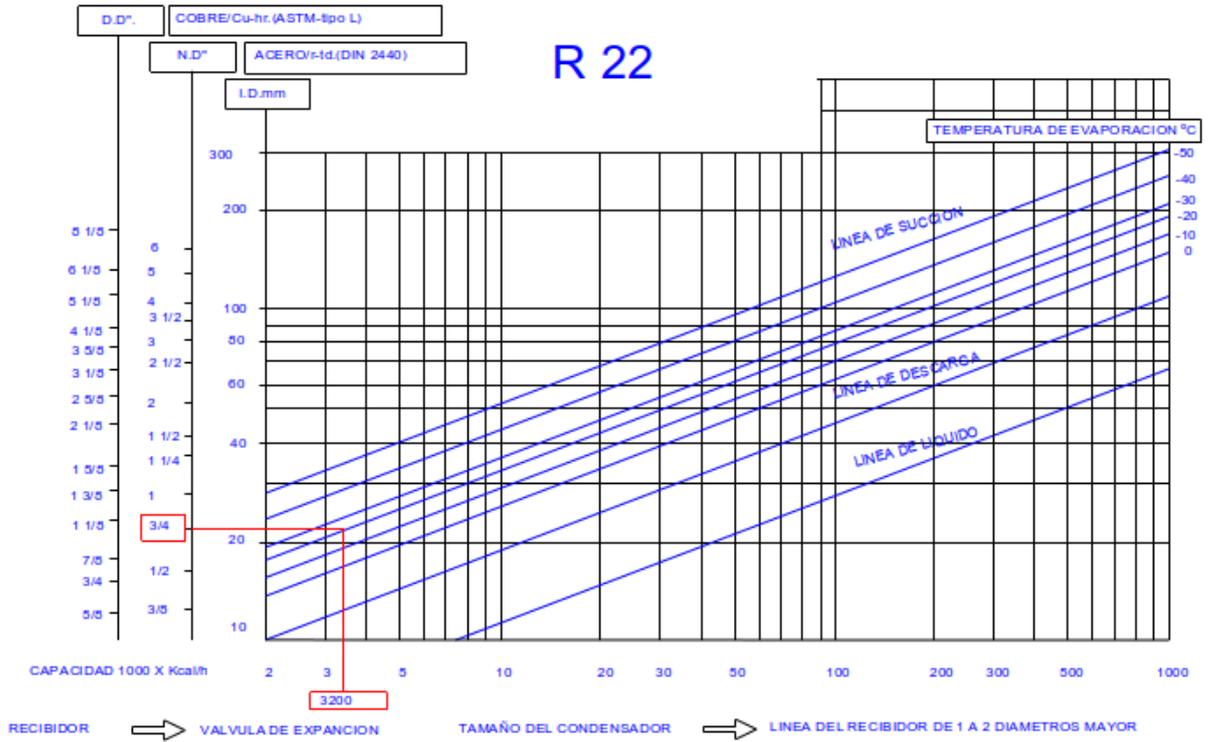
Como se dijo anteriormente se divide la longitud total de serpentinas en cuatro, dos circuitos de 111m y dos circuitos de 93.5m c/u. Esto hace un total de **409m**, si bien este valor se encuentra 20 mts por debajo del valor teórico calculado la contribución de los codos y las líneas de retorno de los evaporadores hace que este margen desaparezca. Se prepondera de esta manera una distribución mas uniforme de los circuitos.

Ver planos de cámara N° 8 y 9

4.3.3 Verificación de capacidad

Los siguientes diagramas cortesía de SABROE están de destinados a verificar la capacidad frigorífica de cada serpentina. El diagrama A₂ está basado en una longitud de cañería de 30 mts y el diagrama C corresponde al factor de corrección por longitud.

fig 1.



En la siguiente tabla se detallan la capacidad corregida según su longitud de cada serpentina correspondiente a la cámara N° 1

Serpentinas	Diámetro	Temp	cap[Kcal/h]	Long [m]	K ₁	Cap.
-------------	----------	------	-------------	----------	----------------	------

			Diag. A ₂			Correg. [Kcal/h]
N° 1	3/4"	-25	3200	93.5	1.27	2520
N° 2	3/4"	-25	3200	111	1.33	2406
N° 3	3/4"	-25	3200	93.5	1.27	2520
N° 4	3/4"	-25	3200	111	1.33	2406
TOTAL						9852

Lo que da un total de **9852 kcal/h**, este valor la máxima carga frigorífica que un caño de 3/4" para la longitud total de serpentinas puede evacuar.

Este valor excede en 3548 kcal/h el valor de cálculo, verificando de esta manera que el diámetro y longitud de serpentinas es la correcta.

4.3.4 Longitud de circuitos de cámaras

Para las demás cámaras los resultados obtenidos son:

cámara N°	Cs[m ²]	So[m ² /m]	Lt[m]	circuitos x camara	Long de cada circuito [m]
1	196	0,457	409	4	93.5
					111
3 y 4	188	0,457	324	4	72
					90
2	210	0,457	508	4	116
					138

La distribución de los circuitos se puede apreciar en los planos (ver apéndice).

Referencia Bibliográfica:

- Apuntes de cátedra Instalaciones Termomecánicas Ing. Ramón Cruz.
- Tabla de cálculos SABROE (sizing of refrigerant lines)
- Tabla de caños aletados ATLAS

Separador de líquido.

5.1 Consideraciones generales

La recirculación de líquido mediante bomba se refiere a los sistemas en los cuales la alimentación de refrigerante líquido a los evaporadores se realiza por medio de bombas mecánicas en un rango mayor al caudal evaporado, retornando el exceso de líquido al separador para recircularlo junto con el nuevo líquido inyectado.

El propósito general del recipiente es el de separar el vapor del excedente de líquido refrigerante retornado, asegurando de esta forma, que en todo momento los compresores aspiren el refrigerante en estado gaseoso y protegerlo del arrastre de pequeñas gotas de líquido que podrían ocasionar daños en el mismo.

Otra de las funciones de este separador es la de proveer el volumen necesario para acumular la carga de refrigerante de los evaporadores durante el período de descongelamiento por gas caliente, o por períodos cortos de fuera de servicio de los evaporadores. De este modo el volumen necesario del recipiente de líquido puede ser reducido.



5.2 Aspectos constructivos

El separador de líquido adoptado es del tipo vertical, construido en chapa de acero al carbono con casquetes semielípticos soldados a ambos extremos, dimensionado y construido según código ASME para recipientes sometidos a presión. Cuenta con conexión para inyección de líquido, conexión a succión de compresores, conexión de retorno de líquido recirculado, conexión a bombas de recirculado, válvula de seguridad, recipiente para extracción de aceite y cuenta además con controles magnéticos de nivel de trabajo y nivel de seguridad, independizados con válvulas de paso para un eventual mantenimiento de estos. El interior del recipiente estará provisto de rompeolas

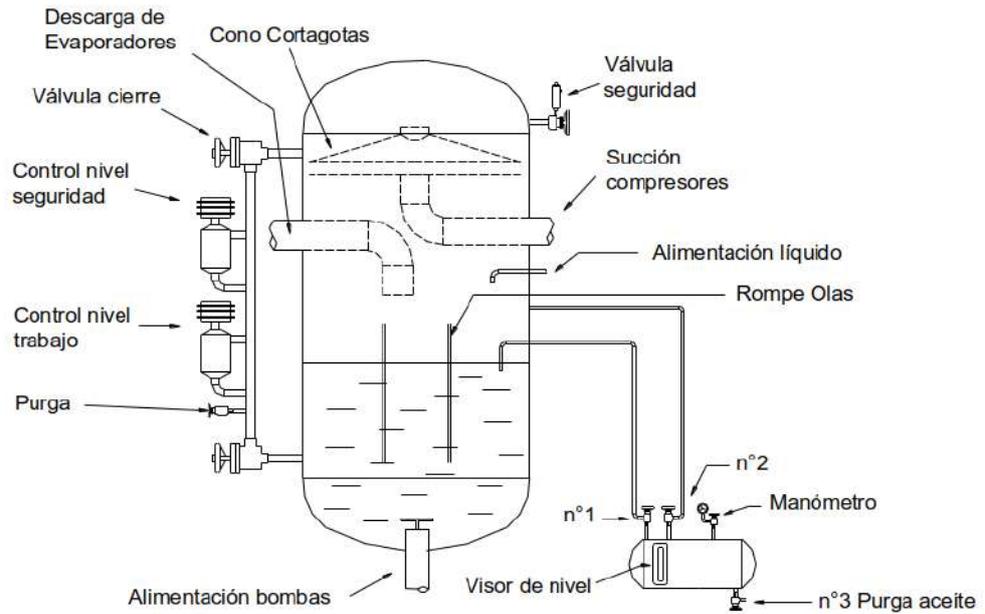
a fin de evitar grandes desplazamientos del líquido refrigerante (producto de la navegación del buque), el cual podría causar un falso nivel de trabajo y hasta dejar fuera de servicio la instalación por máximo nivel de seguridad.

El aceite que es ingresado al sistema frigorífico, producto del arrastre en la descarga de los compresores difícilmente retorne a estos. Uno de los lugares en que este aceite es acumulado es en el separador de líquido, debido a su imposibilidad de ser arrastrado por el vapor succionado por los compresores. Por tener el aceite un peso específico menor que el del líquido refrigerante (R 22), se mantiene flotando en la superficie.

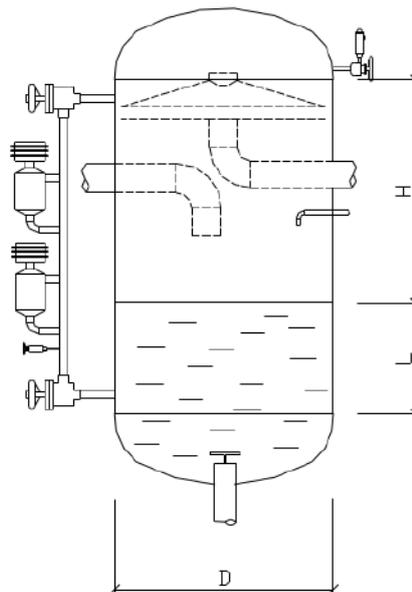
Para su extracción se a instalado un sistema de barrido superficial, donde todo fluido (aceite + refrigerante) que se encuentre a pocos centímetros (2 o 3 cm) de la superficie correspondiente al nivel de trabajo es transvasado en un recipiente para la extracción del aceite.

La forma de operación para la extracción del aceite es la siguiente:

- Detener por completo la instalación frigorífica
- Verificar que exista presión positiva en el separador de líquido, también que las válvulas de purga de aceite y de succión (n°2 y 3) se encuentran cerradas y que el manómetro no indique presión interna.
- Luego se procede a la apertura de la válvula n° 1. Por la diferencias de presiones se produce un barrido del líquido (refrigerante + aceite) de la superficie correspondiente al nivel de trabajo hasta que se igualan las presiones internas de ambos recipientes.
- Luego del paso anterior se cierra la válvula n°1 y en el momento en que la instalación es puesta en operación se abre la válvula n°2, al cabo de un tiempo el líquido refrigerante que pueda estar contenido en el recipiente es evaporado, quedando solo el aceite.
- Finalmente la válvula n°2 se cierra y el aceite puede ser extraído por medio de la apertura de la válvula de purga (n°3) únicamente si el manómetro indica presión positiva, evitando de esta forma el ingreso de aire a la instalación frigorífica.



5.3 Cálculo y diseño



5.3.1 Cálculo de diámetro interior "D":

Para el cálculo del separador de líquido, es necesario conocer las condiciones de trabajo como también la capacidad frigorífica instalada donde será:

- Refrigerante: Freon 22
- Temperatura de evaporación $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de condensación $28\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura del líquido antes de exp. $28\text{ }^{\circ}\text{C}$

- QT [Kcal/h] = 160000 Kcal/h

También se toman los siguientes parámetros:

- Se adoptar una velocidad máxima de vapor succionado a través del área libre de 0.3 m/s, de esta forma, se evita que el vapor arrastre consigo pequeñas gotas de líquido refrigerante a la succión de los compresores, causando los fenómenos anteriormente mencionados.
- El nivel de trabajo del líquido, dentro del recipiente será tal que permita la puesta en marcha de los distintos servicios, y que en ningún momento este nivel descienda por debajo del mínimo requerido por las bombas de recirculado y evitar el fenómeno de cavitación.

El flujo másico total requerido de refrigerante se determina de la siguiente forma:

$$G = \frac{QT}{\Delta i} \qquad \Delta i = I_{vap.} - I_{liq.}$$

Donde:

- **G = 4272 [Kg/h]** caudal másico
- QT = 160000 Kcal/h capacidad requerida
- $I_{vap.} = 145.6$ [Kcal/Kg] entalpía del vapor a la temperatura de evaporación
- $I_{liq.} = 108.15$ [Kcal/Kg] entalpía del líquido a la temp. antes de expansión
- $\Delta i = 37.45$ [Kcal/Kg]

Luego el volumen de refrigerante (freon 22) evaporado será:

$$V_{evap.} = G \cdot V_{esp.} \qquad V_{evap.} = 712.2 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Donde:

- $V_{esp.} = 0.1667$ [m³/kg] volumen específico a la temperatura de evaporación

Por lo tanto y teniendo en cuenta lo anteriormente mencionado se obtiene como sección libre del separador a:

$$Secc. libre = \frac{vol_{evap.}}{velocidad} \qquad Secc. libre = 0.659 \text{ [m}^2\text{]}$$

Donde:

- vel. = 0,3 [m/s]

Luego el diámetro "D" se obtiene como:

$$D = \sqrt{\frac{\text{Sec. libre} \times 1.25}{\pi/2}}$$

Resultando un separador de diámetro interior = 887 mm
Diámetro adoptado D = 38" (965.2 mm)

5.3.2 Cálculo de altura libre "H":

La altura libre "H" se toma como 1 veces mayor que el diámetro según buenas prácticas.

5.3.3 Cálculo de altura de trabajo del líquido refrigerante "L":

Para tal cálculo, se comienza por determinar el volumen mínimo de líquido refrigerante contenido hasta el nivel de trabajo, de modo de que permita la puesta en marcha de los distintos servicios, y que en ningún momento este nivel descienda por debajo del requerido por las bombas de recirculado y evitar el fenómeno de cavitación.

El volumen a calcular será el que corresponda al túnel N°3, que presenta uno de los servicios de mayor capacidad y el más alejado de la estación de bombeo. Por lo tanto:

Evaporadores de túnel	
Diámetro exterior de caño (m)	0.01905
Diámetro interior de caño (m)	0.01605
Sección del caño (m ²)	0.0002
Longitud del evaporador + codos (m)	2.15
N° de filas de caños	10
N° de columnas de caños	12
Volumen de refrigerante (m ³)	0.052
Cantidad de evaporadores p/túnel	4
Volumen (m ³)	0.208

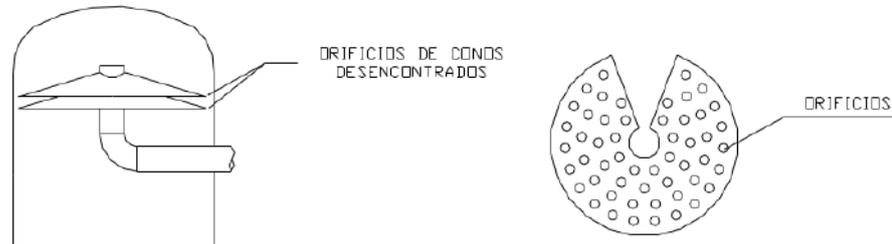
Cañerías hasta el túnel			
Ø de cañería	Sección (m ²)	Longitud (m)	Volumen (m ³)
Caño 3/4"	0.000346	20	0.00692
Caño 2"	0.002164	17	0.03678
Volumen (m ³)			0.0437

Volumen de refrigerante total = 0.252 m³

Luego:

$$L = \frac{\text{Volumen}}{D} \quad L = 345\text{mm}$$

5.3.4 Conos corta-gotas



Los conos corta gotas, se encuentran dispuestos en la parte superior del separador y su función es la de atrapar las gotas de líquido refrigerante que pudiesen ser arrastradas por el vapor durante el ascenso hacia el caño de succión de compresores.

A los conos se le practican una serie de orificios para el paso del vapor. El área de estos orificios es de 2.5 veces el área del caño de succión según buenas prácticas, por lo tanto:

$$\text{Área de orificios} = 2.5 \cdot \text{Sección caño succión}$$

$$\text{Área de orificios} = 0.0323 \text{ m}^2$$

Los conos son dos (2) y se dispondrán uno sobre otro de forma tal que los orificios estén desencontrados.

5.3.5 Calculo de espesor mínimo de carcasa

El espesor se calculó según Norma ASME en su capítulo VIII (UG-27) "Boiler and Pressure Vessel". El mínimo espesor permitible para la presión máxima de trabajo para carcasas cilíndricas están dadas en los siguientes puntos 1 y 2.

Se toma como presión de diseño máxima 12.15 Kg/cm^2 , que es la que corresponde al refrigerante R-22 a una temperatura de 30°C . Si bien su presión de trabajo será en unos 0.15 Kg/cm^2 se toma como posible máxima presión en caso de parada prolongada y que el recipiente adquiriera la temperatura ambiente.

1. Tensión circunferencial

El material utilizado para la carcasa es acero al carbono tipo A-70-A, con una tensión admisible según norma de 847 Kg/cm^2 y un módulo de elasticidad de $1,98 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$.

La norma considera cilindro de poco espesor cuando:

$$P < 0,385SE$$

Donde:

- P= 12.15 kg/cm² ; presión interna de diseño
- S= 847 kg/cm² ; tensión admisible según norma para chapa A-70-A.
- E= 0.6 ; coeficiente de eficiencia de soldadura.

Teniendo en cuenta un factor por eficiencia de soldadura igual a 0,6, ya que se utilizó una soldadura de penetración completa simple sin tapa-junta.

La desigualdad de arriba verifican y el cálculo de espesor mínimo según norma será

$$e = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$e = \frac{12.15 [Kg / cm^2] \cdot 48.26 [mm]}{847 [Kg / cm^2] \cdot 0.6 - 0,6 \cdot 12.15 [Kg / cm^2]} = 1.17 \text{ cm}$$

Donde:

- e = espesor mínimo
- R = 48.26 cm ; radio interno del tubo

2. Tensión longitudinal

La norma considera cilindro de poco espesor cuando los espesores no exceden ½ del radio interno o la siguiente relación:

$$P < 1.25SE$$

La desigualdad de arriba verifican y el cálculo de espesor mínimo según norma será:

$$e = \frac{PR}{2SE - 0,4P}$$

$$e = \frac{12.15 [Kg / cm^2] \cdot 48.26 [mm]}{2 \cdot 847 [Kg / cm^2] \cdot 0.6 - 0,4 \cdot 12.15 [Kg / cm^2]} = 0.58 \text{ cm}$$

5.3.6 Calculo de espesor mínimo de casquetes

Tipo de casquete semihelíptico, material utilizado acero al carbono tipo A-70-A, con una tensión admisible de 847 Kg/cm² y un modulo de elasticidad de 1,98 x 10⁶ Kg/cm².

La norma considera casquete de poco espesor cuando los espesores no exceden 0.356R o la siguiente relación:

$$P < 1.25SE$$

La desigualdad de arriba verifican y el cálculo de espesor mínimo según norma será:

$$e = \frac{PR}{2SE - 0,2P}$$

$$e = \frac{12.15 [Kg/cm^2] \cdot 48.26 [mm]}{2 \cdot 847 [Kg/cm^2] \cdot 0.6 - 0,2 \cdot 12.15 [Kg/cm^2]} = 0.578 \text{ cm}$$

Donde:

- P= 15.2 kg/cm² ; presión interna de diseño
- S= 847 kg/cm² ; tensión admisible según norma para chapa A-70.
- E= 0.6 ; coeficiente de eficiencia de soldadura.
- R= radio interno del tubo
- e=espesor mínimo

5.3.7 Espesores adoptados

Se concluye que el espesor adoptado para la construcción del separador de líquido, será el máximo de los calculados en los puntos anteriores, por consiguiente la chapa para la carcasa como los casquetes serán de un espesor normalizado de 1/2 (12.7 mm).

5.3.8 Dimensiones finales del separador

En la siguiente tabla se detallan las dimensiones, espesores y valores característicos del separador de líquido

Dimensiones finales del separador de recirculado	
Diámetro nominal "D"	965 .2 mm (38")
Espesor de carcasa	12.7mm (1/2")
Espesor de casquete	12.7mm (1/2")
Altura total sin casquetes	1310 mm
Altura del casquete	287 mm
Altura total con casquetes	1884 mm
Altura del nivel de trabajo "L"	345 mm
Altura libre sobre el nivel de líquido "H"	965 mm
Sección del separador (m2)	0.73

5.4 Bombas para recirculado

5.4.1 Cantidad de liquido recirculado

Uno de los beneficios principales de la recirculación es el aumento del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante en el evaporador. Esto ocurre debido a que la recirculación aumenta la velocidad del líquido y mejora el mojado de las superficies. Una forma de medir la recirculación es por medio de la relación de recirculación.



$$n = \frac{\text{flujo al evaporador}}{\text{flujo evaporado}}$$

El valor de “n” debe exceder la unidad para que exista recirculación. Al aumentar “n”, aumenta la transferencia de calor. Sin embargo, aumenta la potencia de las bombas y la caída de presión en el evaporador. Para una presión fija a la salida del evaporador, el aumento de la caída de presión se traduce en una temperatura de evaporación más elevada. Existe por lo tanto un valor de “n” con el que se obtiene resultados óptimos.

