

UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA
ESCUELA DE MECANICA



DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA EN
PESQUERO ARTESANAL

Trabajo para optar al Título de:
Ingeniero Mecánico

Profesor Patrocinante:
Sr. Misael Fuentes P.
Ingeniero Mecánico

Edson Mitchel Herrera Rosales
Valdivia - Chile
2006

El Profesor Patrocinante y Profesores Informantes del Trabajo de Titulación comunican al Director de Escuela de Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería que el Trabajo de Titulación del señor:

EDSON MITCHEL HERRERA ROSALES

Ha sido aprobado en el examen de defensa rendido el día _____, como requisito para optar al título de Ingeniero mecánico. Y, para que así conste para todos los efectos firman:

Profesor Patrocinante:

Ing. Mecánico Sr. Misael Fuentes P. _____

Profesores Informantes:

Ing. Civil Mecánico Sr. Marcelo Paredes C. _____

Ing. Mecánico Sr. Luis Cardenas G. _____

V^B° Director de Escuela:

M. Sc. Ingeniería
Sr. Rogelio Moreno M. _____

Dedicatoria:

A Dios, por darme las fuerzas para cumplir con esta meta.

A mis padres Sixto y Maria, por su abnegada y esforzada labor en mi formación como persona y profesional.

A mis hermanos, por su apoyo y cariño incondicional.

A todas las personas que contribuyeron en la realización de este proyecto.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	1
SUMARY	2
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	3
1.1 INTRODUCCIÓN	3
1.2 Objetivo General	4
1.3 Objetivos Específicos.....	4
1.4 Situación de la pesca artesanal en la zona Sur de Chile	4
1.5 Descomposición del pescado.....	5
1.5.1 Enfriamiento del pescado.....	6
1.5.2 Reglas prácticas para mantener la calidad del pescado	6
CAPÍTULO 2: SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN PESQUEROS	8
2.1 Introducción	8
2.2 Refrigeración con Agua de Mar Refrigerada (R.S.W.)	8
2.2.1 Ventajas del sistema R.S.W.....	9
2.2.2 Desventajas del sistema R.S.W.....	9
2.3 Sistema Combinado Hielo-Agua de Mar (C.S.W.)	11
2.3.1 Ventajas del sistema C.S.W.....	11
2.3.2 Desventajas del sistema C.S.W.....	11
2.4 Refrigeración Mecánica con Hielo.....	13
2.4.1 Ventajas de Refrigeración Mecánica con Hielo.....	13
2.4.2 Desventajas de Refrigeración Mecánica con Hielo.....	13

IV

2.5	Sistema de Refrigeración con Hielo.....	15
2.5.1	Ventajas del Sistema de Refrigeración con Hielo	15
2.5.2	Desventajas del Sistema de Refrigeración con Hielo.....	16
2.6	Refrigeración Mecánica por Compresión de Vapor.....	17
2.6.1	Ventajas de la Refrigeración Mecánica por Compresión de Vapor.....	18
2.6.2	Desventajas de la Refrigeración Mecánica por Compresión de Vapor.....	18
2.7	¿Cuál sistema de refrigeración a bordo emplear	19

CAPÍTULO 3: EMBARCACIÓN PESQUERA

20

3.1	Descripción General de la Embarcación.....	20
3.2	Características Principales.....	21
3.3	Especificaciones Constructivas de la Bodega.....	25

CAPÍTULO 4: ESPESOR DE AISLACIÓN

27

4.1	Cálculo del Espesor del Aislante.....	27
4.2	Cálculo del Espesor del Poliuretano Casco Babor y Estribor.....	30
4.2.1	Superficie sobre la Línea de Flotación	31
4.2.2	Superficie bajo la Línea de Flotación.	32
4.3	Cálculo del Espesor del Poliuretano en el Cubierta	34
4.4	Cálculo del Espesor del Poliuretano Mamparo Sala Máquina	36
4.5	Cálculo del Espesor del Poliuretano Mamparo Racel Popa.....	38
4.6	Cálculo del Espesor de Poliuretano en el Piso de la Bodega	39
4.7	Cálculo del Espesor de Poliuretano en la Escotilla	40
4.8	Cálculo del Espesor de Poliuretano, Costados Escotilla.	42

CAPÍTULO 5: CARGA DE ENFRIAMIENTO	46
5.1 Cálculo de la Carga de Enfriamiento.....	46
5.2 Calor por Ganancia de Superficie	46
5.3 Calor Renovación de Aire	47
5.4 Calor por Personal Humano.....	49
5.5 Calor Refrigeración del Producto y su Empaque	49
5.6 Calor Equipos Bodega	51
5.6.1 Calor por Iluminación	51
5.6.2 Calor Motor de Ventilador	52
 CAPÍTULO 6: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	 54
6.1 Sistema de Refrigeración.....	54
6.2 Temperatura de Evaporación y Condensación	55
6.3 Elección del Refrigerante	57
6.4 Análisis Termodinámico del Ciclo Real de Refrigeración.....	57
 CAPÍTULO 7: SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	 60
7.1 Selección de los Equipos	60
7.1.1 Selección del Evaporador	60
7.1.2 Selección Compresor	63
7.1.3 Selección del Condensador.	64
7.1.4 Selección de la Unidad Condensadora.	65
7.1.5 Selección del Dispositivo de Expansión.....	67
7.2 Dimensionamiento de Tuberías	68
7.2.1 Pérdidas de Presión Equivalente	68
7.2.2 Cálculo del Diámetro de Tubería.....	69
7.2.3 Comprobación de la Velocidad	71

7.2.4	Montaje de Tuberías	73
7.3	Selección de Dispositivos de Control y Anexos	73
7.3.1	Selección de la Válvula Solenoide	74
7.3.2	Selección Termostato	74
7.3.3	Selección Presostato de Alta	75
7.3.4	Selección Presostato Combinado de Alta y Baja (Dual)	75
7.3.5	Selección Intercambiador de Calor	75
7.3.6	Selección del Separador de Aceite	76
7.3.7	Selección del Filtro Secador	76
7.3.8	Selección del Visor de Líquido	76
7.3.9	Selección de la Válvula de Cierre	77
7.4	Selección del Grupo Electrónico.....	77
7.4.1	Montaje del Grupo Electrónico.....	79
7.5	Selección de los Elementos de Comando y Fuerza.	79
7.5.1	Selección de los Conductores Eléctricos	80
7.5.2	Cableado del Sistema Eléctrico	83
7.5.3	Selección de la Distribución y Protección Eléctricas	84
CAPÍTULO 8: PREPARACIÓN ESTRUCTURA Y AISLACIÓN		87
8.1	Preparación de la Estructura.....	87
8.2	Distribución de las Planchas en la Estructura de la Bodega.	87
8.3	Barrera Antivapor	89
8.4	Prueba de Estanquidad de la Cámara	89
8.5	Preparación del Revestimiento para Inyección del Poliuretano ..	90
8.6	Preparación del Poliuretano	90
8.6.1	Inyección del Poliuretano	91
8.6.2	Sellado de las Aberturas de Inyección	91