El valor deseado de “n” debe determinarse sobre la base de la potencia de compresión y de bombeado para una capacidad fija de evaporación. Estos valores son empíricos en base a datos de fabricantes. El manual de ASHRAE⁹ indica los siguientes valores:

REFRIGERANTES	RECIRCULACION
Amoniaco	4 a 5
R-12 y R502	2
R-22	3

Puede observarse que los refrigerantes halogenados requieren menor recirculación que el Amoniaco. Esto obedece a la necesidad de evitar potencias excesivas de bombeado. Los refrigerantes halogenados tienen calores de vaporización menores que el amoniaco, pero la densidad del líquido es más elevada. Debido a estas dos características el flujo masivo de los freones resulta más elevado para un valor dado de “n”.

REFRIGERANTES	Densidad del líquido a -33°C	Calor latente de vaporización a -33°C
---------------	------------------------------	---------------------------------------

⁹ASHRAE[?] : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

Amoniaco	0.68 kg/l	326 kcal/kg
R-12 y R502	1.5 kg/l -1.46 kg/l	39.8 - 41 kcal/kg
R-22	1.39 kg/l	54.7 kcal/kg

5.4.2 Cálculo de capacidad

Se adopta instalar la cantidad de 3 (tres) bombas para el recirculado de líquido refrigerante. El caudal total será provisto por dos de estas y se deja una restante como respaldo.

Para la selección de las bombas se tubo en cuenta los siguientes puntos:

$$Q = G \times V_e \quad Q = 3063.3(l/h)$$

Donde:

- G (caudal másico) = 4272 Kg/h
- V_e (volumen esp. a la temp. de evap.) = 0.717 l/kg

Por adoptar una tasa de recirculación de 3 (tres) veces, el caudal aportado por las bombas será de:

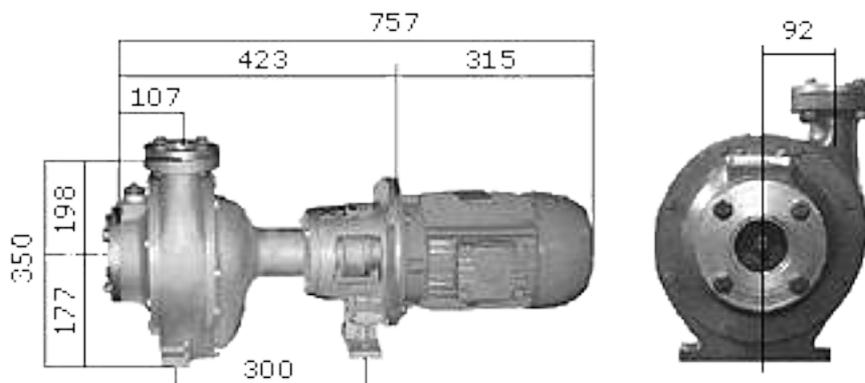
$$Q = 9189(l/h)$$

5.4.3 Selección

La bomba seleccionada es una máquina compacta, que trabaja a bajas revoluciones, con prolongada vida útil y de mantenimiento sencillo y de bajo costo. Es una bomba compacta de doble etapa, específicamente para trabajos con presiones elevadas.

Está equipada con un sello mecánico balanceado que permite un trabajo mas suave y prolonga su vida útil. Una característica a destacar es que la bomba trabaja refrigerada por el mismo gas.

Características técnicas de la bomba:



Cantidad de bombas	3 (una en stand-by)
Marca	Bomba Adur
Modelo	LM 1
Refrigerante	R22
Capacidad (l/h)	5000
Potencia motor HP	5.5
RPM	1400
Pres. de trabajo(kg/cm2)	2.5
Etapa de turbina	doble
Conexión entrada (")	2
Conexión salida (")	1 1/4
Motor Tipo	IP 55
Brida	FF 215
Motor Tamaño	100L y 112M
Temperatura Máxima	120°
Temperatura Mínima	-60°
Peso sin Motor	60 Kg
Peso con Motor	90 ~ 109 Kg.
Amperaje Máximo	-----
Sentido de Rotación	Derecho
Apta para	50 y 60 Hz

Sello mecánico

El sello mecánico trabaja dentro de la cámara de la bomba ocasionando que este siempre refrigerado directamente por el mismo liquido que esta trasvasando la bomba, esto le prolonga la vida útil del sello mecánico. Dicho sello es balanceado debido a que muchas veces la bomba trabaja a elevadas presiones lo que produce un mayor esfuerzo en las pistas del sello mecánico y para que esto no ocurra se ha diseñado un sello balanceado dividiendo las fuerza de la presión y dejando trabajar al sello mecánico suave. Esto prolonga la vida útil de las pistas y permite que el motor no absorba el esfuerzo de la presión.

Alineación

Todos los modelos tienen un sistema de acople autoalineante ya que cuentan con un sistema de acople y linterna diseñado que permite que el eje del motor se desplace adelante y atrás en el momento del accionamiento, esto no permite que se produzca una torsión en la unión de los ejes y se traslade el esfuerzo a los rodamientos de la bomba, esto sumado a los puntos de apoyo que cuenta la bomba dentro de las cámaras y el perfecto balanceo de las partes móviles asegura un desempeño sin vibraciones y silencioso.

Motores

Los motores empleados serán de grado de protección IP55 y el conexionado eléctrico se realizara en forma directa a la red.

Tanto los contactores como los gardamotors y relevos térmicos se eligieron de catalogo en función de la potencia de los motores para la categoría de empleo AC3 (NORMA IEC947-4) que contempla la corriente de arranque (5 a 7In) tomada por motores de tipo jaula de ardilla.

5.4.4 Puesta en marcha

Antes de la puesta en marcha de la bomba, es sumamente importante comprobar que no todas la válvulas permanezcan cerradas, pues esto podría partir el cuerpo de la bomba.

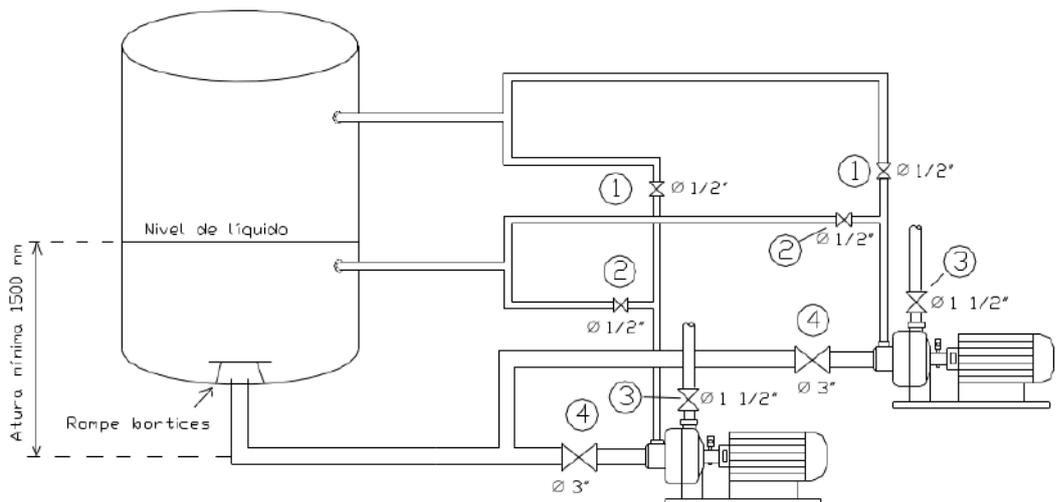
Del mismo modo, debe confirmarse que la bomba este inundada de refrigerante. Esto evitará que el sello mecánico trabaje es seco, y lo mantendrá refrigerado, alargando la vida útil del mismo. En caso de que la bomba empiece a trabajar en vacío detenerla inmediatamente.

Asimismo es conveniente verificar el nivel de aceite (el aceite es el mismo que el de la utilizada en el sistema).

Si la bomba estuvo sin funcionar por largo tiempo, sugerimos mover el eje de la misma a fin de lubricar los espejos de los sellos antes de ponerla en marcha.

5.4.5 Sistema de conexionado

El siguiente esquema, muestra la instalación de las bombas al separador de líquido sugerido por el fabricante, para el óptimo funcionamiento de las bombas.



Nomenclatura de válvulas

Válvula N° 1: De igualación de presión entre el separador y bomba.

Válvula N° 2: Para sobrealimentar la recámara de turbina.

Válvula N° 3: Salida de la bomba a la instalación.

Válvula N° 4: Alimentación de líquido desde el separador a la bomba.

Referencia Bibliográfica:

- Apuntes de cátedra Instalaciones Termomecánicas Ing. Ramón Cruz.

- Norma ASME capítulo VIII (UG-27) "Boiler and Pressure Vessel".

Capítulo

6

Compresor:

6.1 Generalidades

6.1.1 Tipo de compresor.

Los equipos compresores adoptados serán del tipo rotativo a tornillo. Su elección radica principalmente en el ahorro de espacio, comparado con los del tipo alternativos o de pistón siempre hablando de una misma capacidad frigorífica. Entre otras de las cualidades de su elección, radica en poder trabajar a mayor relación de compresión y tener un control de la capacidad de cada unidad mas precisa en comparación de los del tipo alternativos.

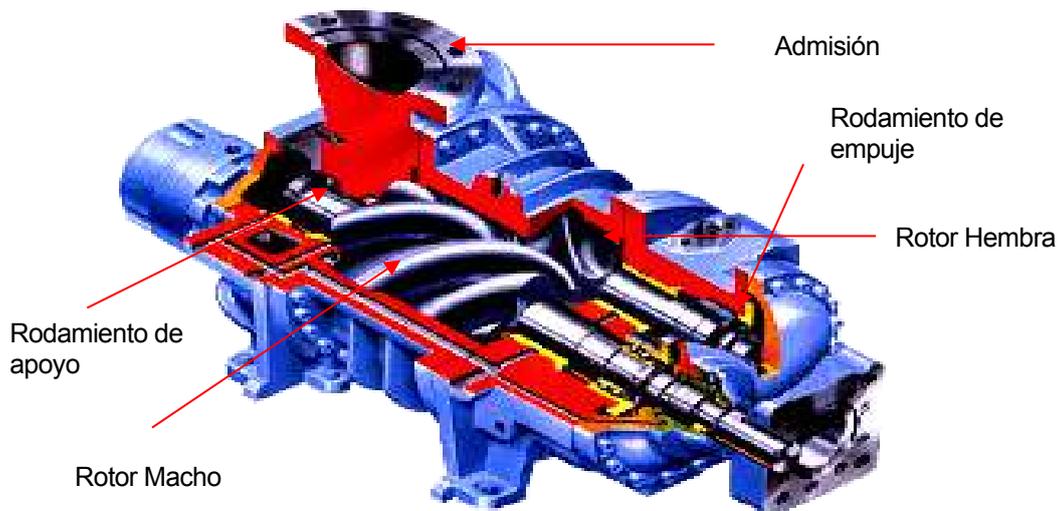


6.1.2 Principio de Funcionamiento del compresor a Tornillo.

El compresor rotativo de tornillo esta constituido básicamente por una carcaza, dos rotores, cuatro cojinetes de empuje, un sistema de sello, un sistema de lubricación y una corredera de bay-pass (en los de capacidad variable). El juego de rotores esta constituido por rotores; uno conocido como el rotor macho de 4 o mas lóbulos, y el otro como el rotor hembra de 6 entradas. En operación, los dos rotores giran en sentido contrario a diferentes velocidades, dependiendo de las características de los dos rotores (numero de lóbulos de cada uno). El material de los rotores es acero al carbono.

Según giran los rotores, los espacios vacíos que hay entre los lóbulos y las acanaladuras se van colocando en el orificio de admisión de gas y el incremento de volumen experimentado provoca un descenso de presión con lo que dichos espacios comienzan a llenarse con gas. Cuando los espacios Inter-lóbulares que hay entre los rotores están completamente cargados de gas, el mismo sufre un aumento de presión como consecuencia de la reducción de volumen entre los rotores en su movimiento helicoidal.

Cuando se alcanza la presión final a la cual se va a comprimir el gas, el espacio Inter-lóbular queda conectado con el orificio de salida permitiendo que el gas comprimido fluya por la tubería de presión



Es necesario atomizar una cantidad específica de aceite en la cámara de compresión, la cual varía entre 4 a 6 litros por cada m^3/min de gas, dependiendo del tamaño y del fabricante del compresor. El aceite en forma de niebla se mezcla con el gas y lubrica los lóbulos y las entradas de los rotores, obturando (sellando) el espacio entre ellos y la carcaza, con el consiguiente aumento del rendimiento.

6.2 Elección del compresor

6.2.1 Criterio de selección:

El criterio adoptado para la selección de los compresores, consiste en cubrir la capacidad total de la instalación frigorífica con tres (3) unidades, operando al 100% de la capacidad frigorífica instalada (túneles mas bodegas). Se instalan dos (2) unidades similares para cubrir la capacidad de los túneles y una restante de menor capacidad para la demanda de bodegas en momentos en donde los túneles estén fuera de servicio, como por ejemplo en el regreso del buque a plena carga.

6.2.2 Condiciones de trabajo

Capacidad de túneles:	135.000[kcal/h]
Capacidad de cámaras:	25.000[kcal/h]
Capacidad total de la instalación:	160.000[kcal/h]
Temperatura de evaporación:	-35 °C
Temperatura de condensación:	28 °C
Subenfriamiento:	0 °C
Sobrecalentamiento	2 °C

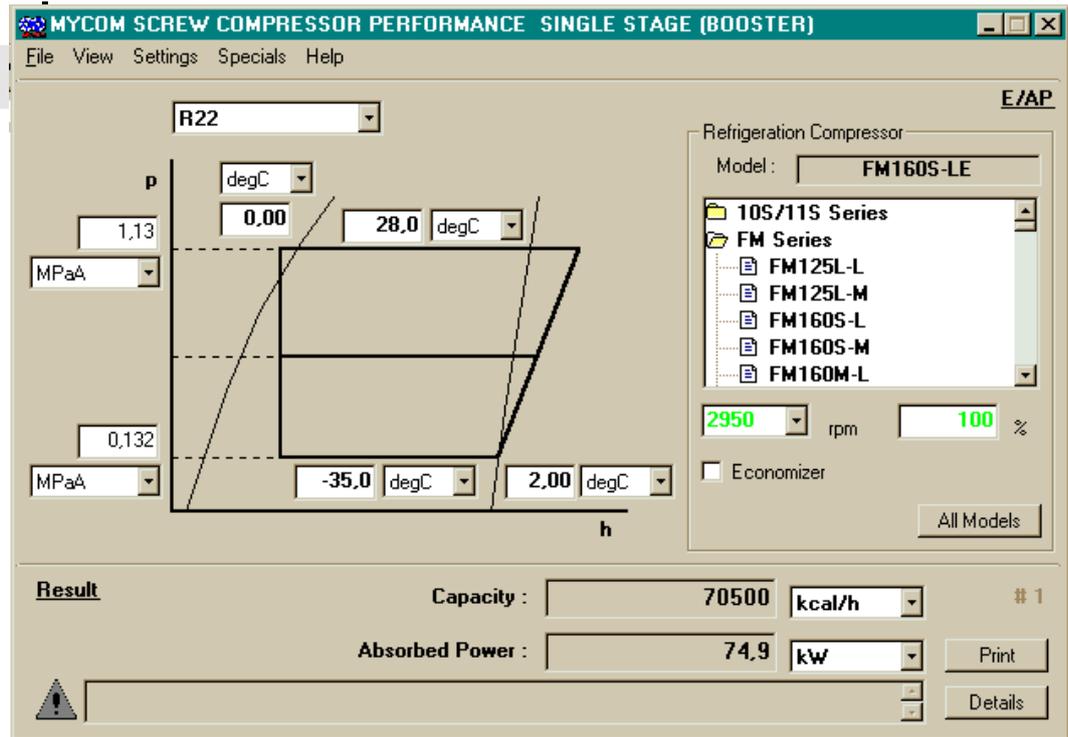
De acuerdo a lo anteriormente mencionado se adopta instalar para la instalación frigorífica tres unidades compresoras marca MYCOM a tornillo de las siguientes capacidades.

Modelo	Capacidad[kcal/h]			
	100%	95%	90%	80%
F125S-UDL	31300	21200	17700	18600
F160S-UDLE	70500	68000	65800	61600
F160S-UDLE	70500	68000	65800	61600
Total[kcal/h]	172300	157200	149300	141800

Los anteriores modelos de compresores a tornillos son seleccionados y calculados a través de un programa provisto por su fabricante MYCOM.

La siguiente imagen representa la pantalla principal del programa donde se ingresan los siguientes datos:

- Modelo de compresor
- Tipo de sistema de enfriamiento de aceite, en nuestro caso DX oil cooler
- Temperaturas de condensación y evaporación
- Temperaturas de subenfriamiento y sobrecalentamiento



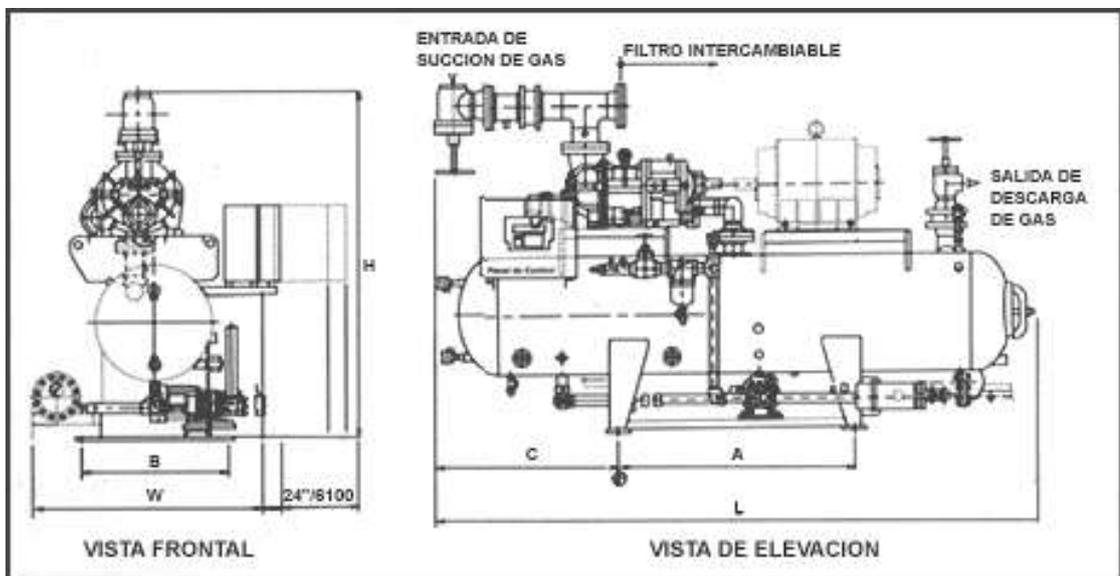
6.2.3 Características técnicas de los compresores