CAPÍTULO 9: ESTABILIDAD DEL BUQUE PESQUERO	92
9.1 Estudio de la Estabilidad del Buque Pesquero	92
9.2 Criterios de Estabilidad	93
CAPÍTULO 10: COSTOS Y ESTUDIO ECONÓMICO.....	95
10.1 Ítems de Costos a Considerar.....	95
10.1.1 Costo de Aislación	96
10.1.2 Costo de Tubería y Fitting de Cobre	97
10.1.3 Costo de Accesorios para la Línea de Control.....	98
10.1.4 Costo de Maquinaria	99
10.1.5 Costos de Mando Eléctrico de Fuerza	100
10.1.6 Costo de Instalación.....	101
10.2 Ahorro Económico de la Instalación.....	102
10.2.1 Ahorro por Consumo de Combustible	102
10.2.2 Ahorro por Concepto de Hielo.....	105
10.3 Estudio Económico	106
10.3.1 Ingresos de la Inversión	106
10.3.2 Costos de Inversión	107
10.3.3 Depreciación de los Equipos	107
10.3.4 Flujos de Caja	107
10.3.5 Gastos anuales Fijos.....	108
10.3.6 Gastos anuales Variable	108
10.3.7 Análisis de Sensibilidad	108
CONCLUSIONES	114
BIBLIOGRAFÍA.....	115

ANEXOS.....	118
Anexo 1.....	119
Anexo 2.....	125
Anexo 3.....	128
Anexo 4.....	130
Anexo 5.....	133
Anexo 6.....	135
Anexo 7.....	138
Anexo 8.....	139
Anexo 9.....	141
Anexo 10.....	145
Anexo 11.....	147
Anexo 12.....	154
Anexo 13.....	155
Anexo 14.....	170
Anexo 15.....	173
Anexo 16.....	175
Anexo 17.....	176
Anexo 18.....	177
Anexo 19.....	178
Anexo 20.....	179

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura Nº 1.1 Pesca Artesanal año 2004	5
Figura Nº 1.2 Efecto de la temperatura sobre el pescado	6
Figura Nº 2.1 Circuito de Refrigeración (R.S.W).....	10
Figura Nº 2.2 Circuito de Sistema Combinado Hielo-Agua de Mar (C.S.W.)	12
Figura Nº 2.3 Circuito de Refrigeración Mecánica con Hielo.	14
Figura Nº 2.4 Estiba en cajas y Estiba a granel	16
Figura Nº 2.5 Ciclo de compresión de vapor.....	17
Figura Nº 3.1 Zona de operación de la embarcación p esquera.....	20
Figura Nº 3.2 Perfil longitudinal de la embarcación pesquera	22
Figura Nº 3.3 Cubierta principal de la embarcación pesquera.....	23
Figura Nº 3.4 Partes principales bodega de almacena miento	24
Figura Nº 4.1 Corte transversal de la pared aislant e casco	30
Figura Nº 4.2 Corte transversal de la pared aislant e cubierta.....	34
Figura Nº 4.3 Corte transversal de la pared aislant e Mamparo S.M.	36
Figura Nº 4.4 Corte transversal de la pared aislant e Mamparo R.P.	38
Figura Nº 4.5 Corte transversal de la pared aislant e Piso Bodega	39
Figura Nº 4.6 Corte transversal de la pared aislant e Escotilla	40
Figura Nº 4.7 Corte transversal de la pared aislant e Costado Escotilla ..	42
Figura Nº 6.1 Diagrama Presión-Entalpía R-22	59
Figura Nº 7.1 Serie de evaporadores FRIMETAL	61
Figura Nº 7.2 Montaje de evaporador para cámaras frías pequeñas.	62
Figura Nº 7.3 Modelos de compresores alternativos semiherméticos. ...	63
Figura Nº 7.4 Modelos de unidades condensadoras BITZER	66
Figura Nº 7.5 Límite de caída de tensiones	82
Figura Nº 8.1 Fijación de las planchas en los durmientes	87
Figura Nº 8.2 Distribución de planchas de revestimiento.....	88
Figura Nº 8.3 Máquina inyectora de poliuretano.	90

Figura N° 8.4 Secuencia de inyección capa a capa	91
Figura N° 8.5 Sellado de las Aberturas de Inyección.....	91
Figura N° 10.1 Potencia efectiva Total versus velocidad.	103

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla N°3.1 Materiales que componen la bodega	26
Tabla N°3.2 Dimensiones Interiores de la bodega... ..	26
Tabla N°4.1 Variables para cálculo del Resistencia Térmica Casco.....	31
Tabla N°4.2 Variables para cálculo del Resistencia Térmica Cubierta	35
Tabla N°4.3 Variables para cálculo del Resistencia Térmica Mamparo S. M.	37
Tabla N°4.4 Variables para cálculo del Resistencia Térmica del piso	40
Tabla N°4.5 Variables para cálculo del Resistencia Térmica Escotilla	41
Tabla N°4.6 Variables para cálculo del Resistencia Térmica Escotilla	43
Tabla N°4.7 Resumen de espesor de espesores aislam iento	44
Tabla N°4.8 Resumen de volumen poliuretano expandi do	44
Tabla N°4.9 Resumen de volumen ocupado pared aisla nte	45
Tabla N°5.1 Ganancia de calor por superficie	47
Tabla N°5.2 Resumen de cargas térmicas por día	52
Tabla N°7.1 Diámetros y pérdidas de presión	71
Tabla N°7.2 Pérdidas de carga real para tuberías ..	71
Tabla N°7.3 Datos para determinación de velocidad en tuberías.....	72
Tabla N° 7.4 Determinación de la corriente nominal	81
Tabla N° 7.5 Determinación de la sección requerida.	83
Tabla N° 7.6 Selección de disyuntores magnéticos	85
Tabla N° 7.7 Selección de Contadores	85
Tabla N° 9.1 Criterios de estabilidad del barco pesquero	94

Tabla N° 10.1 Costos de aislación	96
Tabla N° 10.2 Costo de tuberías y Fitting de cobre	97
Tabla N° 10.3 Costo de accesorios para la línea de control	98
Tabla N° 10.4 Costo de maquinaria	99
Tabla N° 10.5 Costo de mando eléctrico de fuerza	100
Tabla N° 10.6 Costo de instalación	101
Tabla N° 10.7 Resumen de costos	101
Tabla N° 10.8 Escatillonado para el regreso de caladero	102
Tabla N° 10.9 Ahorro anual de insumos	106
Tabla N° 10.10 Escenario normal; Flujo constante de ingresos.....	109
Tabla N° 10.11 Escenario optimista; Incremento 2% ingresos.	110
Tabla N° 10.12 Escenario pesimista; Incremento 5% costos.	111
Tabla N° 10.13 Escenario pesimista; Soporta un incremento 14% de los costos.	112
Tabla N° 10.14 Escenario pesimista; Soporta una disminución del 10% de los ingresos.	113

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor de una etapa en un barco pesquero artesanal, ya que la refrigeración constituye un requisito ineludible para cumplir las crecientes exigencias de calidad de los productos marinos que llegan a puerto base.