REFRIGERANTE :	R22	MODELO: F125S-UDL		
CAPACIDAD :	[kcal/h] 31300			
POTENCIA ABSORBIDA :	[kW] 38.4			
VELOCIDAD :	[rpm] 2950	SWEPT VOLUME :	[m3/h] 197	
INDICADOR DE POSICION :	[%] 100	CARGA PROMEDIO :	[%] 100	
TEMP CONDENSACIÓN :	[degC] 28	TEMP DESCARGA. :	[degC] 62.9	
TEMP EVAPORACION :	[degC] -35	PROMEDIO FLUJO REFRIG SUCC:	[m3/h] 143	
SOBRE-CALENTAMIENTO :	[degC] 2	PROMEDIO FLUJO REFRIG DESC:	[m3/h] 33.4	
SUB-ENFRIAMIENTO :	[degC] 0	PROMEDIO FLUJO REFRIG SUCC:	[kg/h] 836.0	
TEMP SUCCION :	[degC] -33	PROMEDIO FLUJO REFRIG DESC:	[kg/h] 1315	
TEMP SUMINISTRO DE ACEITE:	[degC] 40	PROMEDIO FLUJO ACEITE INYECT:	[L/min] 17.3	
PRESS SUCCION. :	[MPaA] 0.132	PROMEDIO FLUJO ACEITE LUB:	[L/min] 18.5	
PRESS DESCARGA. :	[MPaA] 1.13	FLUJO DE ACEITE TOTAL:	[L/min] 35.8	
PRESS SUMINISTRO DE ACEITE:	[MPaA] 1.33	CALOR EVACUADO DEL ACEITE :	[kW] 23.2	
CAIDA PRESS EN LA SUCCION:	[MPaA] 0	MODELO: F160SUD-LE		
CAIDA PRESS EN LA DESCARGA	[MPaA] 70500			
POTENCIA ABSORBIDA :	[kW] 74.9			
VELOCIDAD :	[rpm] 2950	SWEPT VOLUME :	[m3/h] 415	
INDICADOR DE POSICION :	[%] 100	CARGA PROMEDIO :	[%] 100	
TEMP CONDENSACION :	[degC] 28	TEMP DESCARGA. :	[degC] 73.9	
TEMP EVAPORACION :	[degC] -35	PROMEDIO FLUJO REFRIG SUCC:	[m3/h] 143	
SOBRE-CALENTAMIENTO :	[degC] 2	PROMEDIO FLUJO REFRIG DESC:	[m3/h] 33.4	
SUB-ENFRIAMIENTO :	[degC] 0	PROMEDIO FLUJO REFRIG SUCC:	[kg/h] 836.0	
TEMP SUCCION :	[degC] -33	PROMEDIO FLUJO REFRIG DESC:	[kg/h] 1315	
TEMP SUMINISTRO DE ACEITE:	[degC] 50	PROMEDIO FLUJO ACEITE INYECT:	[L/min] 17.3	
PRESS SUCCION. :	[MPaA] 0.132	PROMEDIO FLUJO ACEITE LUB:	[L/min] 18.5	
PRESS DESCARGA. :	[MPaA] 1.13	FLUJO DE ACEITE TOTAL:	[L/min] 35.8	
PRESS SUMINISTRO DE ACEITE:	[MPaA] 1.33	CALOR EVACUADO DEL ACEITE :	[kW] 23.2	
CAIDA PRESS EN LA SUCCION:	[MPaA] 0	DENSIDAD ACEITE:	[kg/m3] 880	
CAIDA PRESS EN LA DESCARGA	[MPaA] 0			

6.2.4 Accesorios incluidos en la unidad compresora

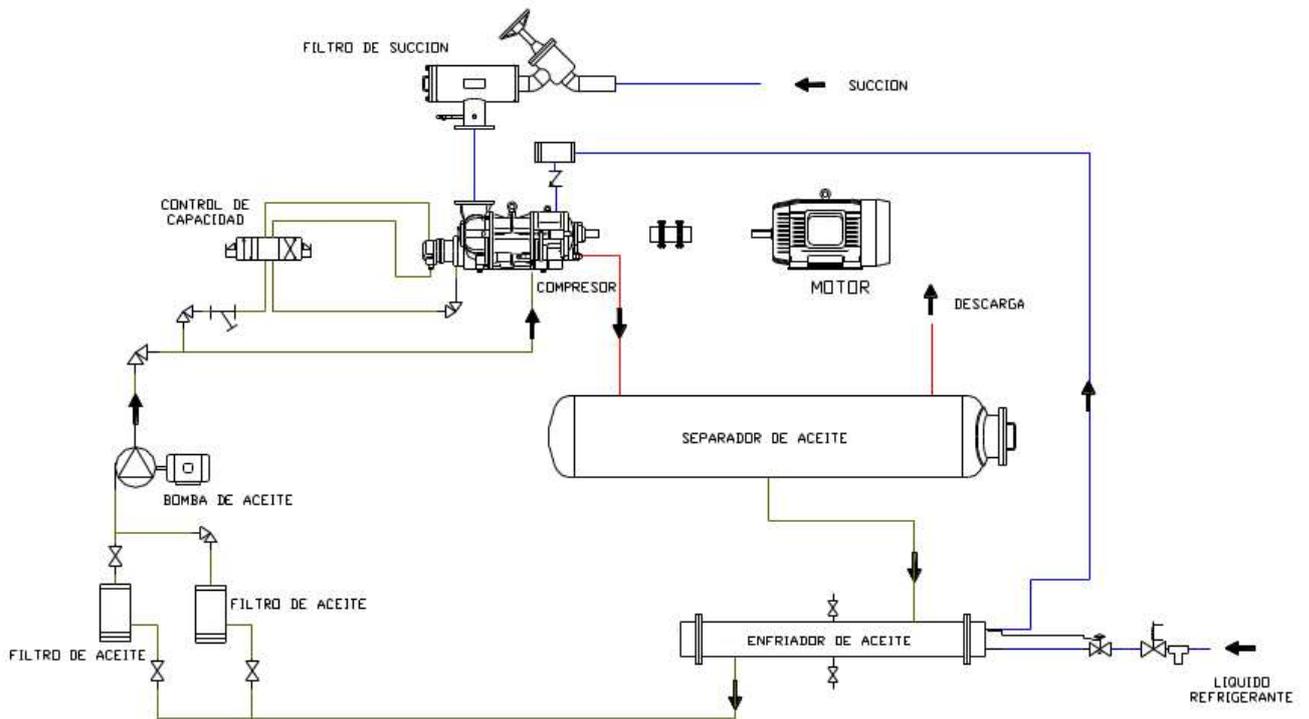
- Panel de comando, seguridad y control de capacidad por PID
- Sistema de enfriamiento de aceite por medio de válvula Yosaku
- Separador de aceite horizontal de triple separación
- Motor-bomba de aceite con sistema de lubricación permanente de compresor, independiente del régimen de funcionamiento
- Filtro de aceite primario intercambiables y lavables
- Filtro de succión intercambiables de limpieza
- Válvula reguladora de presión de aceite
- Válvula de paso y retención para succión descarga
- Válvula de seguridad
- Visor de nivel de aceite del separador
- Acoplamiento de motor compresor

6.2.5 Pesos y dimensiones



A	B	C	L	H	W	Suc.	Dis.	Peso	Modelo
1193.8	711.2	863.6	2717.8	1727.2	1295.4	101.6	50.8	1360.776	125S UDL
1193.8	711.2	965.2	2819.4	1803.4	1219.2	101.6	63.5	1477	160S UDL

6.2.6 Diagrama de flujo del compresor



6.3 Elección de motores eléctricos:

Los motores eléctricos adoptados para los compresores serán para servicio S1 (continuo), del tipo asíncrono trifásico, de dos polos, totalmente blindados, con rotor en cortocircuito y grado de protección IP 55, autoventilados.

Se toma para su dimensionado un factor de 1.1 de la potencia nominal requerida por la unidad compresora, en la siguiente tabla se detallan las potencias adoptadas:

COMPRESOR	POT. ABSORBIDA [kW]	FACTOR	POT. CALCULADA [kW]	POT. ADOPTADA [kW]	POT. ADOPTADA [HP]
F125S-UDL	38.4	1.1	42.24	45	60
F160S-UDLE	74.9	1.1	82.39	90	125

Los motores seleccionados serán de la marca Czerweny de las siguientes características:

Tipo	Pot. kW	Pot. CV	N min ⁻¹	I _n 380V	I _a /I	n %	Cos φ	Ma/l	M _s /N	J Kgm ²	m Kg
TE1D 225 M P2	45	60	2953	82	6.9	91.6	0.91	2.5	2.5	0.233	337
TE1D 280 M1 P2	90	125	2970	159	6.8	93.5	0.92	2.1	1.9	0.675	578

6.4 Aceite lubricante para refrigeración:

6.4.1 Generalidades

En este tipo de compresores el aceite desempeña las siguientes funciones:

- Lubrica los cojinetes.
- Lubrica los lóbulos y las entradas de los rotores.
- Evacua el calor generado por la compresión.
- Forma un sello en la cámara de compresión.

La circulación del aceite se realiza por medio de una bomba que es accionada directamente por un motor eléctrico. El aceite circula por un enfriador y un filtro hasta llegar a la cámara de compresión y cojinetes de apoyo de rotores.

El caudal de aceite es regulado a través de una válvula de control de temperatura (termostato).

6.4.2 Factores que alteran la vida útil del lubricante

La vida útil de cualquier lubricante para refrigerar compresores (amoníaco o freón), dependerá básicamente de las condiciones operacionales del equipo como: Temperatura, Presión, Humedad, Contaminantes en general o varios de estos factores juntos.

En los compresores rotativos de tornillo el aceite debe trabajar a altas temperaturas (alrededor de 80°C) para evitar los problemas de condensación del vapor de agua presente en el refrigerante, lo que conlleva a que su oxidación sea acelerada y halla necesidad de realizar cambios de aceite de manera reiterada. Por otro lado una temperatura excesiva de trabajo traería como consecuencia la formación de residuos carbonosos originando la contaminación del lubricante y deteriorando las propiedades físico-químicas del mismo. Un aceite oxidado produce gomas y residuos carbonosos, que además de obstruir los filtros, crean problemas de sobrecalentamiento en la cámara de compresión, pérdida de eficiencia y desgaste abrasivo de los elementos del compresor.

Es por todo esto, que tanto la temperatura del aceite como la temperatura de descarga de los compresores deben controlarse, para evitar la degradación del lubricante y prolongar la vida útil del compresor.

Pensando en este problema, numerosos fabricantes han desarrollado distintos accesorios conocidos como sistemas de enfriamiento de aceite.

6.4.3 Enfriamiento de aceite

MYCOM ofrece varias opciones para el enfriamiento del aceite: Termosifón, por agua, Dx (expansión directa) e inyección de refrigerante líquido.

El sistema adoptado será del tipo DX (expansión directa). Consiste en un enfriador de aceite de casco y tubos externos, enfriados por refrigerante, montados e interconectados para esta opción. El intercambiador es construido de acuerdo con ASME sección VIII para una presión de 400 psig. Una válvula de tres vías accionada termostáticamente controla el flujo de aceite para lograr una temperatura constante.

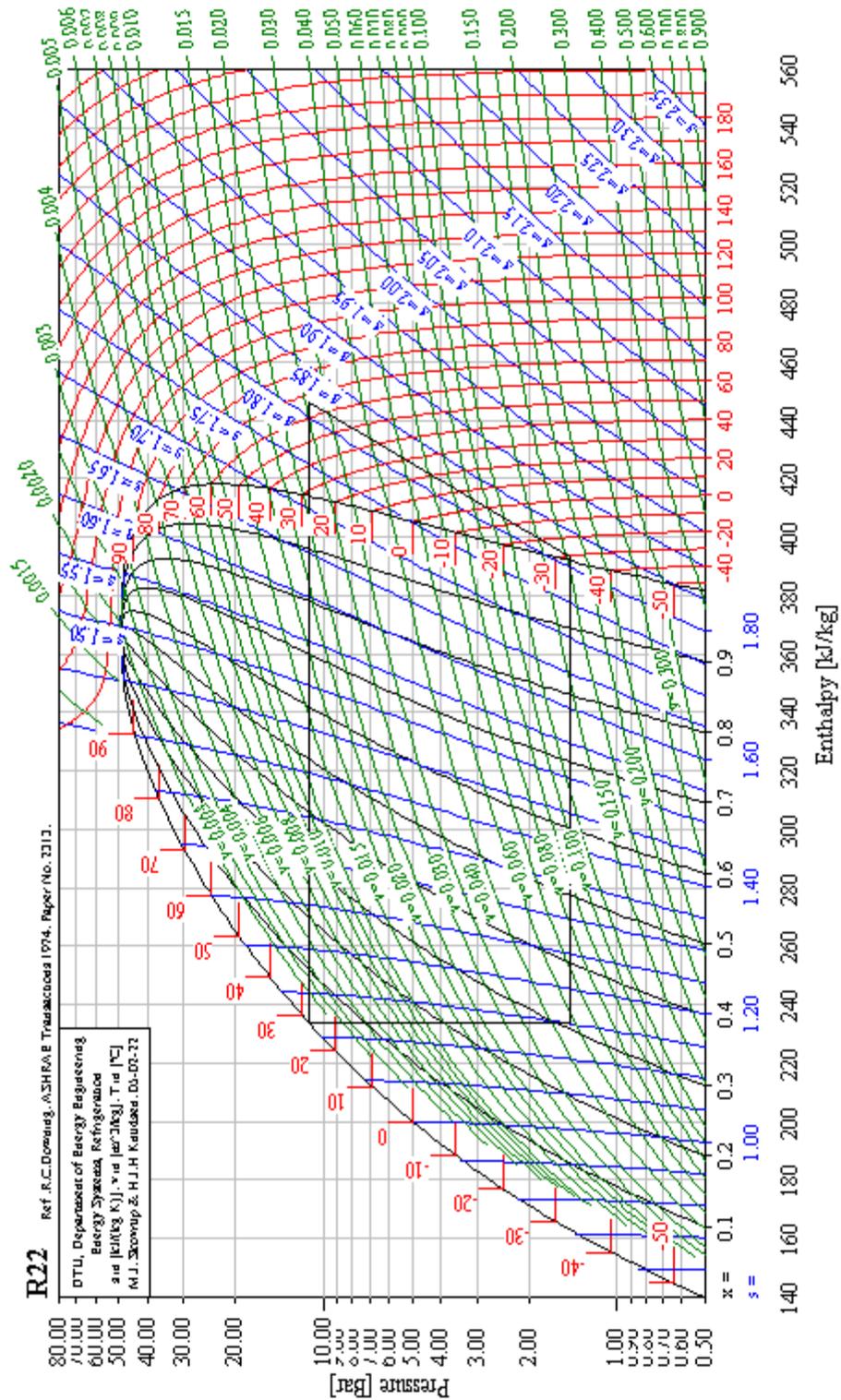
6.4.4 Control de aceite

Un altamente eficiente separador de aceite horizontal incorpora tres etapas de separación que incluyen un elemento coalescente de alta eficiencia.

El separador es construido de acuerdo con ASME sección VIII para una presión de operación de 300 psig. El aceite es removido del separador de aceite a través de un enfriador de aceite y filtrado por un elemento lavable de acero inoxidable de 300 mallas. El aceite entra a la bomba de lubricación y es mantenido a una presión de descarga fija, que alimenta aceite a las chumaceras, al pistón de balance y al pistón de la regulación de capacidad a través de un filtro reemplazable de 20 micrones. La bomba de aceite de marca MYCOM de doble rotor helicoidal directamente acoplada con autorregulación. Esta bomba es reconocida en la industria por su confiabilidad y operación silenciosa.



El siguiente diagrama corresponde al ciclo frigorífico para las condiciones de trabajo dadas de la instalación.



Referencia Bibliográfica:

- www.mycom.com.br
- Revista Maquinas Y Equipos Herramientas N°517, Editorial EDIGAR. www.maquinasyequipos.com

- Software MYCOMW 5.0e.

Condensador.

7.1 Generalidades



El equipo condensador, es el encargado de transformar el refrigerante en forma de vapor proveniente de los compresores, en líquido para luego ser almacenado en el recipiente de líquido. Esta transformación es lograda gracias al intercambio de calor entre dos fluidos, en este caso particular el refrigerante con agua de mar.

Los condensadores serán instalados en la sala de máquinas entre la descarga de compresores y el recipiente de líquido.

7.2 Características constructivas.

El condensador adoptado será del tipo casco y tubo, de uso marino, haciendo circular el agua de mar por los tubos y el refrigerante por el casco. Entre sus principales características se destacan:

- Diseño compacto.
- Alta eficiencia en transferencia de calor.
- Envolvente y placas de acero.

- Tapas de hierro fundido desmontables, para facilitar su limpieza.
- Placas protegidas contra la corrosión por capa de resina epoxy.
- Provistos con tubos de bronce almirantazgo aletados integralmente para operar con agua de mar.
- Sometidos a prueba de presión hidráulica de 25 Kg/cm



Tubos aletados integralmente

7.3 Condiciones de trabajo y capacidad

- Temperatura de entrada del agua de mar 18 °C
- Temperatura de salida del agua de mar 28 °C
- Temperatura de condensación 28 °C
- Temperatura media logarítmica 5.5 °C (dato del fabricante)

La capacidad del equipo condensador se obtendrá como la suma de la capacidad frigorífica total de la instalación más el calor aportado por los compresores en el trabajo realizado durante la compresión, por lo tanto:

$$Q_{cond.} = Q_{evap.} + Q_{motorelec.}$$

$$Q_{cond.} = 160000 [Kcal / h] + 193500 [Kcal / h]$$

$$Q_{cond.} = 353500 [Kcal / h]$$

Donde:

- $Q_{evap.} = 160000 [Kcal/h]$
- $Q_{motres\ elec.} = (45+90+90) [KW].860 [Kcal/KW.h] = 193500 [Kcal/h]$

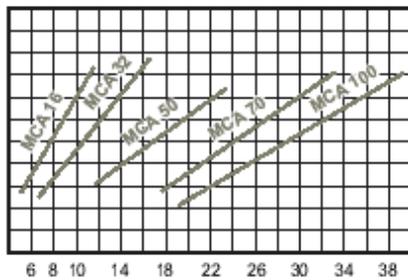
Se opta por seleccionar dos equipos condensadores de igual capacidad cada uno, para cubrir la capacidad total de la instalación. De acuerdo a datos del fabricante de equipos de condensadores, se selecciona los siguientes, para las condiciones de trabajo y de capacidad anteriormente mencionadas.

Estos equipos condensadores son seleccionados a partir de las siguientes tablas y gráficos provistos por su fabricante para las condiciones de trabajo y capacidad anteriormente mencionadas:

TABLA A

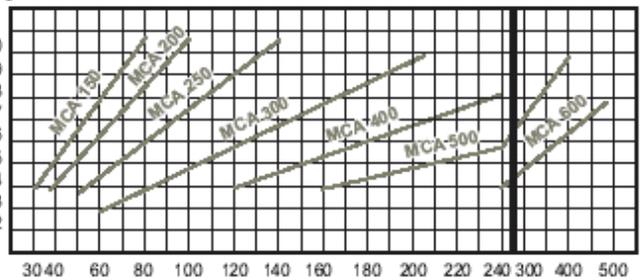
Temperat. de Entrada de Agua	Temperatura de Condensación 30°C			Temperatura de Condensación 36°C						Temperatura de Condensación 41°C						
	Temperatura de Salida de Agua			Temperatura de Salida de Agua						Temperatura de Salida de Agua						
	22	26	28	22	26	28	30	32	34	26	28	30	32	34	36	38
18	10,0	7,5	5,5	16,0	13,5	12,3										
20	9,0	6,5	5,0	15,0	12,8	11,5	10,0									
22	-	7,0	8,0	-	12,0	10,8	9,5	8,0								
24	-	4,8	3,6	-	11,0	10,0	8,6	7,3	5,5	16,0	15,0	13,7	12,5	11,3		
26	-	-	2,8	-	-	9,0	7,8	6,5	5,0	-	14,0	13,0	11,8	10,5	9,3	
28				-	-	-	7,0	5,8	4,3	-	-	12,0	11,0	9,8	8,3	6,8
30				-	-	-	-	4,8	3,6	-	-	-	10,0	8,8	7,5	6,2
32				-	-	-	-	-	2,8	-	-	-	-	8,0	7,0	6,0
34										-	-	-	-	-	6,0	4,6
36										-	-	-	-	-	-	3,8

GRAFICO C



Δ Tm log

GRAFICO D



MODELO	RENDIMIENTO		DATOS TECNICOS						SUF. TRANSM. IT	CAUDAL DE AGUA (lts/h)		CONEXIONES			PESO aprox. en Kg.
	ΔTm Log °C Kcal/h	HP Med. la Temp.	Cantidad de Tubos	Cantidad de Pezas de Agua	Ø Est. de Tubos mm	Ø Exterior del Enrolante	Acomoda. de Refriger. in	Mínimo		Pérdida de Carga Kg./lts	Entrada Gas Caliente	Salida Líquido	Estado Salida de Agua para BP		
MCA 16	6500	1,5	18	6	15,87	136	5	1,3	1000 2000	0,30 0,50	ros car 5/8"	ros car 3/8"	1/2"	25	
MCA 32	10000	3	18	6	15,87	136	7	2	2000 3000	0,45 0,80	ros car 5/8"	ros car 3/8"	1/2"	32	
MCA 50	16500	5	30	6	15,87	168	8	3,3	3000 4000	0,45 0,80	ros car 3/4"	ros car 1/2"	3/4"	45	
MCA 70	23800	7,5	38	6	15,87	206	12	4,6	4500 6000	0,70 1,10	ros car 3/4"	ros car 1/2"	1"	70	
MCA 100	29600	10	38	6	15,87	206	14	5,5	4500 6000	0,75 1,20	ros car 7/8"	ros car 5/8"	1"	85	
MCA 150	46500	15	62	6	15,87	256	19	8,9	8000 12000	0,60 1,40	ros car 1 1/8"	ros car 5/8"	2"	103	
MCA 200	58000	20	62	6	19,05	256	25	12,2	8000 12000	0,40 1,30	ros car 1 1/2"	ros car 7/8"	2"	138	
MCA 250	80000	25	86	6	19,05	312	38	16,8	10000 15000	0,35 0,70	ros car 1 1/2"	ros car 7/8"	2"	175	
MCA 300	125000	30	108	6	19,05	348	65	26,2	13000 20000	0,40 0,75	ros car 1 1/2"	ros car 7/8"	2 1/2"	230	
MCA 400	175000	40	108	4	19,05	348	90	36,3	18000 30000	0,50 0,90	ros car 2"	ros car 1 1/8"	3"	320	
MCA 500	240000	60	140	4	19,05	406	150	43	40000 60000	0,60 0,90	ros car 2 1/2"	ros car 1 1/8"	4"	650	
MCA 600	360000	100	140	2	19,05	406	200	65	60000 80000	0,60 0,90	ros car 3"	ros car 1 1/8"	4"	980	

Condensadores seleccionados:

- Cantidad dos (2)
- Marca = MOSKAR
- modelo = MCA400.
- Capacidad = 170000 Kcal/h (para $\Delta t_{log} = 5.5 \text{ } ^\circ\text{C}$)
- Caudal de agua = 13000..20000 lts/h.

- Peso = 320kg.

Dimensiones principales:

- Longitud: 2.6mts.
- Diámetro: 0.4 mts.

7.4 Selección de bombas de condensación

Se instalarán tres (3) bombas para la circulación de agua de mar hacia los condensadores. El caudal total será provista por dos de estas mientras que la restante es mantenida es reserva.

Características de la bomba adoptada:

Marca: DAB
 Modelo: K28/500
 Caudal: 20 m³ a H = 35 m
 Potencia: 5.5 HP

Los motores empleados serán de grado de protección IP55 y el conexionado eléctrico se realizara en forma directa a la red.

Tanto los contactores como los gardamotors y relevos térmicos se eligieron de catalogo en función de la potencia de los motores para la categoría de empleo AC3 (NORMA IEC947-4) que contempla la corriente de arranque (5 a 7In) tomada por motores de tipo jaula de ardilla.

Referencia Bibliográfica:

- Manual ASHRAE edicion (1990).

Capítulo

8

Recibidor de líquido:

8.1 Generalidades



El recibidor o depósito de líquido es el encargado de almacenar el refrigerante líquido que proviene del condensador y está ubicado entre éste y las válvulas de expansión. Su ubicación física será en la sala de máquinas del buque

8.2 Características constructivas.

Cuerpo o envolvente construido utilizando chapa tipo SA-53-A de espesor normalizado. Presión de diseño 18 Kg/cm^2 y prueba hidráulica 25 Kg/cm^2 . Está provisto de conexiones de entrada y salida de líquido, visor de nivel con varillas de protección y robinetes de cierre inferior y superior, válvula de carga de refrigerante, manómetro, válvula de purga de aceite del domo inferior, conexión de compensación de presiones, purga de aire y gases no condensables y válvula de seguridad dual.

La totalidad del equipo se protege con dos manos de antióxido al cromato de zinc y dos manos de esmalte sintético como cobertura final.

El recibidor cuenta con los siguientes accesorios de seguridad y control:

- Válvula de seguridad dual
- Manómetro de presión
- Visor de nivel

- Robinete de purga de aire
- Conexiones de entrada y salida de líquido
- Conexión para equilibrio de presión

8.3 Cálculo del recibidor

8.3.1 Cálculo de capacidad

La capacidad del recibidor será calculada de modo de contener el total del líquido refrigerante de la instalación. De esta forma es posible poder efectuar tareas de mantenimiento en la instalación sin problemas.

En las siguientes tablas se detalla el cálculo del volumen total de líquido refrigerante para el normal funcionamiento de todos los servicios.

Volumen de evaporadores de túnel	
Diámetro exterior de caño (m)	0,01905
Diámetro interior de caño (m)	0,01605
Sección del caño (m ²)	0,0002
Longitud de caños + codos (m)	2,15
N° de filas de caños	10
N° de columnas de caños	12
Volumen de refrigerante (m ³)	0,052
Cantidad de evaporadores	4
Volumen de refrigerante p/4 evap.(m ³)	0,208

Cañerías a túnel		
Ø de cañería	Sec. (m ²)	Longitud (m)
Caño 3/4"	0,000346	20
Caño 2"	0,002164	17
Volumen de refrigerante (m ³)		0,044

Volumen total túneles	
Volumen para los tres túneles (lts)	756 lts

Serpentinas de bodegas	
Diámetro exterior de caño (m)	0,0267
Diámetro interior de caño (m)	0,02096
Sección del caño (m ²)	0,0003
Longitud de serpentinas bodega N° 1	446
Longitud de serpentinas bodega N° 2	474
Longitud de serpentinas bodega N° 3	288
Longitud de serpentinas bodega N° 4	288
Volumen de refrigerante (m ³)	0,516
Cañería de succión 2" longitud 15 m	0,029
Cañería de líquido 1" longitud 15 m	0,0084
Volumen total de bodegas (lts)	554 lts

Separador de líquido	
Volumen correspondiente al nivel de trabajo	200 lts

VOLUMEN TOTAL DE LIQUIDO REFRIG.	1510 lts
----------------------------------	----------

El recipiente será dimensionado de manera tal de tener una capacidad superior del 5 % del total del líquido refrigerante. Por lo tanto su capacidad será de no menos de 1585 lts.

Dimensiones principales del recipiente:

- $D_{ext} = 711 \text{ mm (28")}$
- Longitud sin casquetes = 4000 mm
- Longitud con casquetes = 4444 mm
- Capacidad = 1600 lts

8.3.2 Cálculo de espesor mínimo de carcasa

El espesor de carcasa se calculó según Norma ASME en su capítulo VIII (UG-27) "Boiler and Pressure Vessel". El mínimo espesor permisible para la presión máxima de trabajo para carcasas cilíndricas están dadas en los siguientes puntos 1 y 2.

Se toma como presión de diseño un valor 1,5 veces mayor a la presión máxima de trabajo. La presión máxima de trabajo es 12 Kg/cm². Por lo tanto la presión de diseño es de 18 Kg/cm².

En los siguientes puntos se obtienen los espesores de acuerdo al tipo de sollicitación.

2. Tensión circunferencial

El material utilizado para la carcasa es acero al carbono tipo SA-53-A, con una tensión admisible por norma de 847 Kg/cm² y un módulo de elasticidad de $1,98 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$.

La norma considera cilindro de poco espesor cuando:

$$P < 0,385SE$$

Donde:

- $P = 18 \text{ kg/cm}^2$; presión interna de diseño
- $S = 847 \text{ kg/cm}^2$; tensión admisible según norma para chapa SA-53-A.
- $E = 0.6$; coeficiente de eficiencia de soldadura.

Teniendo en cuenta un factor por eficiencia de soldadura igual a 0,6, ya que se utiliza una soldadura a tope de penetración completa simple sin tapa-junta.

La desigualdad de arriba verifican y el cálculo de espesor mínimo según norma será de:

$$e = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$e = \frac{18 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right] \cdot 34.61 \left[\text{cm} \right]}{847 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right] \cdot 0.6 - 0.6 \cdot 18 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right]} = 1.25 \text{ cm}$$

Donde:

- e=espesor mínimo
- R= 34.61 cm (radio interno del tubo)

2. Tensión longitudinal

La norma considera cilindro de poco espesor cuando los espesores no exceden $\frac{1}{2}$ del radio interno o la siguiente relación:

$$P < 1.25SE$$

La desigualdad de arriba verifican y el cálculo de espesor mínimo según norma será:

$$e = \frac{PR}{2SE - 0.4P}$$

$$e = \frac{18 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right] \cdot 34.61 \left[\text{cm} \right]}{2 \cdot 847 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right] \cdot 0.6 - 0.4 \cdot 18 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right]} = 0.62 \text{ cm}$$

8.3.3 Calculo de espesor mínimo de casquetes

Tipo de casquete semihéptico, material utilizado acero al carbono tipo SA-53-A, con una tensión admisible según norma de 847 Kg/cm² y un modulo de elasticidad de 1,98 x 10⁶ Kg/cm².

La norma considera casquete de poco espesor cuando los espesores no exceden 0.356R o la siguiente relación:

$$P < 1.25SE$$

La desigualdad de arriba verifican y el cálculo de espesor mínimo según norma será:

$$e = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$$

$$e = \frac{18 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right] \cdot 34.61 \left[\text{mm} \right]}{2 \cdot 847 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right] \cdot 0.6 - 0.2 \cdot 18 \left[\text{Kg} / \text{cm}^2 \right]} = 0.61 \text{ cm}$$

Donde:

- P= 18 kg/cm² ; presión interna de diseño
- S= 847 kg/cm² ; tensión admisible según norma para chapa SA-53-A.
- E= 0.6 ; coeficiente de eficiencia de soldadura.
- R= 34.61 cm; radio interno del tubo

·
·
·
·
·
·
·
·
·
·

■ e = espesor mínimo

8.3.4 Espesores adoptados

Se concluye que el espesor adoptado para la construcción del recipiente de líquido, será el máximo de los calculados en los puntos anteriores, por consiguiente la chapa para la carcasa como los casquetes serán de un espesor normalizado de 1/2" (12.7 mm).

Referencia Bibliográfica:

- Norma ASME capítulo VIII (UG-27) "Boiler and Pressure Vessel"
- Apuntes de cátedra Instalaciones Termomecánicas, Ing, Ramón Cruz.

Dimensionado de Líneas de Refrigerante y selección válvulas.

9.1 Dimensionado de líneas de refrigerante

9.1.1 Generalidades

Generalmente hay tres puntos importantes a considerar:

- Costo inicial.
- Operación económica.
- Operación optima.

El **sobredimensionado** de las líneas de refrigerante si bien tendría beneficios en la operación económica de la instalación sería a costa de un incremento en el costo inicial debido a la mayor cantidad de materiales utilizados, el incremento en el costo de construcción y en la aislación de las líneas.

En las instalaciones de freón el resultado de sobredimensionar puede llevar a una incorrecta operación del sistema. El freón puede disolver el aceite lubricante y es imposible de evitar que pequeños volúmenes de aceite se escapen durante la etapa de compresión.

Las líneas deberían ser diseñada de manera que el aceite que entre no quede atrapado en ningún punto del circuito y que sea transportado de regreso al compresor junto con el líquido refrigerante. Esto significa que existe una velocidad mínima y un diámetro máximo que debe ser mantenido en los tramos verticales de los circuitos.

En instalaciones con regulación de capacidad o con más de un compresor operando sobre una línea en común, la demanda para una velocidad mínima la cual se aplica también para una carga mínima puede algunas veces derivar en pérdidas de presión a máxima carga. En este caso se usa un arreglo especial de cañerías (Doble o triple montante) a menos que el periodo a mínima carga sea de muy corta duración y los problemas del aceite puedan despreciarse tomándose en cuenta para el diseño solo las pérdidas de presión.

El **subdimensionado** de las líneas de refrigerante naturalmente reduciría el costo inicial pero trae aparejado dificultades en la operación tanto a nivel tecnológico como económico.

Líneas de descarga: El Subdimensionado de estas líneas incrementaría la relación de compresión. Esto afecta la operación económica, pero el principal inconveniente es el resultado del incremento de la temperatura de descarga del gas, la cual en instalaciones con altas relaciones de compresión (especialmente R717 y R22) puede llevar a la descomposición del aceite lubricante y con esto a un incremento de los costos de mantenimiento.

Líneas de líquido: El subdimensionado de estas líneas puede llevar a la evaporación de parte del refrigerante antes de alcanzar la válvula de expansión lo cual reduciría la presión disponible para la inyección de líquido en el evaporador reduciendo de esta manera la capacidad de la válvula de expansión. Esto es particularmente importante para instalaciones con pequeños subenfriamientos del líquido o con líneas de líquido de gran longitud.

Líneas de succión: El subdimensionado de estas líneas forzaría el funcionamiento del compresor con una innecesariamente baja presión de succión para mantener la temperatura de evaporación, como consecuencia se ve reducida la capacidad del compresor. Este efecto es especialmente pronunciado en instalaciones a baja temperatura, donde pequeñas diferencias de presión se corresponden con grandes diferencias de temperaturas. En tales instalaciones la importancia de la regulación de la presión de succión y por ende las pérdidas de presión de una línea simple debería ser cuidadosamente considerada. Además el subdimensionado de las líneas de succión aumenta la relación de compresión con el consecuente incremento de la potencia consumida y la temperatura del gas de descarga.

9.1.2 Dimensionado de líneas

La cañería adoptada será realizada en acero al carbono tipo SCH 40 c/c. De diámetros normalizados según norma DIN.

En cuanto al dimensionado de las cañerías de refrigeración se divide según dos criterios:

1. Cañería de impulsión de líquido
2. Cañería de retorno de servicios, succión y descarga de compresores

1. La cañería de impulsión de líquido se calcula en función de caudal y velocidades.

Para esto se utiliza la siguiente relación:

$$\Phi_c = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}$$

Donde:

- Q = caudal en ese tramo
- v = velocidad del fluido. Adoptando una velocidad de 1[m/s]

El caudal de líquido refrigerante mínimo necesario para cada servicio se determina de la siguiente forma:

$$G = \frac{Q_{nec.}}{\Delta i} \quad \Delta i = I_{vap.} - I_{liq.} \quad Q = G \cdot V_{esp.}$$

Donde:

- G = caudal másico [Kg/h]
- $Q_{nec.}$ = capacidad frigorífica necesaria [Kcal/h]
- $I_{vap.}$ = 145.6 [Kcal/Kg] entalpía del vapor a la temp. de evaporación (-33 °C)
- $I_{liq.}$ = 108.15 [Kcal/Kg] entalpía del líquido a la temp. antes de exp. (28 °C)
- $V_{esp.}$ = 0.717 [lts/Kg] volumen específico

En la siguiente tabla se detallan los distintos diámetros de cañería adoptados y su corrección de acuerdo a su longitud equivalente:

Tramo	Qnec. [Kcal/h]	Δi [Kcal/Kg]	G [Kg/h]	Vesp. [l/Kg]	Q [l/h]	Tasa de recirc.	Qrec. [l/h]	v [m/s]	D [mm]
Salida de separador	160000	37.45	4272	0.717	3063	3	9190	1	
Colector admisión de bombas	160000	37.45	4272	0.717	3063	3	9190	1	
Colector descarga de bombas	160000	37.45	4272	0.717	3063	3	9190	1	
Líquido a túnel	45000	37.45	1202	0.717	862	3	2585	1	
Líquido a bodegas	25000	37.45	668	0.717	479	3	1436	1	

2. Las líneas de retorno de servicios, succión y descarga de compresores se dimensionan de acuerdo a las siguientes tablas de SABROE (sizing of refrigerant lines).

DIAGRAMAS: Los diagramas A₂, B y C están destinados a seleccionar líneas de succión, descarga y líquido para R22.

El diagrama A₂ está basado en una temperatura de condensación de 38 °C, a una longitud de cañería de 30 mts. y una pérdida de presión correspondiente a una caída de temperatura de:

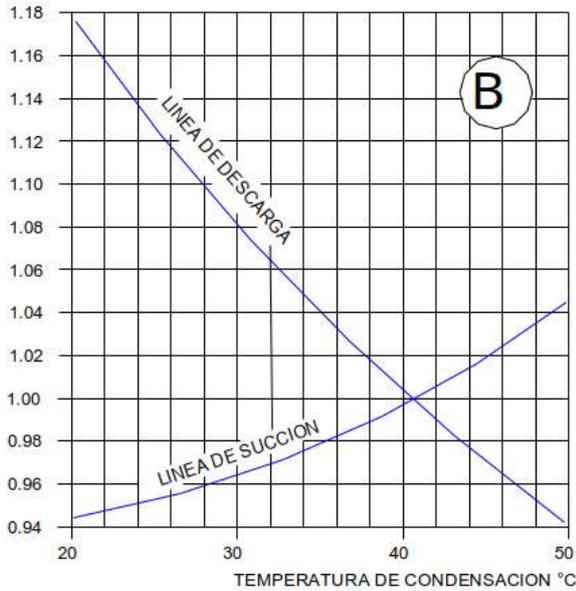
Tramo	Longitud [m]	Pérdida de presión [kg/cm²]	Temperatura [°C]
-------	--------------	-----------------------------	------------------

Asumiendo estas pérdidas Standard de presiones, el mínimo diámetro de las distintas líneas es tomado del gráfico A₂ y corregidas de acuerdo a los gráficos

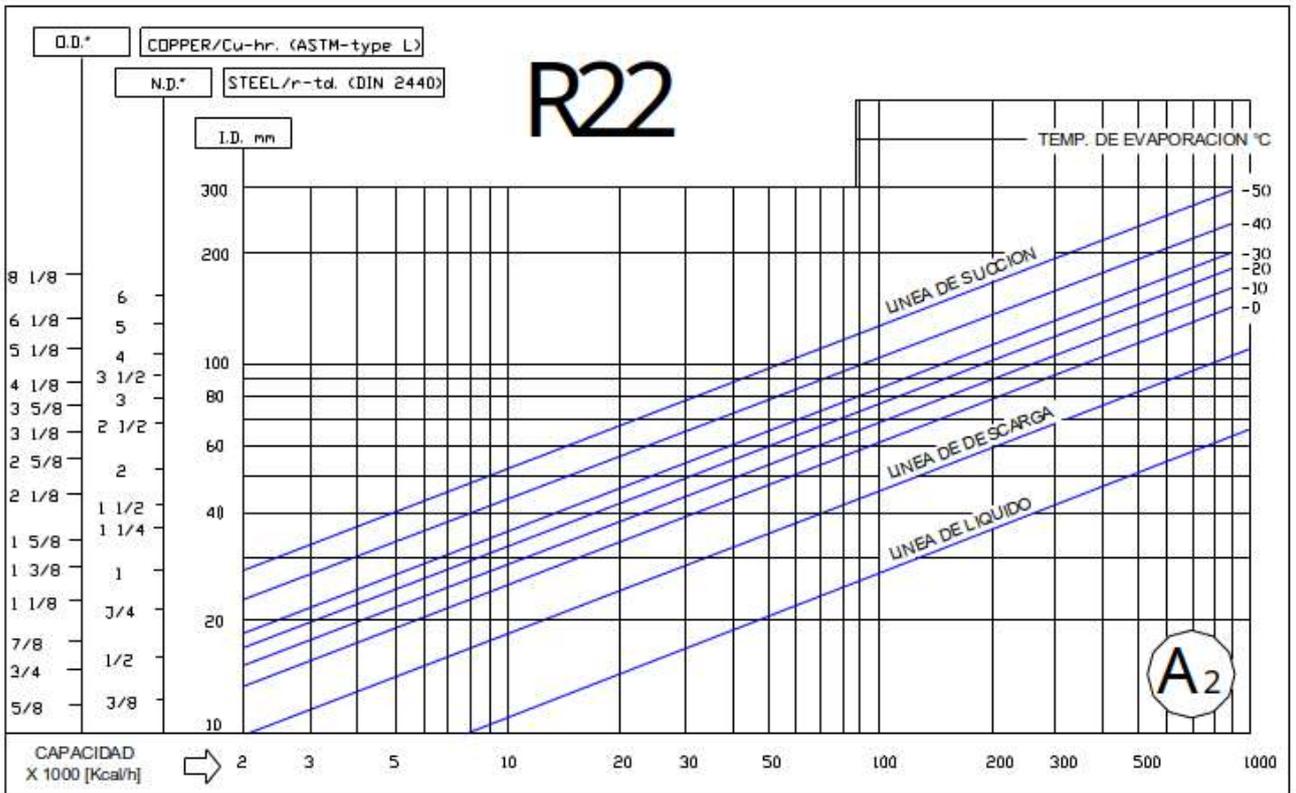
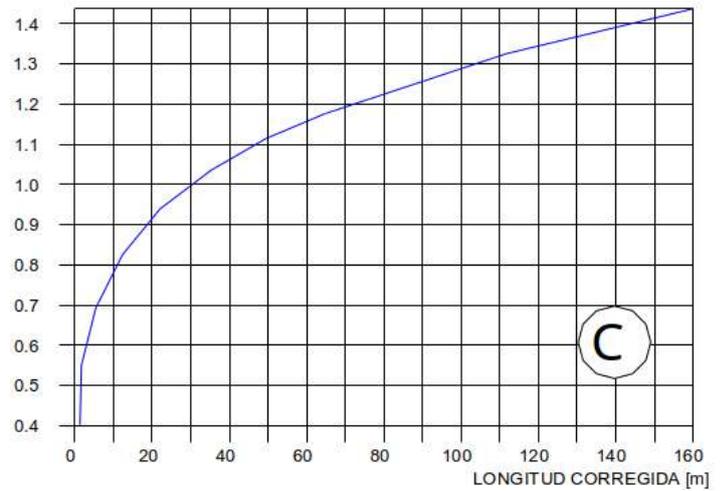
B y C correspondiente a la desviación de temperatura de condensación y longitud de cañería anteriormente mencionadas.

La correcta longitud de cañería es la suma total de la actual longitud de cañería y la longitud equivalente correspondiente a las simples resistencias que se oponen al flujo como por ejemplo; válvulas, accesorios, codos, etc.