Para cumplir con el objetivo planteado se hace un estudio de la situación actual de la pesca artesanal en la zona sur de Chile, y su necesidad de refrigerar la pesca. Se hace una descripción básica de los sistemas de refrigeración más importantes utilizados por las embarcaciones pesqueras menores a 50 T.R.G. (Toneladas de Registro Grueso).

Se describe las características principales de la embarcación pesquera, considerando los aspectos constructivos de la bodega que será implementada con el sistema de refrigeración, para ello se determinó el espesor de poliuretano inyectado que será necesario para mantener aislada la bodega. Se procedió a calcular las ganancias de calor que se deben remover de la bodega, utilizando el programa CoolPack se determinó los parámetros termodinámicos aplicado al ciclo real de compresión, lo que permitió determinar los equipos principales, accesorios y elementos de control que componen el sistema de refrigeración, utilizando para ello los programas de selección que entregan los fabricantes.

Se analizó la estabilidad transversal de la embarcación para asegurar que los nuevos pesos incorporados no afecten el normal desplazamiento de la misma y no pongan en riesgo la vida de la tripulación a bordo, cumpliendo con la recomendación dadas por la Organización Marítima Internacional (IMO).

Finalmente se realiza el estudio económico para evaluar la rentabilidad del proyecto, considerando los costos que involucra implementar el sistema de refrigeración y el ahorro que se obtiene por dicho concepto.

SUMMARY

The objective of the following project is to design a system of mechanical refrigeration by steam compression of a stage in an artisan fishing boat since the refrigeration constitutes an inescapable requirement to fulfill the increasing exigencies of quality of the marine products that arrive at a primary port.

In order to fulfill the raised objective, a study of the current situation of the artisan fishing zone in the South of Chile is made, and its necessity to cool the fishing. A basic description of the most important systems of refrigeration used by the fishing boats smaller to 50 T.R.G. (Tons of Heavy Register) is made.

One describes the basic characteristics of the fishing boat, considering the structure aspects of the warehouse that will be implemented with the system of refrigeration. For it, I determine the thickness of injected polyurethane that will be necessary to maintain the warehouse isolated. Then, one calculates the heat gains that should be removed of the warehouse. Using the CoolPack program, one determined the thermodynamic parameters applied to the real cycle of compression, which allowed determining the main equipment, accessories and control elements that compose the system of refrigeration; using for it the selected programs that the manufacturers give.

The lateral stability of the boat was analyzed to assure that the new built-in weights do not affect the normal displacement of it, and that it does not put in risk the life of the crew; fulfilling the recommendation given by the International Marine Organization (IMO).

Finally the economic study is made to evaluate the yield of the project, considering the costs that it involves to implement the refrigeration system and the savings that is obtained by this concept.

CAPÍTULO 1

1.1 INTRODUCCIÓN

La pesca artesanal es la fuente principal de abastecimiento de pescados y mariscos en el mercado interno, los pescadores artesanales de Chile contribuyen significativamente a la economía del país. La pesca artesanal genera además una variedad de actividades anexas, entre las que se cuentan los trabajos de encarnado de espineles, varado, descarga y reparación de embarcaciones, comercialización de recursos, reparación de redes, motores y otros servicios (mantención en frío, limpieza y pre-procesos de recursos, transporte, apoyo a la pesca deportiva, turismo y gastronomía).

Debido al notorio crecimiento que ha tenido la pesca artesanal en la zona Sur de Chile ha permitido un aumento en el mercado consumidor que es altamente exigente respecto a la calidad de los productos que llegan a puerto, se hace necesario introducir nuevas y apropiadas técnicas en la conservación de los productos pesqueros que se obtienen de las faenas pesqueras.

En otro aspecto se encuentra la eventual disminución de los costos operaciones que se podría obtener al implementar técnicas de conservación más avanzadas que actualmente es utilizada por los pesqueros artesanales. Dicho ahorro se llevaría a cabo al eliminar el costo fijo anual que demanda la utilización de hielo para la conservación de la pesca y el ahorro de combustible debido a un mayor desplazamiento del barco que se debería producir al dejar la conservación de hielo e introducir equipos de refrigeración de menor peso.

El proyecto considera como norma el cumplimiento de la Regla 53 Sistema de Refrigeración para Conservación de las Capturas, dado por el Convenio Internacional para la Seguridad de Buques Pesqueros, TORREMOLINOS-77 segunda edición, y acogida por la Dirección General del Territorio Marítimo y de la Marina Mercante.

1.2 Objetivo General

Diseñar un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor de una etapa en embarcación pesquera artesanal, considerando 14 toneladas de pescado almacenado en su bodega.

1.3 Objetivos Específicos

- Identificar la necesidad de refrigerar la pesca con el objeto de obtener productos de mayor calidad.
- Describir los sistemas de refrigeración más importantes utilizados en embarcaciones pesqueras.
- Desarrollar el cálculo de carga de refrigeración que permitirá la selección de los componentes del sistema de refrigeración mecánica.
- Evaluar la rentabilidad económica que se lograría al instalar el sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor en la embarcación de pesca artesanal

1.4 Situación de la pesca artesanal en la zona Sur de Chile.

Es conocido que Chile se ubica entre los principales países pesqueros a nivel mundial, su actividad pesquera extractiva como procesadora de materias primas considerando los sectores industriales como artesanales, otorga trabajo y beneficios financieros, es por ello que el sector pesquero es el tercero en importancia económica a nivel nacional, contribuyendo con el desarrollo del país.

El desembarque total nacional de recursos pesqueros, durante el año 2004 fue de 6.013.643 toneladas, de las cuales 1.692.150 toneladas (28.14%) corresponden al aporte de la pesca artesanal (SERNAPESCA, 2005), su valoración es proporcionalmente mayor a la pesca industrial, de modo que

aportando nuevas tecnologías en dicho rubro se permitirá mejorar los procesos de comercialización de los recursos pesqueros.

Se puede apreciar en la figura N° 1.1 que la VIII Región y la X Región ocuparon el primer y tercer lugar con los mayores desembarques artesanales de pescado, ubicando a la zona sur de Chile como una de las zonas más crecientes y prosperas.