FACTOR DE CORRECCION K₂



FACTOR DE CORRECCION K₁



Diagramas cortesía de *sizing of refrigerant lines* (SABROE)

En la siguiente tabla se detallan el dimensionado de las distintas líneas:

Tramo	Cap [Kcal/h]	Tem	Diámetro [mm]	Long [m]	Nº valv	Nº codos	Long. equiv. [m]	k1	k2	Diám Corre (mm)
Línea de succión húmedo										
Retorno Túnel 3	45000	-33	67	21	1	2	30	1	0.95	64
Retorno Túnel 2	45000	-33	67	16	1	2	26	0.95	0.95	60.4
Retorno Túnel 1	45000	-33	67	7	1	1	16	0.85	0.95	54.1
Retorno bodeg.	25000	-25	48	13	3	5	39	1.05	0.95	48
Colector gral.	160000	-33	110	3	1	1	20	0.92	0.95	96.1
Línea de succión compresores										
Colector comp.	176000	-33	115							
Compresor 1	35000	-33	60							
Compresor 2	70500	-33	78							
Compresor 3	70500	-33	78							
descarga de compresores										

Nota: tanto la línea de succión como la de descarga de los compresores no se corrige dado que la suma de todas las longitudes, codos, y accesorios no alcanzan a llegar a los 30mts, por lo que es despreciable su pérdida de carga.

9.2 Elección de válvulas

A continuación se describen cada una de las válvulas y filtros utilizados en la instalación. En el apéndice Válvulas se presenta toda la información técnica referida a las mismas.

9.2.1 Válvulas de paso

Las válvulas de paso de los distintos circuitos, serán seleccionadas de acuerdo al diámetro de la cañería que las contengan. Las conexiones se sueldan a tope directamente en la línea.

Todas las válvulas de paso poseen un asiento de teflón y constan de cierre opuesto para reemplazar la empaquetadura de anillos de teflón, en operación, cualquiera sea la presión de trabajo. Son aptas para trabajar con todos los refrigerantes comunes, gases y líquidos no corrosivos, que



evolucione en rangos de temperaturas de -50 °C hasta +150 °C; admitiendo una presión máxima de operación de 25 Kg/cm².

Tipo	Marca	Modelo	Diámetro (pulg)	Cantidad
Válvula de paso	HECAM	VS 5	5"	2
Válvula de paso	HECAM	VS 3	3"	6
Válvula de paso	HECAM	VS 2 1/2	2 1/2"	3
Válvula de paso	HECAM	VS 2	2"	5
Válvula de paso	HECAM	VS 1 1/2	1 1/2"	10
Válvula de paso	HECAM	VS 1 1/4	1 1/4"	15
Válvula de paso	HECAM	VS 3/4	3/4"	18
Válvula de paso	HECAM	VS 1/2	1/2"	6

9.2.2 Válvulas de regulación manual

Las válvulas de regulación seleccionadas son de la marca Danfoss tipo REG. Estas válvulas son de paso recto y paso en ángulo, las cuales en posición cerrada actúan con válvulas de cierre convencionales.



Las válvulas REG están equipadas con caperuza y tienen un asiento interno que permite el cambio del vástago de sellado cuando la válvula está aún bajo presión.

Estas válvulas son aptas para todos los gases refrigerantes comunes, gases o líquidos no corrosivos, mientras tengan una temperatura entre -50°C y +150°C. Estas unidades pueden trabajar sometidas a una presión máxima de 25 Kg/cm².

Estas válvulas serán ubicadas en las líneas de líquido a la entrada de cada evaporador y en la entrada de líquido al separador de recirculado, su función será la de regular el paso de líquido refrigerante de acuerdo a la capacidad instalada de cada uno.

Ubicación	cap[Kcal/h]	Caudal másico [Kg/h]	Nº de recirculado	Caudal másico recirc. [Kg/h]	Marca	
Separador	160000	4272	1	4272	Danfoss	RE
Túneles ¹⁾	11250	215.5	3	646.5	Danfoss	RE

Nota de pedido

- Válvula de regulación manual
Cantidad dos (2)
Marca Danfoss
Modelo REG 25 cono N°6
- Válvula de regulación manual
Cantidad doce (12)
Marca Danfoss
Modelo REG 25 cono N°4
- Válvula de regulación manual
Cantidad dieciséis (16)
Marca Danfoss
Modelo REG 10 cono N°1

9.2.3 Válvulas de retención

Estas válvulas serán ubicadas en la salida como en la entrada de cada compresor, evitando de esta forma cualquier retorno de refrigerante durante la parada de algunos de estos. También serán instaladas en las líneas de ingreso de líquido cada evaporador, debido al empleo de gas caliente como sistema de descongelamiento. Estas válvulas de retención poseen conexiones que se sueldan directamente en línea, pudiendo funcionar perfectamente cualquiera fuera su posición (vertical u horizontal). Estas válvulas son aptas para todos los gases refrigerantes comunes, gases o líquidos no corrosivos, mientras tengan una temperatura entre -50°C y +150°C. Estas unidades pueden trabajar sometidas a una presión máxima de 25 Kg/cm².



Nota de pedido

Tipo	Marca	Modelo	Diámetro (pulg)	Cantidad
Válvula de retención	HECAM	VR 3	3"	2
Válvula de retención	HECAM	VR 2 1/2	2 1/2"	1
Válvula de retención	HECAM	VR 2	2"	2
Válvula de retención	HECAM	VR 1 1/2	1 1/2"	4
Válvula de retención	HECAM	VR 1 1/4	1 1/4"	3
Válvula de retención	HECAM	VR 3/4	3/4"	12

9.2.4 Válvulas de seguridad

Serán instaladas sobre todos los recipientes de presión: separador de líquido, condensadores y receptor. Estas válvulas de seguridad serán del tipo



dual, y constituyen un medio eficiente y seguro para la descarga de fluido cuando se sobrepasan los límites prefijados. No requieren regulación alguna, ya que se calibran en fábrica según pedido.

Están provistas de una válvula de dos cierres para su eventual inspección o sustitución sencilla.

Según el recipiente en el cual se instalarán será su calibración. Por lo tanto las válvulas instaladas en el recibidor como en los condensadores estarán calibradas a una presión de 18 bar en tanto que la instalada en el separador de líquido será a 12 bar

Nota de pedido

- Válvula de dos cierres
Cantidad cuatro (4)
Marca Danfoss
Modelo DSV1, N° de código: **149F3005**.
- Válvula de seguridad
Cantidad seis (6)
Marca Danfoss
Modelo SFA 15T218, N° de código: **148F3218**.
Ajuste de presión: 18 bar
- Válvula de seguridad
Cantidad dos (2)
Marca Danfoss
Modelo SFA 15T212, N° de código: 148F3212.
Ajuste de presión: 12 bar

9.2.5 Válvulas solenoides

Estas válvulas serán instaladas sobre las líneas de líquido de cada túnel y en la del separador de líquido. Con respecto a las instaladas sobre los túneles, su función será la de cortar el suministro de líquido refrigerante una vez alcanzado la temperatura deseada y la instalada sobre la línea de líquido del separador, habilitar o no el ingreso de líquido refrigerante de acuerdo al la señal que provenga del control de nivel de trabajo.

Las válvulas solenoides seleccionadas serán de la marca Danfoss tipo EVRA aptas para líquido, succión y gas caliente de líneas con amoníaco o refrigerantes fluorados.

Datos técnicos

- Refrigerante = R 717 (NH₃), R22, R134a, R404A, R12, R502, etc.



- Rango de temperatura = -40 a +105 °C con bobinas de 10 o 12 W. Máximo 130 °C durante descongelamiento por gas caliente.
- Máxima presión de trabajo = 28 bar
- Tensión de bobina = 12 V (50 Hz)
- Tipo de conexión = Bridas soldadas, diámetro 1"

En la siguiente tabla se detallan los modelos usados y sus características técnicas:

Ubicación	cap[Kcal/h]	Tipo de fluido	Marca	Solenoide modelo	cap[K
Túnel N°1 ¹⁾	45000	Líquido	Danfoss	EVRA 15	201
Túnel N°2 ¹⁾	45000	Líquido	Danfoss	EVRA 15	201
Túnel N°3 ¹⁾	45000	Líquido	Danfoss	EVRA 15	201

Nota de pedido

- Válvula solenoide
 Cantidad cuatro (4)
 Marca Danfoss
 Modelo EVRA 25 con operación manual, N° de código: **32F3076**.
 + Set de bridas para soldar, N° de código: **27N1225** .
 + Bobina con caja terminal, 12 V, 50 Hz, N° de código: **18Z6706**

9.2.6 Válvulas reguladoras de presión

Las válvulas seleccionadas son de la marca Danfoss tipo PM, especialmente desarrolladas para regular presión y temperatura en refrigeración. PM es una válvula principal operada con válvulas pilotos externos enroscados o montados sobre la válvula principal. Esta válvula es usada en plantas de refrigeración con: evaporación seca, recirculado por bombas y circulación natural.

La regulación es disponible en dos variantes, PM 1 y PM 3. PM 1 esta designada para aceptar un solo tipo de piloto mientras que la PM 3 puede aceptar tres, permitiendo de esta forma varias funciones con una misma válvula principal.



Una válvula tipo PM 3 se instalará en la línea de retorno general de bodegas y dispone de dos estados: uno es la de regular la presión para una temperatura de evaporación de $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, reduciendo de esta manera un elevado salto de temperatura que ocasionaría un prematuro bloqueo del aletado de las serpentinas por acumulación de hielo y el otro es de apertura total. Estos dos estados son gobernados por medio de un solenoide.

Una válvula tipo PM 1 se instalará entre los colectores de succión y descarga de las bombas de recirculado. Su función será la de mantener la presión de descarga cte. para los distintos servicios.

También se instalarán válvulas tipo PM 1 en el circuito de descongelamiento de los túneles de congelado. Su función será la de asegurar una presión cte. en el interior del evaporador, durante el proceso de descongelamiento. Estará reguladas a una presión de alrededor de 6 Kg/cm^2 , donde la temperatura correspondiente a esta presión de unos $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, suficientes para lograr el descongelamiento del evaporador.

Datos técnicos

- Refrigerante = R 717 (NH_3), R22, R134a, R404A, R12, R502, etc.
- Rango de temperatura = -50 a $+140\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Máxima presión de trabajo = 28 bar
- Máxima presión de prueba = 42 bar
- Tipo de conexión = Bridas soldadas.

En la siguiente tabla se detallan los modelos usados y sus características técnicas:

Ubicación	cap[Kcal/h] de servicio	Tipo de fluido	Marca	modelo	cap[KW]
Retorno bodegas	25000	Vapor + líquido	Danfoss	PM 3-40	32
Descongelamiento túnel N°1 ¹⁾	30000	Gas caliente	Danfoss	PM1-15	40
Descongelamiento túnel N°2 ¹⁾	30000	Gas caliente	Danfoss	PM1-15	40
Descongelamiento túnel N°3 ¹⁾	30000	Gas caliente	Danfoss	PM1-15	40
Bombas recirculado ²⁾	260000	Líquido	Danfoss	PM1-32	399

¹⁾ Se adopta de acuerdo a la capacidad de la cañería, donde para un d corresponde una capacidad de 30000 Kcal/h para líneas de descarga (dimensionado de líneas de SAEF)

Válvulas pilotos para válvulas principales PM

modelo	Tipo de piloto	Descripción	Max. presión de trabajo (bar)
PM 3-40	EVM	Normalmente cerrada (NO)	35
	CVP (LP)	Control de presión por válvula piloto	17

Nota de pedido

- Válvula reguladora
Cantidad una (1)
Marca Danfoss
Modelo PM 3-40, N° de código: **27F1034**.
+Válvula piloto EVM, N° de código: **27B1120**.
+Válvula piloto CVP (LP), N° de código: **27B1101**.
+ Set de bridas para soldar, N° de código: **27N2450** .
+ Bobina con caja terminal, 12 V, 50 Hz, N° de código: **18Z6706**

- Válvula reguladora
Cantidad tres (3)
Marca Danfoss
Modelo PM 1-15, N° de código: **27F1056**.
+Válvula piloto CVP (LP), N° de código: **27B1100**.
+ Set de bridas para soldar, N° de código: **27N1225** .

- Válvula reguladora
Cantidad una (1)
Marca Danfoss
Modelo PM 1-32, N° de código: **27F1011**.
+Válvula piloto CVP (LP), N° de código: **27B1100**.
+ Set de bridas para soldar, N° de código: **27N2340** .

9.2.7 Filtros

Se instalarán filtros del tipo malla metálica recuperable para cada válvula solenoide, estos filtros serán adoptados según el fabricante de estas válvulas.

Nota de pedido



- Filtro p/EVRA 15
Cantidad tres (3)
Marca Danfoss
Modelo FA 15, N° de código: **6-0043**.
+set de bridas 1" para soldar , N° de código: **6-1153**.
- Filtro
Cantidad uno (1)
Marca Danfoss
Modelo FA 25, N° de código: **36B0001**.

Se instalará un filtro deshidratador sobre la salida de la línea de líquido del receptor, su función será la de eliminar el posible contenido de agua en el refrigerante.



Nota de pedido

- Filtro
Cantidad uno (1)
Marca Danfoss
Modelo DCR 04811, N° de código: **23U1054**.

Referencia Bibliográfica:

- Tabla de cálculos SABROE (sizing of refrigerant lines).
- Controles Automáticos para Plantas de Refrigeración y Sistemas de Aire Acondicionado DANFOSS
- Apuntes de cátedra Instalaciones Termomecánicas, Ing, Ramón Cruz.

Control y operación

10.1 Túneles de congelamiento

10.1.1 Descripción del control y puesta en marcha

La puesta en marcha de los túneles de congelamiento es realizada por medio de una botonera de arranque-parada de emergencia. Para el control de la temperatura de la mercadería se instalará un termostato digital por túnel, con una sonda del tipo aguja para tomar la temperatura interna del cuerpo del pescado.

Este termostato gobierna la válvula solenoide de ingreso de líquido y la parada de los electro-ventiladores, que al alcanzar la temperatura ajustada en el mismo, cierra la válvula solenoide y luego de un retardo establecido (de aproximadamente de 10 min) desenergiza las bobinas de los contactores de los electro-ventiladores, para la parada del túnel.

El objetivo de este retardo, es el de permitir evaporar el volumen de líquido refrigerante contenido en los evaporadores del túnel, antes de efectuar la maniobra de descongelamiento.

En el esquema de control del túnel se consideraron dos posibles eventos de parada ajenos al funcionamiento normal del mismo: una por la apertura intencional de alguna de las puertas del mismo y otra por la parada de emergencia del túnel. (ver esquema funcional Plano N° 11 y 12 y Esquema circuito R-22 Plano N° 1)

10.1.2 Descongelamiento de evaporadores de túnel

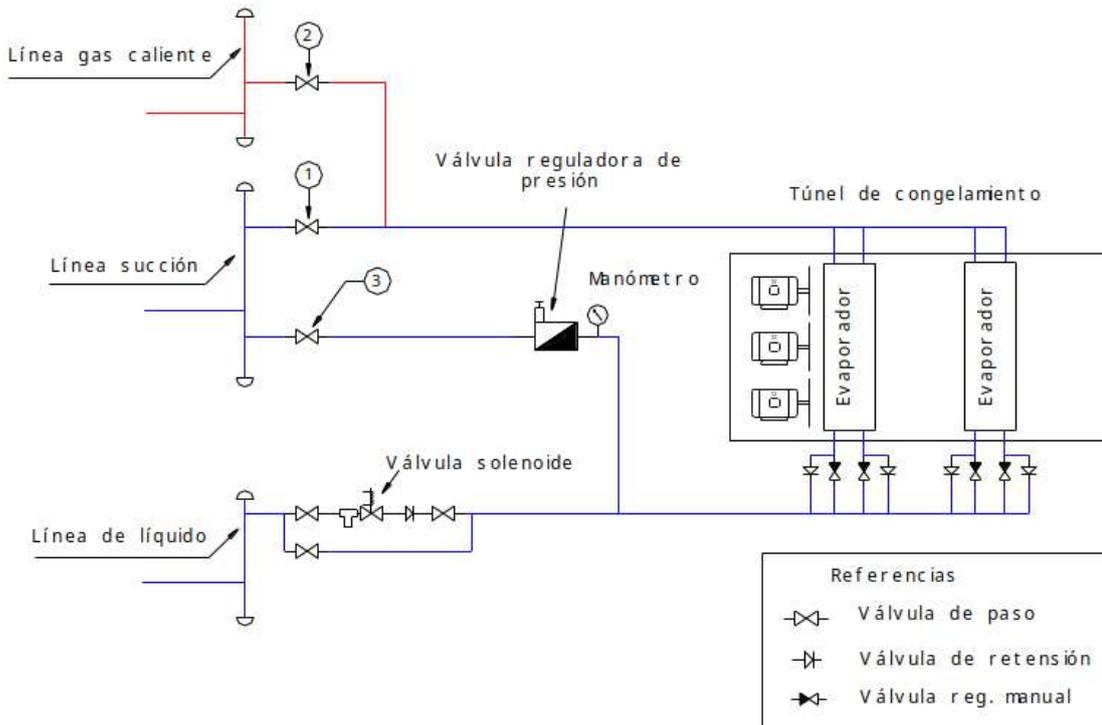
El descongelamiento del túnel es llevado a cabo durante la descarga de la mercadería contenida en el mismo. La forma de descongelamiento del evaporador es por medio de gas caliente proveniente de la línea de descarga de los compresores.

Esta operación es realizada de forma manual por medio de un operario calificado, siguiendo los siguientes pasos:

1. Cerrar válvula de succión túnel (válvula n°1).

2. Abrir lentamente la válvula de descarga gas caliente(válvula nº2).
3. Verificar que la presión que indica el manómetro de la válvula reguladora de presión se mantenga en el orden de 6kg/cm².
4. Transcurrido el descongelamiento total de los evaporadores se procede a cerrar la válvula 2 y abrir la válvula 1 respectivamente (ver plano).

Nota: los 6kg/cm² se corresponde a una temperatura de 5°C del refrigerante FREON 22.



El efecto que tiene la formación de hielo en los evaporadores de los túneles se traduce en una disminución de la transferencia de calor entre el aire y el evaporador con la consecuencia de aumentar los tiempos de operación del túnel.

10.2 Cámaras de refrigeración

10.2.1 Descripción del control y maniobra

El control de la temperatura de evaporación de todas la cámaras (bodegas de carga), es realizado a través de una válvula reguladora de presión instalada en la línea de retorno al separador de líquido, como la descrita en el capítulo de Líneas y válvulas y a través del cuadro de control del compresor en función de la temperatura de succión del mismo.

El regulador utilizado es una válvula PM3 de la marca Danfoss, esta es una válvula principal servo accionada en la que sus funciones están determinadas por las válvulas piloto utilizadas.

En este caso en particular esta válvula cuenta con dos estados posibles, en donde mantiene una regulación de presión constante combinado con una apertura total de la válvula a través de una señal eléctrica.

La justificación del uso de esta válvula es posibilitar trabajar en la instalación con dos presiones de evaporación diferentes (1.35 Kg/cm² para los túneles y 1.96 Kg/cm² para las cámaras), o hablando de temperaturas, -33 °C y -25 °C respectivamente.

Cuando los túneles están trabajando, esta válvula regula a la presión de evaporación de cámaras en unos -25 °C.

En momentos que los túneles estén fuera de servicio, (como por ejemplo en momentos en que el buque completa su carga) la apertura de esta válvula es total y la temperatura de evaporación de bodegas es controlada por la presión de succión de los compresores y evitando de esta forma una sobrecarga del compresor de mantenimiento de cámaras.

La temperatura de cámaras es censada a través de sondas de temperatura tipo PT-100 y su lectura es realizada a través de un termómetro digital marca CAREL modelo IR-32 M dicho modelo tiene la opción de utilizar dos sondas simultáneamente y visualizar de esta manera la temperatura de dos puntos diferentes de la cámara.

Dichos termómetros digitales (uno por cámara) se ubicarán en el puente del barco.

10.2.2 Descongelamiento serpentinas de cámaras

Para las bodegas no se utiliza un sistema de descongelamiento forzado. Esto es debido a que como la mercadería ingresa a la bodega ya congelada, es despreciable la cantidad de humedad que es posible extraerle a la misma y por lo tanto, la cantidad de hielo a formarse en el evaporador no cobra la misma relevancia que en los túneles de congelamiento.

Es por este motivo y por el echo que no es posible descongelar las serpentinas de la bodega con parte de mercadería adentro, que este proceso se realiza de manera natural con la instalación frigorífica detenida y con el barco en puerto al momento de descargar la mercadería.