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	TOTAL
ALGAS	65	43606	49564	83624	14718	7767	17	70658	0	170680	7788	7698	390577
DESCARNE	141882	28820	71760	37837	17828	924	4877	440878	451	111101	4782	7070	954345
MOLUSCOS	4847	44647	7000	34778	2000	2	470	44000	0	70000	801	4447	144072
CRUSTACEOS	70	45	247	4404	400	7	45	245	0	444	450	4400	44000
OTRAS ESPECIES	1822	4017	640	244	42	3	20	242	0	4404	4000	2044	4044
TOTAL GABRIAL	155245	126200	117191	167024	40692	2691	5012	700000	452	204006	14628	20000	1002160

Figura N° 1.1 Pesca Artesanal año 2004; Fuente: SERNAPESCA, 2005.

El desembarque artesanal en la zona centro sur de Chile abarca principalmente especies como la sardina común, anchoveta y jurel. Cabe destacar que la actividad pesquera entre las regiones de la X a la XII se aplican numerosas disposiciones legales y reglamentaciones en procura de conservar las especies marinas (Guesalaga, 1997).

1.5 Descomposición del pescado.

Tan pronto como el pez muere, éste comienza a descomponerse, debido a una serie de complejas alteraciones que experimenta, las reacciones enzimáticas, los agentes bacterianos, y las alteraciones químicas (oxidación) originan el fenómeno de la autodigestión, el cual afecta el sabor, la textura, olor y apariencia del pescado. Después de la muerte sobreviene también un endurecimiento de los músculos llamado "rigor mortis" y a medida que se produce la autodigestión, la carne comienza a reblandecer debido a las enzimas del pescado (Huss, 1998).

La actividad bacteriana como la enzimática están altamente influenciadas por la temperatura de almacenamiento, la primera medida a adoptarse conjuntamente con el mantenimiento de un nivel adecuado de higiene, es enfriar el pescado después de su muerte y antes de que esté terminado el proceso de rigor mortis (Huss, 1998).

1.5.1 Enfriamiento del pescado.

La velocidad de deterioro depende de la temperatura, el tipo de enfriamiento así como el tipo de pescado. La duración del almacenamiento puede durar pocas horas o varios días. El pescado pequeño se deteriora con bastante rapidez. El deterioro será dos veces más rápido a 5 °C que a 0 °C, lo ideal para preservar la calidad del pescado es enfriarlo a la menor temperatura posible, sin congelarlo; para efectos prácticos dicha temperatura es de 0 °C, aunque el límite real es ligeramente inferior, pues el pescado no empezará a congelarse hasta que su temperatura se haya reducido a menos de -1 °C (Graham, 1993).

Si el pescado se enfría por debajo del punto de congelación y este proceso se hace de forma lenta, se favorece a la formación de grandes cristales dentro de las células, con el inconveniente que éstos pueden romper la membrana, dando lugar a la salida del líquido de proteínas, que ya no podrá reabsorber al descongelarse, todo ello da lugar a una merma en la calidad del pescado (Graham, 1993).

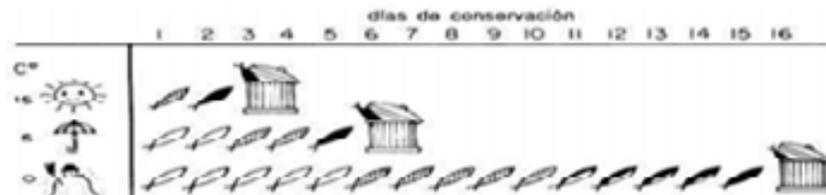


Figura N° 1.2 Efecto de la temperatura sobre el pescado; Fuente:

1.5.2 Reglas prácticas para mantener la calidad del pescado.

Para la conservación óptima de las pesca en las bodegas de los pesqueros artesanales, se cumplirán ciertas reglas básicas durante el proceso de pesca y estiba (Graham, 1993).

1. Temperatura: Al reducir y mantener la temperatura lo más cercana posible a 0 °C, se logra aletargar el proceso de multiplicación de las bacterias y constituye el factor más importante para lograr un pescado fresco.

2. Una buena manipulación es esencial desde el punto de vista higiénico y comercial. Se deberán evitar las siguientes acciones:

- Caminar sobre la carga.
- Permanencia excesiva de la pesca en cubierta.
- Inadecuada manipulación durante el eviscerado o almacenamiento en la bodega.
- Realizar lances demasiado prolongados.

3. El eviscerado deberá realizarse de manera radical y con implementos limpios, se eliminarán las vísceras y los pescados aplastados para impedir que contaminen el pescado que será almacenado. Los peces eviscerados y no eviscerados serán lavados antes de ser almacenados.

4. Contar con un sistema de refrigeración adecuado evitará pérdidas, esto quiere decir, que se debe tener un sistema que sea capaz de refrigerar toda la captura a igual temperatura. Se deberá limpiar y desinfectar la bodega al término de cada faena de pesca.

5. El almacenamiento deberá ser higiénico, para así no tener pérdidas, se deberán cumplir ciertas reglas básicas:

- Realizar lances cortos, para disminuir el tiempo de estiba.
- Lavado intenso y efectivo del pescado.
- Para evitar las presiones mecánicas que puede ser sometido el pescado, deberá ser estibado en cajas plásticas con adecuada ventilación.
- Desinfectar cuchillos, botas, guantes, etc.
- Evitar que en cubierta queden pescados de lances anteriores.

6. Procurar que los departamentos del buque destinados al almacenamiento de pescado estén provistos de planchas (metálicas o plásticas) sin ranuras y resistentes a la corrosión, con el fin de evitar fuentes de microorganismos. La madera por más dura que sea, no cumple con la higiene ya que su porosidad es fuente inagotable de microbios.

CAPÍTULO 2

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN PESQUEROS

2.1 Introducción

El principio general más importante que debe lograr cualquier sistema de refrigeración es, que la descomposición del pescado sólo se retrase, sin que éste llegue a detenerse.

Los sistemas que se aplican en los buques pesqueros difieren unos de otros, ya sea por modificaciones de que han sido objetos con la evolución de la tecnología, o por simple tradición de mantener ciertos métodos antiguos, que aún son ventajosos para la preservación de los productos del mar. En refrigeración a bordo hay disponible un buen número de alternativas que permiten cubrir satisfactoriamente los requerimientos de todo tipo de especies marinas, se describirán los sistemas más usados tanto para pesqueros de cerco, espinel y arrastre los cuales no superan las 50 toneladas de registro grueso (T.R.G).

2.2 Refrigeración con Agua de Mar Refrigerada (R.S.W.).

Consiste en almacenar el pescado en tanques con agua de mar refrigerada que va circulando, el enfriamiento del agua de mar es por un sistema mecánico (R.S.W.).

Se trata primero de refrigerar o pre-enfriar una cierta cantidad de agua de mar, para ello el barco luego de zarpar rumbo a la zona de caladero y encontrándose aproximadamente 1 hora de navegación, carga sus bodegas con agua de mar limpia hasta alcanzar un 25% a 30 % del volumen de bodega (Ojeda, 2003).

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

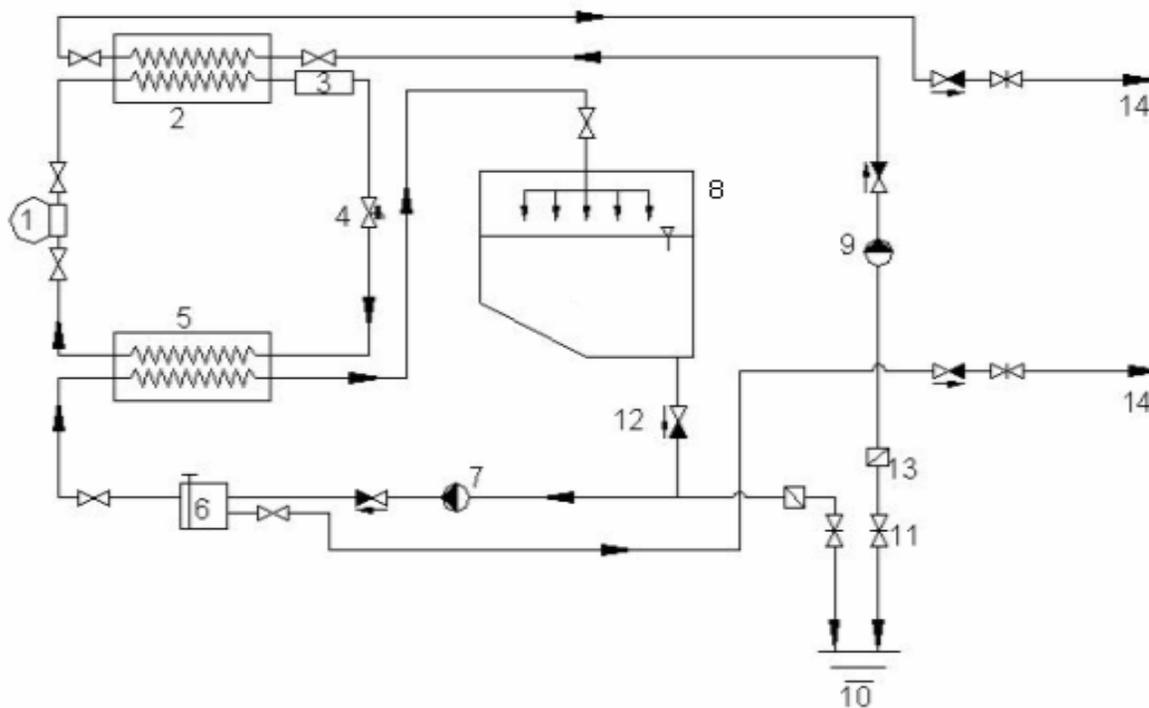
entre 0 °C a -1 °C, todo ello se debe conseguir antes de llegar a la zona de pesca (5 a 6 horas). Al cabo de ese tiempo con el agua de mar ya enfriada, se realiza el primer lance, se selecciona la primera bodega en cargar, así el pescado cae a la bodega lográndose una proporción de 80 % de pescado y 20 % de agua de mar. Así al vaciar la captura en el agua fría, desciende la temperatura del pescado aumentando la temperatura del agua de mar, por lo que pronto se establece un equilibrio entre ambas partes, por tal motivo el agua de mar refrigerada deberá estar recirculando para estar en contacto continuo con el pescado removiendo así el calor (Ojeda, 2003).

2.2.1 Ventajas del sistema R.S.W.

- Alto grado de utilización del volumen de bodega, aparte del volumen de aislamiento, el pescado ocupa entre 70% a 80 % del volumen de la bodega.
- Facilidad de estiba y manipulación de la pesca con el consiguiente ahorro de trabajo y tiempo, lo que reduce los costos operacionales.
- Mayor velocidad de enfriamiento del pescado fresco.
- Se logra una temperatura de conservación más baja, ya que el agua de mar enfriada puede quedar a -1 °C.

2.2.2 Desventajas del sistema R.S.W.

- La pesca absorbe excesiva cantidad de sal, esto debido al medio en que se encuentra inmerso la pesca.
- Los pescados magros tienden a una absorción de agua no recomendable.
- Pérdida de proteínas y dificultades de deterioro de la pesca.
- Debido que el sistema de estiba es a granel, el pescado sufre cierto deterioro mecánico debido al aplastamiento y luego a la descarga con bombas de succión.



1. Compresor
2. Condensador
3. Estanque receptor
4. Válvula de expansión
5. Evaporador
6. Filtro R.S.W.
7. Bomba R.S.W.
8. Bodega con agua de mar
9. Bomba agua de mar
10. Mar
11. Válvula compuerta
12. Válvula de retención
13. Filtro caja de mar
14. Descarga lateral

Figura N° 2.1 Circuito de Refrigeración R.S.W.; Fuente: Escuela de Ingeniería Naval UACH.

2.3 Sistema Combinado Hielo-Agua de Mar (C.S.W.)

En términos generales este sistema de hielo-agua de mar (C.S.W.) es similar al sistema de agua de mar refrigerada (R.S.W.), con la diferencia que el agua es refrigerada en las bodegas mediante la adición de hielo y su temperatura se homogeniza debido a bombas de recirculación que succionan el agua con hielo en la parte baja de la bodega y la llevan a la parte alta de la bodega. Luego que el agua ha tomado la temperatura necesaria se carga el pescado (Suranyi, 1995).

2.3.1 Ventajas del sistema C.S.W.

- Operación más simple que el sistema R. S. W. ésto implica una tripulación menos especializada, lo que hará una reducción de los costos operacionales.
- Debido al enfriamiento del agua de mar se produce mediante a la adición de hielo, no es necesario contar con un sistema mecánico de refrigeración, reducción los costos operacionales.
- No hay necesidad de acumulación de sal en la pesca, debido que la concentración salina del agua de mar disminuye al fundirse el hielo.

2.3.2 Desventajas del sistema C.S.W.

- Este sistema está supeditado a una fábrica de hielo en tierra si es que no hay una a bordo del barco.
- El hielo reduce la capacidad de almacenamiento de las bodegas, de modo que no se podrá ocupar la capacidad de carga al máximo.
- Sólo se puede utilizar hielo en escamas, debido a que mayores tamaños de hielo bloquearían las bombas de recirculación.