10.3 Separador de líquido

10.3.1 Control de niveles de líquido refrigerante

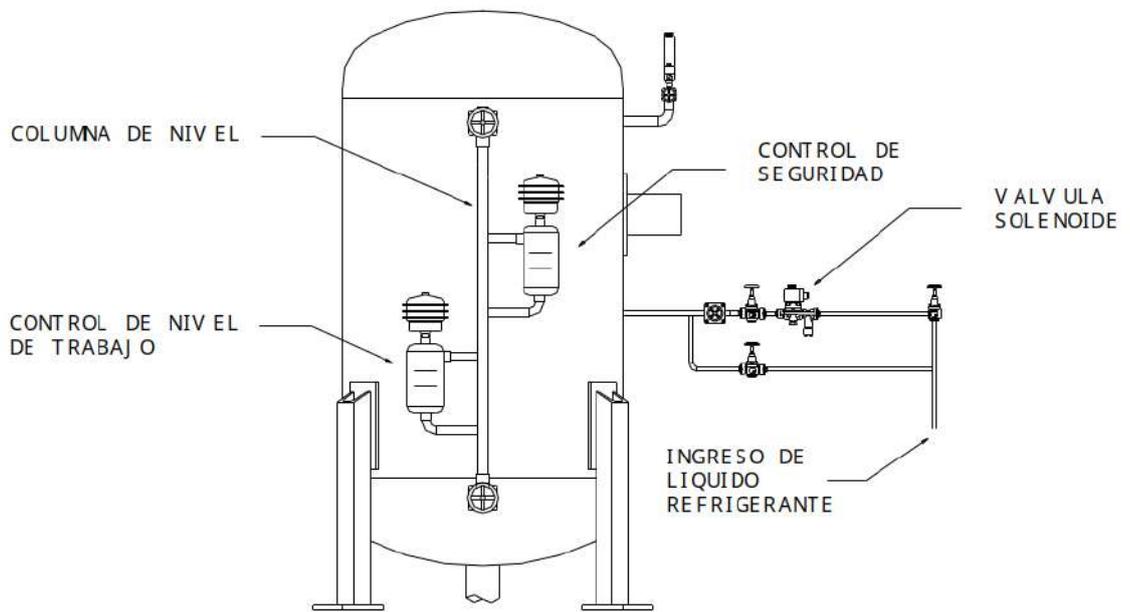
El separador de líquido, como ya se ha mencionado el capítulo 5, debe mantener un nivel de trabajo del líquido refrigerante, para esto cuenta con dos controles de nivel.

- Control de nivel de trabajo.
- Control de nivel máximo o de seguridad.

El propósito del control de nivel de trabajo es el de actuar sobre la válvula solenoide que gobierna el ingreso de líquido refrigerante al separador de líquido y mantener un nivel constante.

El propósito del control de nivel máximo es el de actuar sobre la parada total de la instalación en caso de falla del control de nivel de trabajo. Tratando de evitar que el líquido refrigerante llegue a la succión de los compresores con la consecuencia que traería esto.

El control utilizado es del tipo magnético, en donde por su principio de funcionamiento, elimina todos los problemas de otros sistemas, como ser: fuelles o diafragmas deteriorados, prensaestopas atascados o con pérdidas, etc. presentando la ventaja de contener los dispositivos mecánicos y eléctricos sobre la columna de nivel.



10.3.2 Características técnicas de los controles de nivel

Su principio de funcionamiento consiste en censar la altura del nivel de líquido refrigerante por medio de un flotante el cual desplaza un manguito por el interior de una bobina, esta variación de nivel es traducida en un variación del flujo magnético en el interior de la bobina y por medio de un dispositivo eléctrico se tiene una salida a relé de contactos secos.

Entre sus características principales se destacan:

- Cuerpo de acero soldado
- Conjunto de vástago y flotante de acero inoxidable AISI 304
- Pantalla amortiguadora para proteger al flotante y vástago de los cambios bruscos de nivel
- Cabezal hermético a prueba de intemperie IP65
- Peso aproximado: 8.7 Kg



- Temperatura mín.: -45 °C
- Temperatura máx.: 100 °C

Nota de pedido

- Cantidad: dos (2)
- Marca: JEFFERSON
- Modelo: 13492S
- Tipo de contactos: secos
- Cantidad de contactos: uno (1)
- Carga máxima: 10 A

10.4 Bombas de recirculado

10.4.1 Descripción del funcionamiento de las bombas de recirculado.

El sistema de recirculado consta de tres bombas, el caudal total es provisto por dos de estas y se deja una restante como respaldo.

La prioridad de funcionamiento de las mismas se realiza de forma manual a través de una llave predispositora de tres posiciones: manual-automático-fuera de servicio.

A continuación se describe el esquema de funcionamiento de las mismas.

Bomba N° 1: se encuentra en funcionamiento continuo (llave predispositora en manual).

Bomba N° 2: El control de arranque _ parada es realizado por medio de un presostato (llave predispositora en automático) que censa la presión a la salida del colector de las bombas (esta presión varia en función de la cantidad de servicios en marcha).

Bomba N° 3 : Se encuentra disponible como reserva. (llave predispositora en fuera de servicio)

De acuerdo a la cantidad de horas de servicio de cada bomba, será el operario el que deberá cambiar la configuración de las mismas de manera de asegurar que la cantidad de horas de servicio de cada bomba sean las mismas para cada una de ellas.

Por medio de indicadores luminosos es conocido el estado de las bombas: marcha, parada, falla.

Paralelo a las bombas se encuentra una válvula reguladora de presión cuyo propósito es mantener una presión constante en la descarga de bombas, de acuerdo a las variaciones de la capacidad de carga de la instalación.

Ver esquema funcional Plano N° 13 y 14 y Esquema circuito R-22 Plano N° 1

10.4.2 Elementos de control

El Presostato utilizado es del tipo automático, regulado a una presión absoluta de aproximadamente 1.5 kg/cm², por debajo de este valor entra en funcionamiento la correspondiente bomba.

Características:

- Rango de regulación: -0.2 a 7.5 bar
- Diferencial de presión: 0.7 a 4 bar
- Reset : automático
- Conexión: ¼" flare

Nota de pedido

- Marca: Danfoss
- Modelo: KP 1
- N° código: 60-1101

La válvula reguladora utilizada es una PM1 marca Danfoss, como la descrita en el capítulo 9. Será regulada de manera de tener una presión absoluta de descarga de bombas de 2 Kg/cm².

10.5 Bombas de agua de condensadores

10.5.1 Descripción de funcionamiento de las bombas de agua de condensadores

El sistema de bombeo de agua de mar para los condensadores consta de tres bombas, el caudal total es provisto por dos de estas y se deja una restante como respaldo.

La prioridad de funcionamiento de las mismas se realiza de forma manual a través de una llave predispositora de tres posiciones: manual-automático-fuera de servicio.

A continuación se describe el esquema de funcionamiento de las mismas.

Bomba N° 1: se encuentra en funcionamiento continuo. (Llave predispositora en manual).

Bomba N° 2: El control de arranque _ parada es realizado por medio de un presostato que censa la presión de descarga de los compresores. (Llave predispositora en automático).

Bomba N° 3 : Se encuentra disponible como reserva. (Llave predispositora en fuera de servicio)

Cada una de las bombas cuenta con un contador de horas de servicio.

De acuerdo a la cantidad de horas de servicio de cada bomba será el operario el que deberá cambiar la configuración de las mismas de manera de asegurar que la cantidad de horas de servicio sean las mismas para cada una de ellas.

Por medio de indicadores luminosos se indicara el estado de las bombas: marcha, parada, falla.

Ver esquema funcional Plano N° 15 y 16 y Esquema frigorífico Plano N° 1

10.5.2 Elementos de control

El Presostato utilizado es del tipo automático, regulado a una presión de aproximadamente 11kg/cm², por sobre de este valor entra en funcionamiento la correspondiente bomba.

Características:

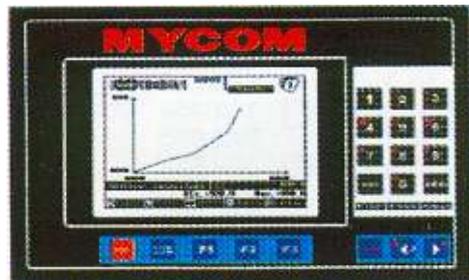
- Rango de regulación: 8 a 28 bar
- Diferencial de presión: 1.8 a 6 bar
- Reset : automático
- Conexión: ¼" flare

Nota de pedido

- Marca: Danfoss
- Modelo: KP 5
- N° código: 60-1171

10.6 Compresores

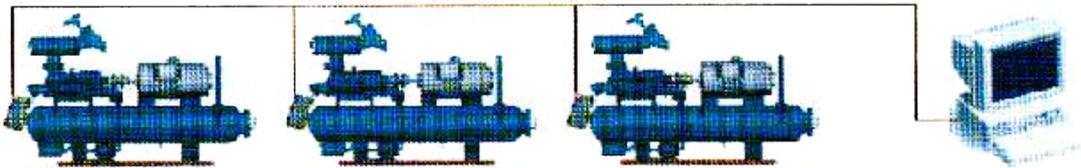
Las unidades compresoras incluyen de fábrica un panel de control y monitoreo completo que permite interconexión en red de las distintas unidades y la lectura y/o ajuste de los siguientes parámetros:



- Presión de succión y descarga de refrigerante, de aceite de compresor y de filtro de aceite.
- Temperatura de succión, descarga y de aceite.
- Set-point de presión de operación, alarma de parada de unidad.
- Control de capacidad del compresor por P.I.D.
- Control y límites de corriente de motor eléctrico de accionamiento de compresor.
- Puerto RS232 o RS485 para comunicación con supervisión central a través de protocolo de comunicación serie a 9600 y 19200 baudios .

- Grabación automática de pantalla de estados cada 15 minutos de operación normal (90 últimos registros).
- Grabación automática de pantalla de estados a cada alarma o falla.
- Grabación de tiempo de operación, consumo de energía diario.
- Contraseñas de acceso para diversos niveles de alteración de parámetros de operación.
- Modos de operación: manual, local automático y remoto automático.

Todas las señalizaciones de los eventos que involucren al compresor se realizaran a través del panel de control del mismo.



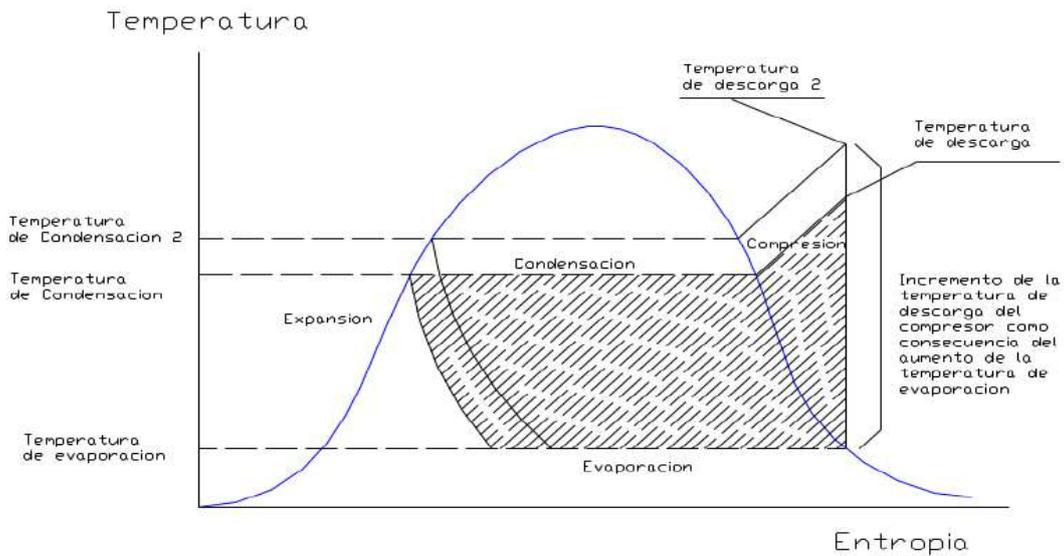
Presión de aspiración

En lo que se refiere a la regulación por parte del compresor de la masa refrigerante requerida en la instalación, dado que la misma varía con la carga (mercadería) se realiza a través del control P.I.D con el que viene equipado el compresor y que controla la presión de aspiración del mismo, coincidente con la presión de evaporación de la instalación.

Presión de descarga

La razón por la que puede ocurrir esto es por la salida de servicio de las bombas de agua de mar lo que aumentaría la temperatura de condensación y por lo tanto también lo hará la presión de descarga del compresor.

En el siguiente diagrama Temperatura-Entropía se observa la consecuencia que traería aparejado la ausencia de control de capacidad. Al aumentar la temperatura de condensación a T2, se incrementa la temperatura de descarga del compresor y se deben reducir los tiempos de cambio de aceite del compresor si no se quiere disminuir su vida útil.



10.7 Primera puesta en marcha de la Instalación

10.7.1 Pruebas de estanqueidad

Todo elemento del equipo frigorífico, incluido los indicadores de nivel de líquido, que formen parte del circuito frigorífico deben ser probados, antes de su puesta en marcha a una presión igual o superior a la presión máxima de trabajo, que dependerá del refrigerante, equipo utilizado y temperatura máxima del ambiente a la que se encuentra expuesta cualquier parte del circuito frigorífico y según pertenezca al sector de alta o baja presión de la instalación, sin que manifieste pérdida o escape alguno del fluido en la prueba.

Se tomará como presión mínima de prueba de estanqueidad del sector de alta presión la de tarado de la válvula de seguridad, en este caso una presión no inferior a los 18 bar.

Se tomará como presión mínima de prueba de estanqueidad del sector de baja a la presión de vapor saturado correspondiente a la temperatura máxima ambiente en el que se encuentren ubicadas cualquiera de las partes constitutivas del mismo. En nuestro caso se toma como presión de prueba de estanqueidad 12.15 bar, que corresponde a la presión de vapor de R-22 a una temperatura ambiente de 30 °C.

10.7.2 Eliminación del contenido de aire y humedad

El contenido de aire en el interior de la instalación frigorífica debe ser eliminado antes de la primera carga de líquido refrigerante. Esta tarea es realizada por medio de una bomba de vacío la cual se conecta su aspiración a la válvula de

carga de líquido refrigerante. Debe procurarse durante esta operación tener abiertas todas las válvulas manuales y automáticas que pudiera tener la instalación.

Periódicamente una vez que la instalación ha sido puesta en operación se deben realizar purgas de aire en la instalación por medio de las válvulas de purga instaladas en los condensadores. Esta operación se debe realizar con la instalación parada.

Durante las primeras horas de puesta en marcha de la instalación se deberán realizar cambios periódicos de los filtros deshidratadores como también la limpieza de los filtros de succión de compresores y reemplazo de los correspondientes a las válvulas solenoides.

10.7.3 Carga de líquido refrigerante

La carga de líquido refrigerante se realiza por medio de una válvula para tal función instalada en la línea de líquido entre el recibidor y el separador de líquido recirculado, su carga es ingresada al sistema por simple diferencia de presión siempre y cuando se cierre la correspondiente válvula de salida de líquido refrigerante del recibidor. Ver plano N°1

10.7.4 Regulación y puesta en régimen de la instalación

Los equipos compresores serán regulados según el protocolo del fabricante, a una presión de succión de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Los demás parámetros como por ejemplo presión y temperatura de descarga, temperatura de aceite son impuestas según manual del compresor.

Las válvulas reguladoras manuales serán instaladas serán reguladas en su apertura según datos técnicos del fabricante para la capacidad requerida y según al buen criterio del personal capacitado.

Las válvulas reguladoras de presión instaladas en las distintas partes serán reguladas en primera aproximación según sigue:

- Presión de descarga de bombas de recirculado 1.5 Kg/cm^2
- Presión de apertura de válvula reguladora del descongelamiento 6 Kg/cm^2
- Presión de regulación de temperatura de evaporación de cámaras a $25\text{ }^{\circ}\text{C}$

Los presostatos instalados en las distintas partes serán regulados en primera aproximación según sigue;

- Presostato reposición automática de descarga de bombas de recirculado 2 Kg/cm^2
- Presostato reposición automática de descarga de compresores 11 kg/cm^2
- Presostato reposición manual de descarga de compresores 14 kg/cm^2

10.8 Aparatos de protección y maniobra de motores eléctricos

10.8.1 Criterio de selección

El criterio de selección de aparataje de maniobra y protección se realizó en función de la potencia del motor a maniobrar y según su tipo de arranque, con cuyo dato se entro en tablas del fabricante contactores y guarda motores,.

Se optó por protecciones del tipo guarda motor y relevo térmico por ser el tipo de protección que mejor se aproxima a la curva de calentamiento del motor. Si bien se puede objetar el uso de la protección magnética (contra cortocircuitos) el costo del motor supera ampliamente el de dicha protección.

En el caso de la protección del motor del compresor de 125 HP, se evaluó la alternativa de un relé de protección electrónico con transformadores de corriente en lugar de la protección guarda motor y relevo térmico, finalmente se opto por esta ultima alternativa dado que técnicamente presentaban la misma funcionalidad pero la diferencia en costo era 30 % superior.

10.8.2 Arranque de motores de compresores

Se optó para el arranque de los motores eléctricos de los compresores el tipo estrella-triángulo, su elección se fundamenta en que el que la unidad compresora entra en operación en vacío, siguiendo un protocolo pre determinado. Por otro lado la inercia del propio accionado (rotores) es relativamente baja por no poseer elementos que almacenen energía como lo son por ejemplo volantes en los compresores del tipo alternativos o de pistón. También se evaluaron otras alternativas de arranques como por ejemplo el del tipo progresivo, pero se descartó por una cuestión de costos.

Los contactores se seleccionaron para tiempos de arranque no superior a los 10 seg. según Manual de Baja Tensión de SIEMENS apartado 9.3.1 como siguen:

- Contactor de línea (K1) para el 58 % de la potencia nominal del motor
- Contactor de triángulo (K3) para el 58 % de la potencia nominal del motor
- Contactor de estrella (K2) para el 33 % de la potencia nominal del motor

En la siguiente tabla se detallan las corrientes para cada contactor según lo anteriormente mencionado.

En la siguiente tabla se detallan los contactores del tipo tripular seleccionado para los distintos motores según la anterior tabla:

		K1	K3	
--	--	----	----	--

En la siguiente tabla se detallan los interruptores automáticos, relevos térmicos y temporizadores para su control protección:
 Los datos pertenecen a la marca Telemecanique del grupo Schneider.

Ver planos de esquemas trifilares y funcionales de los arranques estrella-triángulo de los correspondientes motores eléctricos.

10.8.3 Arranque de motores de bombas y electroventiladores

El arranque eléctrico para estos accionados se realizara en forma directa a la red. Tanto los contactores como los guardamotors y relevos térmicos se eligieron de catalogo en función de la potencia de los motores para la categoría de empleo AC3 (NORMA IEC947-4) que contempla la corriente de arranque (5 a 7In) tomada por motores de tipo jaula de ardilla.

En la siguiente tabla se detallan de acuerdo a la potencia del motor la selección de contactores guarda motores y relevos térmicos.

SERVICIO	POT. [kW]	n	In	CONTACTOR	GUARDAMOTOR	RELEVO TERMICO
Electroventiladores túnel	3	2849	6.2	LC1K09/D09	GV2LE14	LR2K0314
Bombas recirculado	4	1450	8.8	LC1K09/D09	GV2LE14	LR2K0316
Bombas condensadores	4	2903	7.9	LC1K09/D09	GV2LE14	LR2K0316

Los datos pertenecen a la marca Telemecanique del grupo Schneider.

Ver planos de esquemas trifilares y funcionales de los arranques de los correspondientes motores eléctricos.

Referencia Bibliográfica:

- Controles Automáticos para Plantas de Refrigeración y Sistemas de Aire Acondicionado DANFOSS

Capítulo
11

- Catálogo de motores eléctricos CZERWENY
- Manual y catálogo del electricista SCHNEIDER
- Manual de Baja Tensión SIEMENS

Calculo de aislamiento.

11.1 Materiales aislantes

11.1.1 Objetivos

Los objetivos fundamentales de los materiales aislantes en las instalaciones frigoríficas, además de cumplir con la legislación son:

- Facilitar el mantenimiento de la temperatura adecuada en el interior de los recintos o tuberías aisladas, ajustando las pérdidas de calor a valores prefijados por unidad de superficie o longitud.
- Evitar condensaciones.
- Obtener un ahorro energético.

11.1.2 Aspectos a considerar

Algunos aspectos como la resistencia a la compresión del material aislante, su coeficiente de conductividad térmica, su permeabilidad al vapor de agua, su inflamabilidad, su acabado exterior, su peso específico, temperatura admisible para su uso, su posible prohibición desde el punto de vista sanitario, deben tenerse en cuenta al momento de realizar la selección del mismo.

Otros aspectos como el establecimiento de barreras antivapor adecuadas, cámaras de aireación u otros sistemas equivalentes cuando sea necesario y la eliminación de los posibles puentes térmicos que pudieran crearse, también

requerirán un estudio esmerado y un control detallado durante la ejecución de la obra.

Existen varios criterios para realizar el calculo de aislamiento de cualquier superficie a aislar, estos métodos de calculo se enumeración a continuación.

- Fijando la temperatura superficial exterior.
- Fijando el flujo de calor máximo permitido.
- Calculo de espesor económico del aislante.