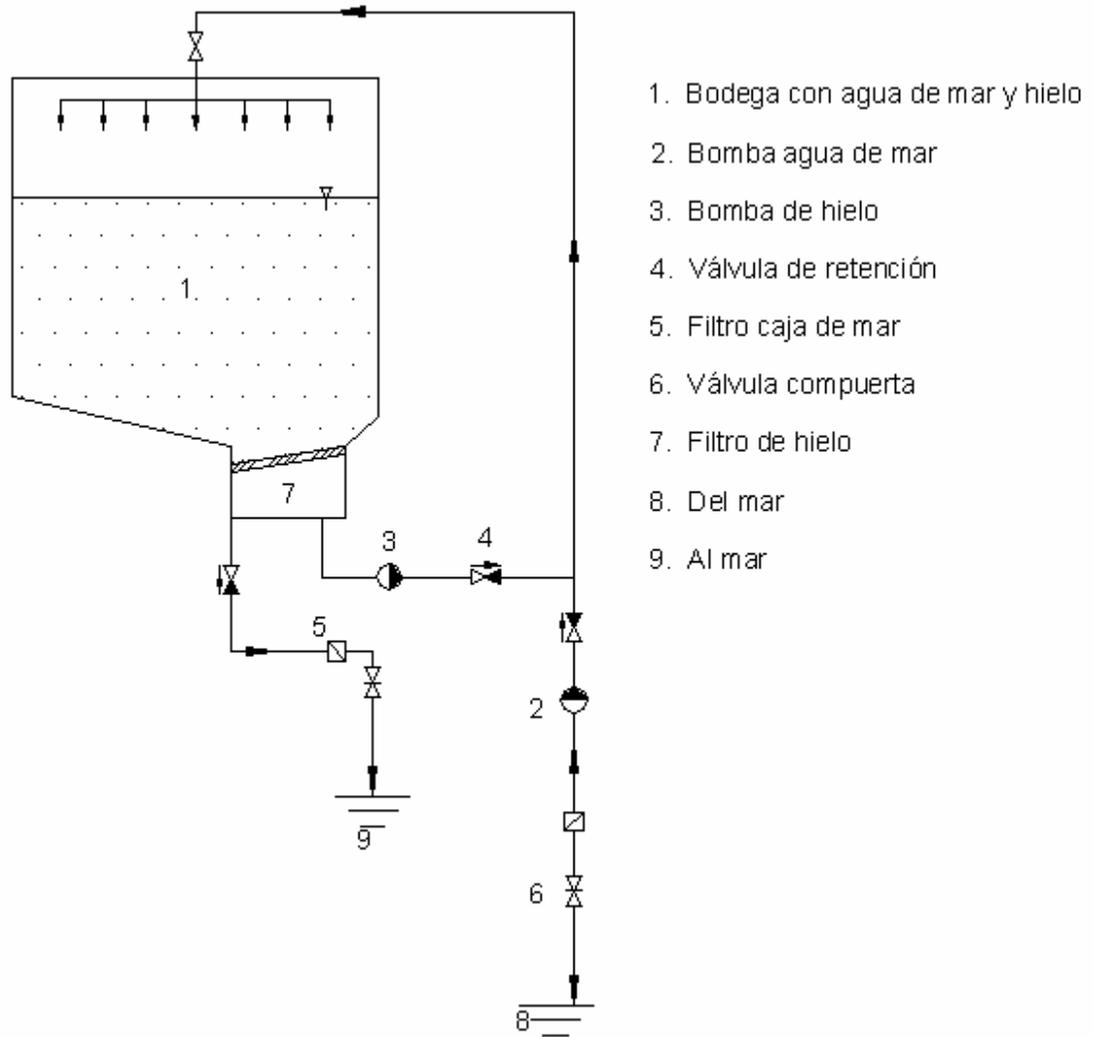


Figura N° 2.2 Circuito de Sistema Combinado Hielo-Agua de Mar (C.W.S); Fuente: Escuela de Ingeniería Naval UCh.

2.4 Refrigeración Mecánica con Hielo.

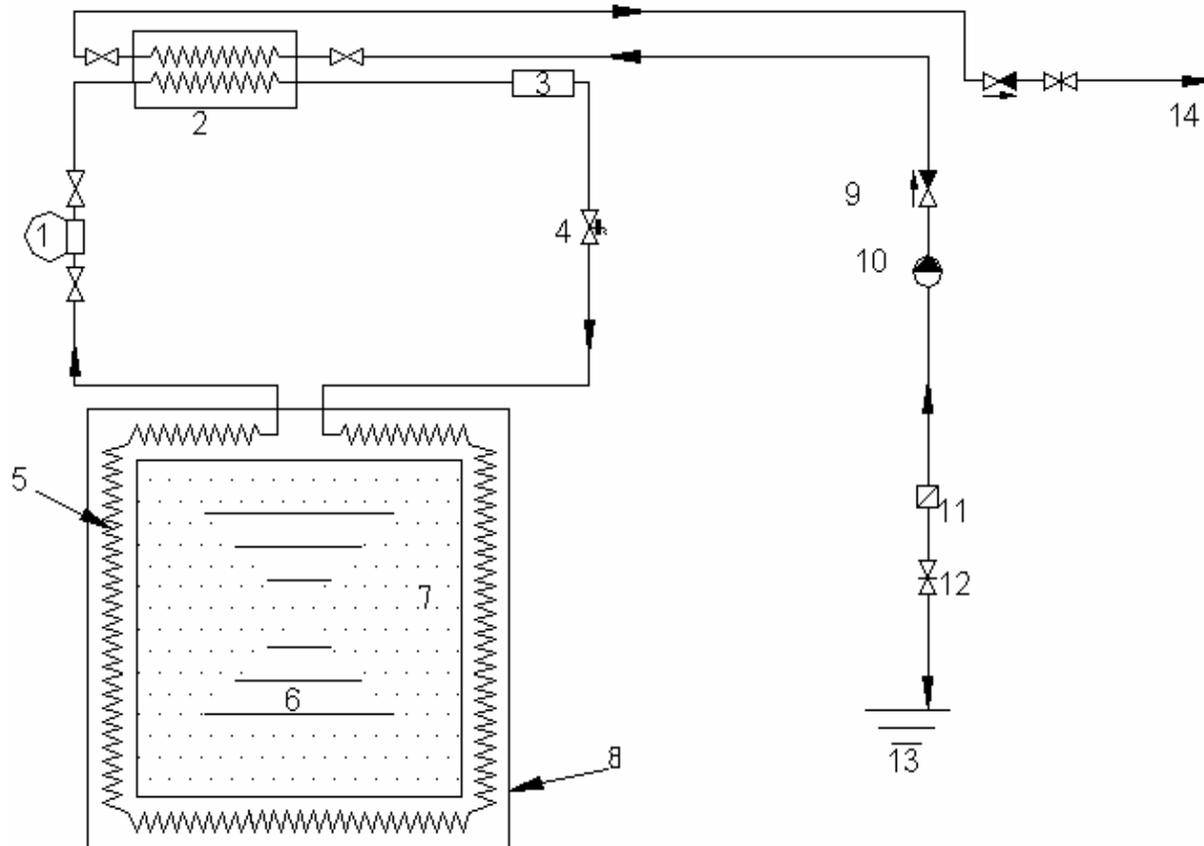
Para refrigerar la pesca se hace circular un refrigerante por los serpentines de los evaporadores, los cuales se encuentran adosados a la pared de la bodega y en contacto con el hielo manteniendo una temperatura adecuada en la cámara. La pesca irá a granel, estibado y mezclado con hielo (Suranyi, 1995).

2.4.1 Ventajas de Refrigeración Mecánica con Hielo.

- El sistema no tiene que funcionar permanentemente lo que alarga la vida útil de los equipos.
- En ausencia de hielo se puede utilizar como sistema de emergencia el sistema mecánico.
- El sistema mecánico debe sólo bastar para conservar el hielo, es decir no se requiere un equipo de gran potencia.

2.4.2 Desventajas de Refrigeración Mecánica con Hielo.

- El hielo debe contar necesariamente con el sistema mecánico como apoyo, o de lo contrario la eficiencia del sistema se vera afectada cuando el hielo se fusioné.
- Produce un doble gasto, debido a que se deben prever costos de mantención, reparación del sistema mecánico y un desembolso constante por la compra de hielo.
- Las bodegas necesitarán de un medio de aislación y protección para los serpentines de los evaporadores, reduciendo el espacio de carga en la bodega.



1. Compresor
2. Condensador
3. Estanque receptor
4. Válvula de expansión
5. Serpentin evaporador
6. Pescado
7. Hielo
8. Bodega del barco
9. Válvula de retención
10. Bomba agua de mar
11. Filtro caja de mar
12. Válvula compuerta
13. Del mar
14. Descarga lateral

Figura N° 2.3 Sistema Combinado de Refrigeración Mecánica con Hielo; Fuente: Escuela de Ingeniería Naval UACH.

2.5 Sistema de Refrigeración con Hielo.

Es el sistema de refrigeración más utilizado, sobre todo en barcos pesqueros del tipo menor de 50 toneladas de registro grueso (T.R.G.).

Cuando el hielo se pone en contacto con el pescado que se requiere enfriar, existe una transferencia de calor desde el pescado hacia el hielo, reduciéndose la temperatura del pescado y fundiéndose el hielo (Graham, 1993).

Para que el hielo actúe sobre el pescado en la bodega del barco en forma adecuada, deberán cumplirse ciertas condiciones :

- El pescado debe colocarse con suficiente hielo alrededor para su rápida refrigeración y mantener su temperatura lo más próxima posible a la fusión del hielo.
- El hielo y el pescado deben colocarse de manera que el agua que arrastre la sangre y el mucus escurra a través de toda la masa del pescado y se acumule en sentinas.
- El pescado no deberá sufrir presiones excesivas por parte del hielo que se coloque encima.
- El hielo triturado forma fácilmente espacios y la refrigeración se realiza más lenta que al utilizar hielo en escamas.
- La adición de un poco de sal sobre el pescado, acelera la fusión del hielo, pero favorece la formación de espacios.
- La forma de almacenar mejor la pesca, dependerá del tipo de estiba, ésta puede ser a granel o en cajas, se deberá seguir las recomendaciones realizadas por F.A.O. para cada estiba.

2.5.1 Ventajas del Sistema de Refrigeración con Hielo.

- Su aplicación resulta aparentemente más económica que cualquier otro sistema mecánico.

- No se requiere tripulación con alto grado de conocimiento en refrigeración, puede ser llevado a cabo cumpliendo ciertas normas mínimas.
- Como la temperatura del hielo es casi constante se puede llevar un relativo control de la temperatura.
- El sistema de refrigeración con hielo permite que no se produzca la deshidratación de la pesca, por que ésta se encuentra inmersa en un medio húmedo.
- El hielo en contacto con el pescado proporciona un rápido enfriamiento.

2.5.2 Desventajas del Sistema de Refrigeración con Hielo.

- Si el tamaño de los trozos de hielo no es el adecuado, ni su repartición alrededor del pescado no es satisfactorio; entonces se puede predecir un fracaso en la aplicación del sistema.
- Si los trozos de hielo son muy finos, el agua de fusión se escurre de forma inadecuada y los pescados corren el riesgo de bañarse en un medio fuertemente contaminado.
- Si los trozos de hielo son muy gruesos, la superficie de contacto pescado-hielo es insuficiente, se producirá un enfriamiento lento y es posible que se produzcan daños en el pescado debido a una excesiva presión de hielo contra el pescado.

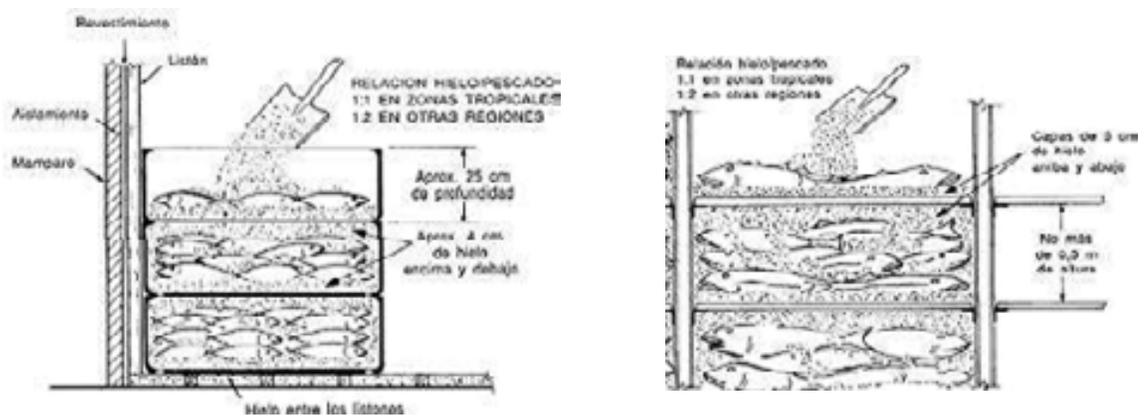


Figura N° 2.4 Estiba en cajas y Estiba a granel; Fuente FAO

2.6 Refrigeración Mecánica por Compresión de Vapor.

Para la implementación del sistema de refrigeración en el pesquero artesanal, se enunciarán ciertos parámetros o requerimientos que deberán tenerse presente para lograr un funcionamiento eficiente del sistema (Mead, 1973).

- Conocimiento del sistema de refrigeración mecánico por compresión de vapor de una etapa: Es el tipo más común de sistemas de refrigeración en uso, funciona según el principio de enfriamiento evaporativo, en la figura N° 2.5 se muestran los componentes esenciales que deberá contar el sistema.