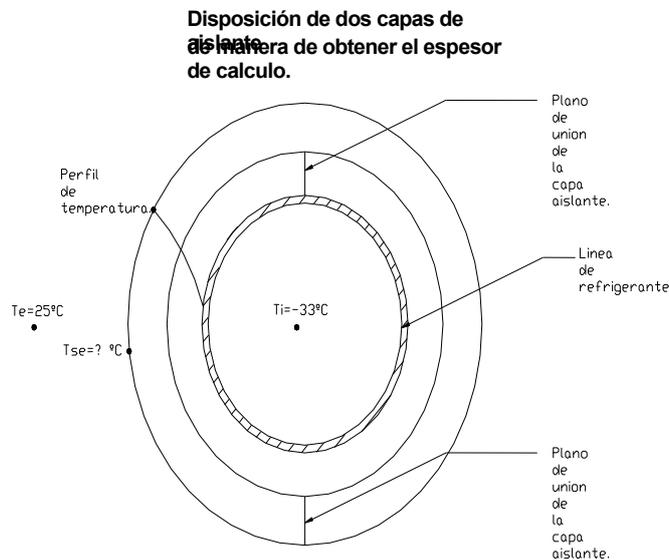
11.2 Líneas

11.2.1 Consideraciones previas

En la practica admitimos que las tuberías que componen las líneas de refrigerante están constituidas por un solo material y bajo este supuesto admitiremos que la resistencia térmica que representa este material al flujo de calor es despreciable frente a la resistencia térmica que ofrecerá el material utilizado para su aislamiento; normalmente, y sobre todo en caso de instalaciones frigoríficas, solo se utiliza una capa de aislamiento por lo que consideraremos una sola capa para realizar su calculo.

11.2.2 Aislación de cañerías

Se aíslan las líneas de alimentación a los evaporadores, la línea de salida de los mismos al separador y la del separador a los compresores. El propósito de realizar esto es evitar sobredimensionar el condensador, dado que el mismo se encuentra a -33°C y tomaría calor del medio que lo rodea. El tipo de material utilizado en la aislación es Espuma Elastomerica de célula cerrada. que suma a sus ventajas técnicas el ser un aislamiento flexible , característica que la diferencia de la aislación térmica con lana de vidrio (elemento cilíndrico rígido de estructura concéntrica y abierto por su generatriz) y reduce los costos de montaje.



Características técnicas

- Coef. de conductividad: 0,029 kcal./m.°C.h.
- Temperatura de trabajo óptima: -40 °C a 115 °C.
- Su estructura química, representa una barrera de vapor natural.
- Ignífugo.
- Baja generación de humos en caso de incendio.
- Disponibilidad para cañerías de 21mm a 356mm de diámetro interno.

11.2.3 Cálculo del espesor de aislamiento

El criterio adoptado corresponde al método de fijar la temperatura superficial exterior.

La razón por la cual nos interesa conocer la temperatura exterior, es que está sea superior a la temperatura de rocío de manera de evitar la condensación de agua en la superficie de aislante.

11.2.4 Cálculo de la temperatura de rocío

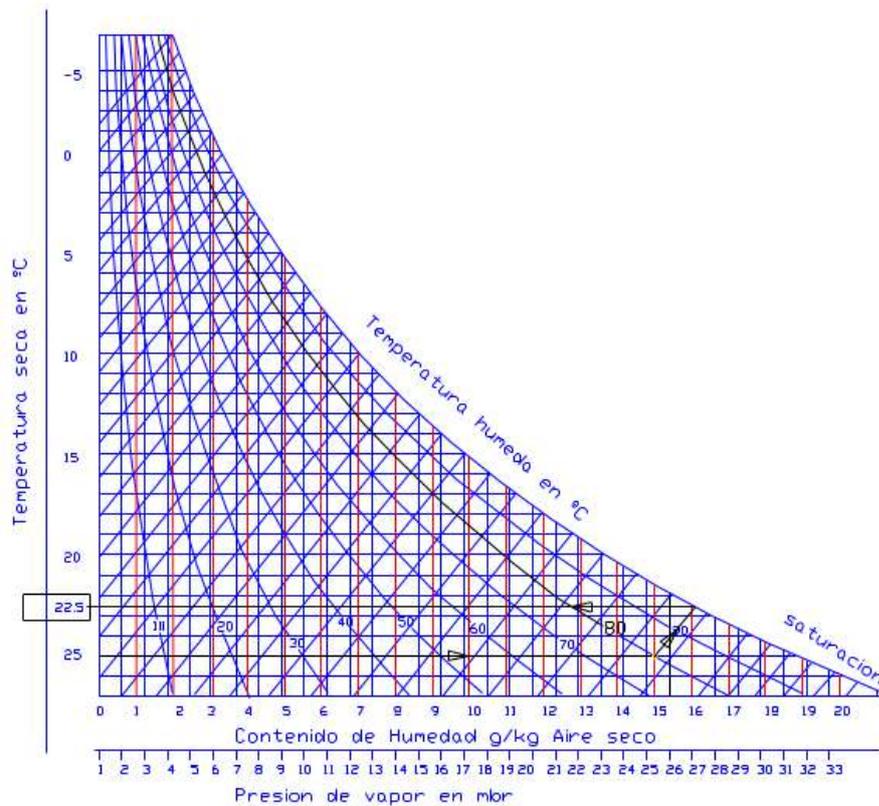
Para obtener la expresión que nos permite calcular la temperatura de rocío " t_r ", se parte de los datos del aire:

- Presión atmosférica "P" (en pascales)
- Humedad relativa "H" (%)
- Temperatura de bulbo seco t_e (°C)

Se calcula la temperatura de rocío entrando al gráfico psicométrico como figura a continuación.

Las condiciones impuestas son:

- temperatura de bulbo seco =25 °C
- humedad relativa =80 °C



El **punto de rocío** correspondiente a estas condiciones es de **22.5 °C**.
 Por lo que la temperatura superficial exterior del aislante deberá estar por encima de este valor para evitar condensación.

El flujo de calor a través de una superficie cilíndrica homogénea, en régimen estacionario, se calcula para cada metro de tubería como sigue:

O lo que es igual a
$$Q = \frac{(t_e - t_{se})}{\frac{1}{2\pi h_e r_2}}$$

Siendo:

- Q = flujo de calor (Kcal/m)
- λ = Coeficiente de conductividad térmica (Kcal/hm²°C)
- t_e - t_i = temperatura de la cara exterior e interior, respectivamente
- r₁ = Radio interior de la tubería (m)
- e = Espesor de aislamiento (m)
- r₂ = Radio exterior de la tubería (m) + aislamiento (m).
- h_i = Coeficiente superficial de transmisión interior (Kcal/ hm²°C)
- h_e = Coeficiente superficial de transmisión exterior (Kcal/ hm²°C)

- t_{se} = Temperatura superficial exterior del aislante

La anterior ecuación es válida para el cálculo de espesor de aislante siempre y cuando se haga la salvedad indicada en el punto 11.2.1

Despejando t_{se} la ecuación anterior, tendremos:

$$t_{se} = t_e - \frac{(t_e - t_i)}{2 \pi R h_e r_2}$$

Los datos correspondientes a la anterior relación son:

- $\lambda = 0,029 \text{ kcal./m.}^\circ\text{C.h.}$
- $t_e = 25 \text{ }^\circ\text{C}$
- $t_i = -33 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_i^{10} = 750 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
- $h_e^{11} =$ En función del diámetro de tubería y velocidad del aire

En la siguiente tabla se puede observar para distintos espesores normalizados de aislante la temperatura superficial alcanzada en los mismos, para todos los diámetros de cañería que conforman la instalación frigorífica.

\varnothing	RESULTADOS OBTENIDOS PARA DIFERENTES "e"			
5"	e	0,032	0,064	0,096
	t_{se}	18,93	22,03	23,11
3"	e	0,032	0,064	0,096
	t_{se}	19,19	22,24	23,28
2 1/2"	e	0,025	0,05	0,075
	t_{se}	17,69	21,46	22,77
2"	e	0,025	0,05	0,075
	t_{se}	17,88	21,6	22,88
1 1/4"	e	0,025	0,05	0,075
	t_{se}	18,22	21,84	23,06
1"	e	0,025	0,05	0,064
	t_{se}	19,19	22,01	22,78
1/2"	e	0,032	0,05	0,064
	t_{se}	20,47	22,34	23,04

Se utilizaron dos espesores normalizados, 25mm y 32mm, aplicados en dos y tres capas según lo requirió la temperatura de rocío, los espesores finales figuran en negrita en la tabla.

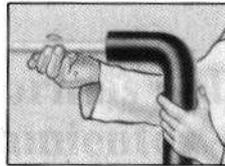
1.2.5 Instructivo de montaje de aislación de Espuma Elastomérica.

¹⁰ h_i : El coeficiente superficial interno (h_i), suele ser despreciable, pudiéndose estimar su valor por las ecuaciones de convección forzada dentro de tuberías. Se le suele asignar a este coeficiente valores entre 700-800 Kcal/h m^2 $^\circ\text{C}$.

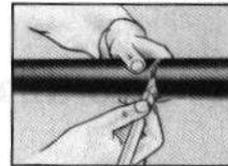
¹¹ h_e : dado que la instalación de las cañerías se encuentra en espacios con poca circulación de aire el valor se encuentra entre 5 y 10. Se adopto un valor de 7Kcal/h m^2 $^\circ\text{C}$.



Embutir simplemente el Armaflex en las tuberías.



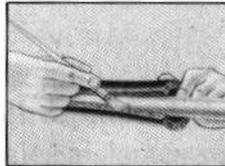
y en los codos.



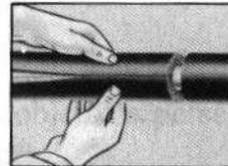
Encolar las juntas con Adhesivo Armstrong 520. Terminado.



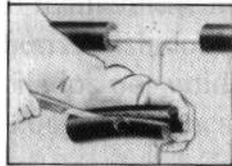
Cortar longitudinalmente la coquilla Armaflex.



Colocarlos sobre la tubería, encolar las dos juntas con Adhesivo Armstrong 520.



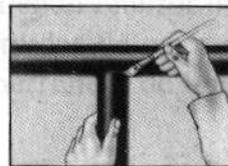
Comprimir fuertemente Terminado.



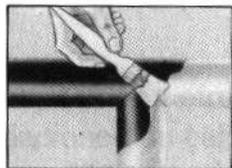
Cortar la coquilla Armaflex y hacer un agujero del diámetro de la tubería.



Recortar una media luna en la coquilla a embutir.



Encolar las juntas con Adhesivo Armstrong 520. Terminado.



Armaflex a la intemperie se pintará con dos capas de Armafinish.

11.3 Bodegas

11.3.1 Consideraciones previas

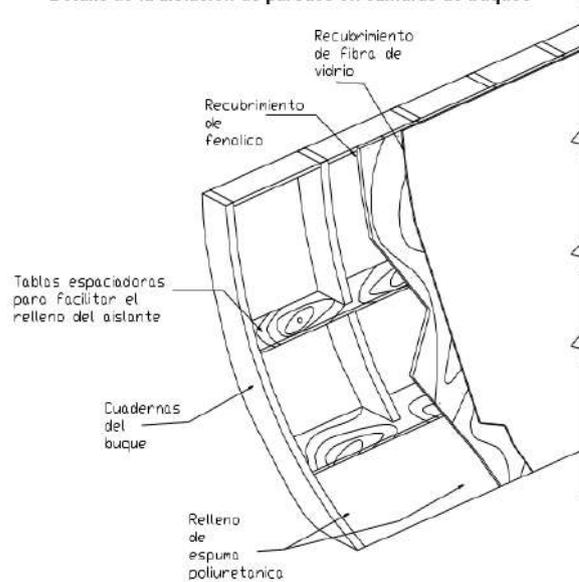
Dado que las bodegas del buque se encuentran debajo de la línea de flote se desprecia la contribución de radiación solar en las paredes para el cálculo del espesor del aislante.

En la práctica antes de realizar el cálculo del espesor del aislante se procede a fijar el flujo de calor máximo permisible en el cerramiento. Por razones de economía energética suelen fijarse las pérdidas por metro cuadrado de cerramiento en un máximo de 6 kcal/h, esto es para cámaras de congelación o conservación de congelados.

11.3.2 Aislamiento de bodegas

El tipo de material utilizado en la aislamiento de bodegas, es poliuretano expandido aplicado in-situ, luego lleva un recubrimiento de placas de tipo fenólico para darle resistencia mecánica a la superficie y por último se le realiza un recubrimiento de fibra de vidrio en para otorgarle características de resistencia mecánica y facilidad de limpieza.

Detalle de la aislacion de paredes en camaras de buques



Características técnicas poliuretano expandido.

- Coef. de conductividad: 0,025 kcal./m.°C.h.
- Temperatura de trabajo óptima: -40 °C a 115 °C.
- Densidad 40-60 kg/m³.
- Su estructura química, representa una barrera de vapor natural.
- Ignifugo.
- Baja generación de humos en caso de incendio.
- Disponibilidad de espesores de 21mm a 356mm.

Características técnicas fibra de vidrio.

- Coef. de conductividad: 0,028 kcal./m.°C.h.
- Densidad 66-90 kg/m³.

11.3.3 Calculo del espesor de aislamiento

El criterio adoptado corresponde al método de fijar el flujo de calor máximo permitido.

El flujo de calor a través de una superficie se determina como:

$$Q_t = K \cdot S \cdot \Delta t$$

Donde:

- Q t = Calor total que atraviesa la pared por unidad de tiempo, en W (Kcal/h)
- K = Coeficiente global de transmisión de calor.
- S = Superficie de pared, en m²
- Δt = Diferencia de temperatura entre el exterior y el interior.

El coeficiente global de transmisión, K, se obtiene de la siguiente expresión:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}}$$

Donde:

- h_e y h_i = Coeficientes de transmisión superficial de calor por convección y radiación, en la cara externa e interna, respectivamente, de la pared, en Kcal/h m °C.
- e_i = Espesor de cada uno de los materiales que componen el parámetro, en m.
- λ_i = Conductividad térmica de cada uno de los materiales que componen el parámetro, en Kcal/h m °C.

Despejando el espesor “e” del material aislante de la ecuación de flujo de calor, nos queda:

$$e = \left(\left(\frac{\Delta t}{Q} \right) - \left[\left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{1}{h_e} \right) + \sum \left(\frac{e_j}{\lambda_j} \right) \right] \right) \cdot \lambda$$

Los datos correspondientes a la anterior relación son:

- $\lambda = 0,025 \text{ kcal./m.}^\circ\text{C.h.}$
- $t_e = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
- $t_i = -20 \text{ }^\circ\text{C}$
- $h_i = 6 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
- $h_e = 800 \text{ kcal/h m}^2\text{ }^\circ\text{C}$
- $Q = 6 \text{ kcal/h}$
- $e_j = 0.005 \text{ m}$ (espesor de la fibra de vidrio)
- $\lambda_j = 0,028 \text{ kcal./m.}^\circ\text{C.h.}$ (fibra de vidrio)

$$e = \left(\left(\frac{15^\circ\text{C} - (-20^\circ\text{C})}{6 \text{ kcal/h}} \right) - \left[\left(\frac{\text{h.m}^2.\text{ }^\circ\text{C}}{6 \text{ kcal}} \right) + \left(\frac{\text{h.m}^2.\text{ }^\circ\text{C}}{800 \text{ kcal}} \right) + \frac{0.005 \text{ m}^2.\text{h.}^\circ\text{C}}{0.028 \text{ kcal}} \right] \right) \cdot 0.025 \frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2.\text{ }^\circ\text{C}}$$

El valor resultante de esta fórmula es “e” = 0.137 m por lo que se adopta el inmediato superior. “e” = 0.15m.

En la siguiente tabla se detallan los materiales y los distintos espesores que conforman las paredes de las cámaras:

Ubicación	Material	λ [Kcal/h m °C]
Piso	Poliuretano exp.	0.025
	Fibra de vidrio	0.028
Techo	Poliuretano exp.	0.025
	Fibra de vidrio	0.028
Frente	Poliuretano exp.	0.025
	Fibra de vidrio	0.028

11.4 Túnel de congelado

11.4.1 Consideraciones previas

Se toma como temperatura exterior del buque a la temperatura 30 °C, la temperatura interior de antecámara (zona de trabajo) 15 °C y temperatura de trabajo en el interior del túnel -25 °C.

En la práctica antes de realizar el cálculo del espesor del aislante se procede a fijar el flujo de calor máximo permisible en el cerramiento. Por razones de economía energética suelen fijarse las pérdidas por metro cuadrado de cerramiento en un máximo de 8 kcal/h.

11.4.2 Aislamiento de túnel

El tipo de material utilizado en el aislamiento es poliuretano expandido en planchas, a las cuales se les realiza un recubrimiento de fibra de vidrio en el lugar de montaje para otorgarle características de resistencia mecánica y facilidad de limpieza.

Características técnicas poliuretano expandido.

- Coef. de conductividad: 0,025 kcal./m.°C.h.
- Densidad 40-60 kg/m³.
- Disponibilidad de espesores de 21mm a 356mm.

Características técnicas fibra de vidrio.

- Coef. de conductividad: 0,028 kcal./m.°C.h.
- Densidad 66-90 kg/m³.

11.4.3 Calculo del espesor de aislamiento

El criterio adoptado corresponde al método de fijar el flujo de calor máximo permitido. El proceso de cálculo es similar al realizado en el punto 11.3.3 por lo tanto el espesor se determina como:

$$e = \left(\left(\frac{\Delta t}{Q} \right) - \left[\left(\frac{1}{h_i} \right) + \left(\frac{1}{h_e} \right) + \sum \left(\frac{e_j}{\lambda_j} \right) \right] \right) \cdot \lambda$$

Los datos obtenidos por cálculo correspondientes a cada una de las superficies que componen el túnel son:

	Material	ΔT °C	λ [Kcal/h m °C]	h_e	h_i	e [m]
Piso	Poliuretano exp.	40	0.025	10	15	0,116
Techo	Poliuretano exp.	40	0.025	10	15	0,116
Frente(con puertas)	Poliuretano exp.	40	0.025	10	15	0,116
Fondo	Poliuretano exp.	45	0.025	20	15	0,133
Laterales (dos)	Poliuretano exp.	40	0.025	10	15	0,116

En la siguiente tabla se detallan los materiales y los distintos espesores adoptados que conforman las paredes, piso y techo de los túneles:

	Material	e [m]
Piso	Poliuretano exp.	0,15
Techo	Poliuretano exp.	0,15
Frente(con puertas)	Poliuretano exp.	0,15
Fondo	Poliuretano exp.	0,15
Laterales (dos)	Poliuretano exp.	0,15

Referencia Bibliográfica:

- Cámaras Frigoríficas y Túneles de enfriamiento rápido. (P. Melgarejo. Ed. AMV).
- www.armacflex.com
- ASHRAE Data Book edicion 1990.
- Apuntes de cátedra Instalaciones Termomecanica. Ing. Ramón Cruz.

Evaluación de costos.

12.1 Consideraciones previas

Se procede a confeccionar un presupuesto sobre la base del costo de equipos principales, materiales y accesorios necesarios para la construcción y montaje de la instalación frigorífica descrita en los capítulos anteriores.

Quedan exentos de este presupuesto los materiales que componen el aislamiento de: cámaras, túneles de congelado, cañerías y recipientes como también quedan exentos, ménsulas, estructuras auxiliares, pasamuros entre otros. Tampoco son incluidos costos de mano de obra e instalación de los de los distintos equipos.

En la siguiente tabla se detallan los costos de los distintos equipos, accesorios y componentes que hacen a la instalación frigorífica. Estos costos están expresados en valor Dólar Estadounidense (USD) sin incluir IVA (21%).

En cuanto a los quipos compresores de origen extranjero, cabe aclarar que su costo ha sido calculado teniendo en cuenta los acuerdos de preferencias arancelarias, vigentes al momento de entrega de esta cotización y su transporte en forma marítima. El precio que se adjunta, surge de sumar al precio FOB formulado por el fabricante, un 5 % de flete, un 3 % de seguro y un 14 % de gravámenes aduaneros.

12.2 Hoja de costos

En la siguiente hoja se detallan los costos de los distintos equipos, accesorios y componentes que hacen a la instalación frigorífica. Estos costos están expresados en valor Dólar Estadounidense (USD) sin incluir IVA (21%).

EQUIPOS				
DESCRIPCIÓN	MARCA	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Separador de líquido		1	USD 5.950	USD 5.950
Compresor F125S-UDL	MYCON	1	USD 30.735	USD 30.735
Compresor F160S-UDLE	MYCON	2	USD 35.898	USD 71.796
Motor eléctrico 60 HP	CZERWENY	1	USD 1.600	USD 1.600
Motor eléctrico 125 HP	CZERWENY	2	USD 2.870	USD 5.740
Condensador c/t	MOSKAR	2	USD 4.627	USD 9.254
Recibidor		113 1	USD 4.150	USD 4.150
Bomba de recirculado LM1	BOMBADUR	3	USD 1.240	USD 3.720
TOTAL EQUIPOS				USD 132.945

TUNEL				
DESCRIPCIÓN	MARCA	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Evaporador 160 m2		4	USD 2.040	USD 8.160
Motor 4 HP	WEG	3	USD 200	USD 600
Hélice	MULTIWING	3	USD 85	USD 255
Bandejero		2	USD 1.075	USD 2.149
Bandejas de aluminio		336	USD 6	USD 2.016
Puertas corredizas		2	USD 6.350	USD 12.700
Termostato	CAREL	1	USD 85	USD 85
Sonda PT100	CAREL	1	USD 35	USD 35
Estructuras varias		1	USD 300	USD 300
TOTAL TÚNEL				USD 26.300

CÁMARA N° 1				
DESCRIPCIÓN	MARCA	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Serpentinas 3/4" c/c		409	USD 15	USD 6.135
Termómetro digital IR-32M	CAREL	1	USD 56	USD 56
Sonda PT 100 + 50 m cable	CAREL	2	USD 185	USD 370
TOTAL CÁMARA N° 1				USD 6.561

CÁMARA N° 2				
DESCRIPCIÓN	MARCA	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Serpentinas 3/4" c/c x 10 mts		508	USD 15	USD 7.620
Termómetro digital CAREL IR-32M	CAREL	1	USD 56	USD 56
Sonda PT 100 + 50 m cable	CAREL	2	USD 185	USD 370
TOTAL CÁMARA N°2				USD 8.046

CÁMARA N° 3				
DESCRIPCIÓN	MARCA	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Serpentinas 3/4" c/c x 10 mts		324	USD 15	USD 4.860
Termómetro digital CAREL IR-32M	CAREL	1	USD 56	USD 56
Sonda PT 100 + 50 m cable	CAREL	2	USD 185	USD 370
TOTAL CÁMARA N° 3				USD 5.286

CÁMARA N° 4				
DESCRIPCIÓN	MARCA	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Serpentinas 3/4" c/c x 10 mts		324	USD 15	USD 4.860
Termómetro digital CAREL IR-32M	CAREL	1	USD 56	USD 56
Sonda PT 100 + 50 m cable	CAREL	2	USD 185	USD 370
TOTAL CÁMARA N° 4				USD 5.286

INSTALACIÓN FRIGORÍFICA EN BUQUE CONGELADOR

VALVULAS				
DESCRIPCIÓN	MARCA	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
De paso 1/2"	HECAN	6	USD 56	USD 336
De paso 3/4"	HECAN	18	USD 58	USD 1.044
De paso 1"	HECAN	14	USD 80	USD 1.120
De paso 1 1/4"	HECAN	15	USD 84	USD 1.260
De paso 1 1/2"	HECAN	10	USD 104	USD 1.040
De paso 2"	HECAN	5	USD 110	USD 550
De paso 2 1/2"	HECAN	3	USD 157	USD 471
De paso 3"	HECAN	6	USD 188	USD 1.128
De paso 5"	HECAN	2	USD 500	USD 1.000
De retención 1 1/2"	HECAN	4	USD 115	USD 460
De retención 1 1/4"	HECAN	3	USD 125	USD 375
De retención 2"	HECAN	2	USD 132	USD 264
De retención 2 1/2"	HECAN	1	USD 185	USD 185
De retención 3"	HECAN	2	USD 205	USD 410
Válvula de reg. Manual REG 10	DANFFOS	16	USD 94	USD 1.504
Válvula de reg. Manual REG 25	DANFFOS	14	USD 146	USD 2.044
Solenoides EVRA 25	DANFFOS	1	USD 395	USD 395
Bobina 12 V caja terminal	DANFFOS	5	USD 21	USD 107
FA 25 Filtro recto 1"	DANFFOS	1	USD 99	USD 99
Solenoides EVRA 15	DANFFOS	3	USD 289	USD 867
FA 15 Filtro recto 1"	DANFFOS	3	USD 51	USD 152
Reg. De presión PM1 15 (cuerpo)	DANFFOS	3	USD 256	USD 768
Reg. De presión PM1 32 (cuerpo)	DANFFOS	1	USD 555	USD 555
Reg. De presión PM3 40 (cuerpo)	DANFFOS	1	USD 767	USD 767
EVM piloto solenoide s/bpbina	DANFFOS	1	USD 60	USD 60
CVP (LP)	DANFFOS	5	USD 102	USD 510
Válvulas de dos cierres DSV 1 p/SFA	DANFFOS	3	USD 540	USD 1.621
Válvula de seguridad SFA 15	DANFFOS	6	USD 262	USD 1.574
Filtro de línea DCR 04811	DANFFOS	1	USD 101	USD 101
TOTAL VÁLVULAS				USD 20.766

CAÑERÍAS Y ACCESORIOS			
DESCRIPCIÓN	CANT. x m	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
SCH 40 c/c 1/2"	24	USD 1,16	USD 28
SCH 40 c/c 3/4"	504	USD 1,50	USD 756
SCH 40 c/c 1"	35	USD 2,33	USD 82
SCH 40 c/c 1 1/4"	84	USD 3,00	USD 252
SCH 40 c/c 1 1/2"		USD 3,33	USD 0
SCH 40 c/c 2"	12	USD 4,66	USD 56
SCH 40 c/c 2 1/2"	48	USD 6,00	USD 288
SCH 40 c/c 3"	72	USD 8,33	USD 600
SCH 40 c/c 4"	12	USD 11,66	USD 140
SCH 40 c/c 5"	12	USD 30,00	USD 360
Accesorios (12 % total de caños)			USD 307
TOTAL CAÑERÍAS Y ACCESORIOS			USD 2.868

VARIOS			
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Líquido refrigerante x lts	1510	USD 5,78	USD 8.728
Aceite compresores x lts	300	USD 2,80	USD 840
Bomba de condensadores K 28/500T	3	USD 950,00	USD 2.850
TOTAL VARIOS			USD 12.418

COMPUTO GLOBAL			
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	COSTO UNIT (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Equipos principales	1	USD 132.945	USD 132.945
Túneles	3	USD 26.300	USD 78.900
CÁMARA N° 1	1	USD 6.561	USD 6.561
CÁMARA N° 2	1	USD 8.046	USD 8.046
CÁMARA N° 3	1	USD 5.286	USD 5.286
CÁMARA N° 4	1	USD 5.286	USD 5.286
Válvulas man. y aut.	1	USD 20.766	USD 20.766
Cañerías y accesorios	1	USD 2.868	USD 2.868
Varios	1	USD 12.418	USD 12.418
TOTAL GLOBAL			USD 273.076

Impacto Ambiental

13.1 Aspectos Técnicos

13.1.1 Generalidades

El efecto de los refrigerantes fluorados en la capa de ozono.

Existe desde hace varios años la tendencia mundial a reducir el impacto ambiental de ciertas sustancias que contribuyen al cambio climático global. Los refrigerantes no escapan a esta tendencia.

Estudios han demostrado que los químicamente inalterables CFC son poco estables hacia la radiación UV, produciéndose en los mismos una reacción fotoquímica que da lugar a la liberación de átomos de cloro, los cuales son muy reactivos y colisionan con los átomos de ozono produciendo Monóxido de cloro y oxígeno molecular. El monóxido de cloro puede reaccionar con los átomos de oxígeno y se regenera el cloro atómico. Los átomos de cloro liberados cierran el llamado "ciclo cloro catalítico del ozono". Se estima que un solo átomo liberado de un CFC¹² puede dar origen a una reacción en cadena que destruya 100000 de moléculas de ozono.

Este ciclo puede ser bloqueado por dióxido de nitrógeno, que puede secuestrar monóxido de cloro mediante una reacción química en la que se forma nitrato de cloro, esta reacción es conocida como "reacción de interferencia", porque bloquea la degradación del ozono producida por derivados del CFC.

Los HCFC¹³ continúan destruyendo la capa de ozono, aunque algo menos que los CFC, y tanto los HCFC como los HFC son gases de invernadero potente.

Debido a que los HCFC destruyen el ozono, solo son considerados "compuestos de transición" lo que significa que tendrán que ser reemplazados a su vez por compuestos más aceptables desde el punto de vista ambiental. Lo mismo puede decirse con respecto a los HFC, que por su elevado potencial de calentamiento global han sido incluidos en el protocolo de Kyoto.

13.2 Contexto internacional

13.2.1 Acuerdos

¹² CFC: clorofluorocarburos

¹³ HCFC: hidroclorofluorocarburos

A principios del 2005 entró en vigencia en todo el mundo el Protocolo de Kyoto, después de la aprobación del tratado por parte del Parlamento y del Ejecutivo ruso, cuyo representante depositó los documentos de ratificación el 18 de octubre del 2004 en manos del secretario general de Naciones Unidas, Kofi Annan.

Desde la década del 90' el **Protocolo de Kyoto** (se centra en el control de las emisiones de sustancias que reducen la capa de ozono) y el **Protocolo de Montreal** (se centra en el control del consumo y producción de sustancias que reducen la capa de ozono) se complementan tanto desde el punto de vista científico como político, con el objetivo de asegurar a los estados miembros la posibilidad de obrar en base a un marco regulatorio común afectando lo menos posible el mercado único

Rusia representa el 17 por ciento de las emisiones contaminantes globales, y con su incorporación se alcanza la cuota de 55 por ciento de las emisiones planetarias entre los países que ya han ratificado el tratado, requisito establecido para que entre en vigencia. Los 126 países que hasta ahora lo habían firmado sumaban el 44 por ciento de las emisiones.

El embajador ruso ante la ONU, Andrei Denisov aseguró que este "es un paso muy importante para promover la cooperación internacional con respecto al cambio climático. Esta decisión tiene grandes consecuencias sociales y económicas". El protocolo entró en vigencia 90 días después de la ratificación rusa, esto es, el 17 de febrero del 2005.

La ratificación rusa era el último obstáculo para la plena vigencia del acuerdo, que compromete a 55 naciones industrializadas a realizar recortes en sus emisiones de gases que generan el efecto invernadero en un promedio de 5,2 por ciento por debajo de sus emisiones de 1990, un objetivo que debe alcanzarse entre el 2008 y el 2012.

13.2.2 Puntos principales de la propuesta comunitaria:

Contención:

- Obligación general de reducir las emisiones
- Inspecciones obligatorias y regulares de las fugas
- Programas de formación y certificación del personal

Control y presentación de informes:

- Obligación de comunicar los datos sobre cantidades producidas, importadas, exportadas, recicladas, destruidas
- Los Estados miembros deberán presentar inventarios de las emisiones de gases de efecto invernadero
- Los propietarios de las instalaciones deberán mantener un registro de datos de cada aparato

Restricciones de comercialización y uso:

- Entre 2011 y 2014 se prevé el abandono del HFC-134a en los sistemas de aire acondicionado de los vehículos.
- Prohibición del uso de hidrofluorocarburos en las espumas de un solo componente transcurrido un año tras la entrada en vigor del Reglamento comunitario.
- Se prohíbe utilizar hexafluoruro de azufre para el relleno de neumáticos de automóviles, para el moldeado a presión del magnesio, para la protección acústica de los acristalamientos y para el calzado deportivo, inmediatamente o tras un espacio de tiempo conveniente.
- Prohibición del uso de perfluorocarburos en los sistemas de protección contra el incendio y en los extintores.

13.2.3 Implementación del sistema de bonos.

Los países y sectores productivos que no puedan reducir sus emisiones, tendrán la posibilidad de adquirir en países menos contaminantes unos derechos "excedentes", en la forma de **bonos** transables en el mercado. Esto, con el fundamento que el aumento de la temperatura a causa de los contaminantes atmosférico afecta al planeta en su conjunto, por lo que no importa dónde se produzca la contaminación -o, en este caso, la descontaminación-, el efecto benéfico se sentirá también en todo el planeta.

Desde sus inicios este sistema ha generado críticas alrededor del mundo, pues hay quienes consideran que éste será un mecanismo para que las industrias de los países más ricos, que son las que más contaminan, busquen en países e industrias pobres formas más fáciles y baratas de disminuir emisiones, en lugar de enfrentar el desafío de buscar alternativas menos contaminantes en sus propios países e industrias.

En la actualidad las emisiones rusas están muy por debajo de las del año 90, punto de referencia para medir las cuotas asignadas a los países, por lo que Rusia se beneficiará al transar su "superávit" de emisiones con las industrias de otros países. Además, a cambio de la firma del tratado de Kioto Rusia obtuvo el apoyo de la UE para su ingreso a la Organización Mundial del Comercio (OMC), en mayo pasado.

La ratificación rusa, que marca el inicio de una verdadera cuenta regresiva para la vigencia del protocolo, era indispensable luego de la desertión de Estados Unidos, cuyo Presidente, George W. Bush, incluso ha sostenido que no cree en el calentamiento global como verdad científica. La nación norteamericana desestimó suscribir el acuerdo por estimar que le resultaría muy caro cumplirlo, y porque le pareció injusto que estableciera cuotas de emisiones sólo para los países más ricos y no para las naciones en vías de desarrollo.

La Unión Europea, a estas alturas el principal impulsor mundial del acuerdo de Kyoto, ya tiene aprobado un reglamento que regula el funcionamiento del tratado para los países miembros -estableciendo cuotas de emisiones por países y sectores industriales, que entra en vigencia el primer día del 2005.

13.2.4 El sistema de bonos en la actualidad Sudamericana.

Chile ya ha iniciado la tarea de crear un mercado nacional de bonos, que aspiran a ser vendidos en todo el mundo. De hecho, Chile es hoy el tercer país a nivel mundial en oferta de proyectos de descontaminación para la venta de bonos de carbono, después de India y Brasil.

En esta tarea se han embarcado Conama, Corfo, Sofofa y Prochile (empresas chilenas). Hasta ahora se han transado en el país casi 40 millones de dólares en este incipiente mercado, y hay otros 35 proyectos de producción limpia en carpeta, que totalizan una disminución de 3.400.000 toneladas de contaminantes anuales.

Uno de las pioneras en esta área es la empresa de alimentos Agrosuper, que cerró lo que es probablemente la primera transacción de este tipo en el mercado chileno, y una de las más grandes operaciones registradas hasta ahora en este naciente mercado. Agrosuper desarrolla desde la década pasada un plan para disminuir la contaminación de sus plantas faenadoras de animales a través de tecnología de última generación, a un costo de US\$350 millones. Aprovechando esta coyuntura Agrosuper cerró un contrato por US\$25 millones para los próximos diez años para vender bonos de carbono a dos empresas eléctricas de Japón (Tokio Electric Power Company- Tepco) y Canadá (TransAlta Corporation), a quienes traspasará sus disminuciones de contaminación.

La negociación compromete específicamente a las plantas faenadoras de cerdo, a través del tratamiento de los purines (guano líquido), que generan metano, uno de los gases causantes del efecto invernadero. Desde el año 2000 la empresa ha introducido tratamientos para los purines, con la finalidad de minimizar sus efectos contaminantes a la atmósfera y reutilizar el gas que genera para la producción de electricidad. Con esto la empresa proyecta disminuir alrededor de 400 mil toneladas de emisiones anualmente, las que serán vendidas a Tepco y TransAlta.

También el sector forestal espera beneficiarse con este nuevo mercado. Pese a que en su reglamento los europeos dejaron fuera de su sistema a los proyectos forestales, se espera que otros países los acojan, por lo que Indap, Conaf e Infor ya están explorando las posibilidades en esta área, desarrollando proyectos de captura de carbono entre pequeños propietarios forestales.

13.2.5 El precio del aire

Entre los ambientalistas y los ciudadanos comunes, persiste la preocupación por el futuro del planeta, y las dudas respecto a la real capacidad del Protocolo de Kyoto para frenar el calentamiento global del planeta. Representantes de movimientos sociales de todo el mundo han rechazado la afirmación de que el comercio de carbono detendrá la crisis climática.

Una declaración recientemente difundida a través de internet sostiene:

"Los gobiernos, las agencias de crédito a la exportación, las corporaciones y las instituciones financieras internacionales siguen apoyando y financiando la exploración y extracción de combustibles fósiles y otras actividades que incrementan el calentamiento global, como la degradación y destrucción a gran escala de bosques, mientras dedican sumas irrisorias a la energía renovable. La historia ha sido testigo de intentos de mercantilizar la tierra, los alimentos, el trabajo, los bosques, el agua, los genes y las ideas. El comercio del carbono sigue los pasos de esa historia y transforma la capacidad de reciclar carbono de la Tierra en un bien objeto de compra y venta en el mercado mundial. En el proceso de creación de esta nueva mercancía -el carbono- la facultad y la capacidad de la Tierra de sostener un clima que haga posible la vida y las sociedades humanas están pasando a manos de las mismas corporaciones que destruyen el clima".

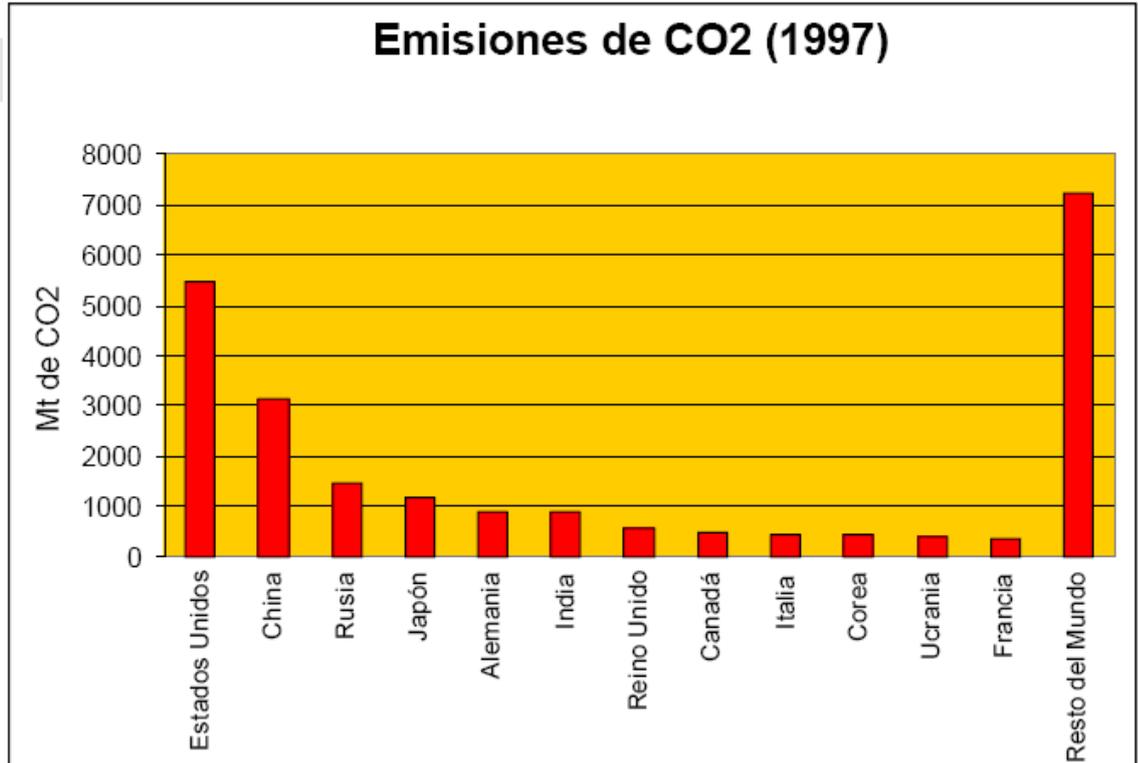
En efecto, cada día nuevos informes de científicos y de organizaciones internacionales añaden una nueva arista al panorama de sobreexplotación de los recursos y contaminación ambiental del planeta.

Todas las mediciones científicas, incluidas las de la Nasa, constatan que el nivel de los océanos está aumentando en forma sostenida y, como contrapartida, los glaciares, tanto en los polos como en las altas cumbres - desde Los Andes a los Alpes- se derriten a un ritmo acelerado a causa de un aumento en la temperatura que se estima de entre 3 y 3,5 grados en el último siglo. En los últimos 15 años se han registrado drásticos cambios en la geografía de la Antártida, afectando unos 240 kilómetros de línea costera.

El Informe del Planeta Viviente 2004, , señala que la humanidad vive un 20 por ciento por encima de sus posibilidades. Particularmente grave es la sed de energía que domina el mundo, pues entre 1961 y 2001 se septuplicó la demanda energética a nivel mundial. Uniendo este factor al crecimiento de la población, se llega a la conclusión que para el año 2050 serían necesarios 40 planetas como la Tierra para satisfacer nuestras demandas. "Estamos gastándonos el capital de la naturaleza más rápido de lo que se puede regenerar", señala Claude Martin, director del WWF¹⁴.

En el siguiente cuadro se aprecia la contribución al calentamiento global por parte de los 13 países con mayor emisión de CO₂.

¹⁴ World Wild Fund for Nature



Estudios de la Universidad de Bristol han determinado que la emisión de los gases fluorados, “representaría únicamente una pequeña fracción (menos del 3%) del total de las emisiones globales de efecto invernadero. En cambio, las emisiones de CO2 suponen más del 80% de todas las emisiones de los seis gases de efecto invernadero mencionados en el protocolo de Kioto”.

Referencia Bibliográfica:

www.ikk-radefair.com, www.ikk-online.com, www.vdkf.org
www.greenpeace.com, www.ikk-tradefair.com, www.ikk-online.com.