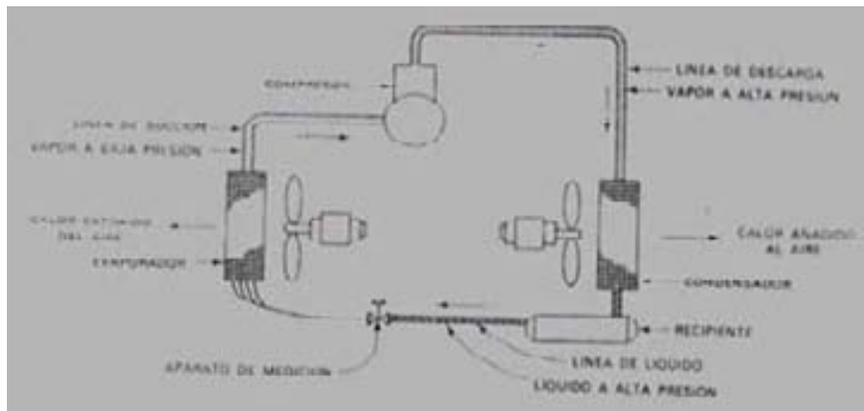


Figura N° 2.5 Ciclo de compresión de vapor, (Russell, 1993)

- Se deberá considerar la capacidad de la bodega del barco pesquero artesanal que se desea refrigerar.
- Antes de concebir el diseño del sistema de refrigeración se deberá considerar el espacio que ocupan los equipos (evaporador, compresor, tuberías, generador, etc.)
- El tipo de aislación que contará la bodega, tratando de reducir al máximo la transferencia de calor con el medio exterior.
- Determinar la cantidad de frío que será necesario para bajar la temperatura del pescado una vez cargado en las bodegas, la velocidad

de enfriamiento del pescado estará limitada por la velocidad con que pueda removerse el calor de éste.

- Buscar alternativas para el requerimiento del tipo y la cantidad de energía que deberá ser aportado al sistema de refrigeración.
- Considerar los problemas de estabilidad que podrían ocasionar al adicionar nuevos pesos al barco pesquero, para ello se deberá determinar una correcta ubicación de los equipos dentro del barco pesquero.
- Elección del tipo de refrigerante, considerando sus propiedades termodinámicas, seguridad, grado de contaminación.

2.6.1 Ventajas de la Refrigeración Mecánica por Compresión de Vapor.

- La posibilidad de alcanzar los parámetros de calidad para un buen almacenamiento de la pesca en bodega.
- Se puede alcanzar una temperatura de 0 °C, la cual es óptima en la conservación de la pesca dentro de la bodega.
- El tipo de estiba requerido por este sistema es en cajas plásticas lo que libra al pescado de presiones mecánicas.
- Permite que el barco pueda alejarse más del puerto base en busca de nuevas zonas de pesca (caladeros) o mantenerse por más tiempo en la zona con el objeto de realizar más lances hasta completar la capacidad máxima de carga.

2.6.2 Desventajas de la Refrigeración Mecánica por Compresión de Vapor.

- La bodega necesitará de un medio de aislación, reduciendo el espacio de carga en la bodega.
- El movimiento continuo del aire hace evaporar el agua de la superficie del pescado lo que puede deshidratarlo.
- Para que el enfriamiento por aire sea eficaz deberá haber una buena circulación de aire frío por el pescado.

2.7 ¿Cuál sistema de refrigeración a bordo emplear?

Para la elección del sistema de refrigeración más adecuado, se deberá considerar el tipo de captura que realiza el barco en sus faenas de mar, cuando la pesca está destinada a la reducción, es decir, el producto será utilizado para la fabricación de harina de pescado de alta calidad llamada "Primer" se utilizan los sistemas de refrigeración con agua de mar (R.S.W. y C.S.W.). El producto de la pesca obtenida por el pesquero artesanal se ocupará para el consumo directo y la industria conservera (Fernández, 2004), por dicho motivo las alternativas de refrigeración con agua de mar quedan descartadas.

El presente proyecto pretende sustituir el hielo que utiliza el barco pesquero para la conservación del pescado en sus bodegas. Con ello el costo fijo anual que involucra la compra de hielo quede descartada, desde el punto de vista económico instalar un sistema de refrigeración mecánica con hielo no resulta rentable.

Se considera instalar un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor de una etapa, con un sistema de expansión directa por las siguientes características que presenta:

- La capacidad de la instalación frigorífica es inferior a 100 toneladas de refrigeración.
- Este sistema permite utilizar refrigerantes primarios como los hidrocarburos halogenados (R-13, R-22, R-23) o Compuestos Inorgánicos (Amoníaco).
- Es utilizado cuando la maquinaria frigorífica no está instalada lejos de la cámara a enfriar, de modo que se evita largos tendidos de tuberías lo que conlleva a pérdidas de carga del refrigerante utilizado.
- Se emplea en sistemas en los cuales no son necesarias bajas temperaturas de evaporación.

CAPÍTULO 3

EMBARCACIÓN PESQUERA

3.1 Descripción General de la Embarcación.

La embarcación que será implementada con un sistema de refrigeración por compresión de vapor, corresponde a un pesquero artesanal de construcción de madera

Dicho pesquero está diseñado para realizar pesca de cerco principalmente y de manera alternativa puede ser utilizado en otros tipos de pesca (arrastre o espinel), permitiendo de esta manera un mayor tiempo de operación durante el año.

La embarcación tiene como puerto base la ciudad de Calbuco, localidad ubicada a 56 kilómetros al Sur de la ciudad de Puerto Montt, capital de la Décima Región. La zona de pesca abarca el seno de Reloncaví y los alrededores de la Isla de Chiloé. En la figura 3.1 se puede apreciar la zona de operación del pesquero (Fernández, 2004).



Figura N°3.1 Zona de operación de la embarcación p esquera; Fuente: Escuela de Ingeniería Naval UACH.

En dicha zona las condiciones de mar y viento son muy fuertes, el clima es lluvioso y frío en gran parte del año.

La embarcación tiene una autonomía de 500 millas náuticas para ejercer la pesca artesanal en este lugar, y le corresponde una velocidad de operación de 9 nudos, para condiciones de viento y mar moderado.

Entre las principales especies a capturar en las faenas de pesca se consideran, la sardina (pescado graso), y el jurel (pescado semigraso). El pesquero cuenta con una bodega para el almacenamiento de los productos de la pesca, con capacidad total de 38.1 m^3 , utiliza el sistema de refrigeración con hielo para retrasar el proceso de descomposición, para la condición de bodega al 100 % de carga, ésta podrá soportar un peso máximo de 22 toneladas, este peso involucra el peso del pescado y el hielo correspondiente a dicha faena (Fernández, 2004).

3.2 Características Principales.

Eslora Total	: 16.04	(<i>m</i>)
Eslora entre P.P	: 14.51	(<i>m</i>)
Manga	: 4.80	(<i>m</i>)
Puntal	: 2.30	(<i>m</i>)
Capacidad de bodega	: 38.1	(m^3)
Motor de propulsión	: 200	(<i>HP</i>)
Velocidad de servicios	: 9	(<i>Nudos</i>)
Generador	: 3.5	(<i>KW</i>)
Capacidad de combustible	: 2.0	(m^3)
Capacidad de agua dulce	: 0.6	(m^3)
Arqueo	: 33.5	TRG
Habitabilidad	: 5 personas ubicadas en la proa de la nave.	

El barco anteriormente descrito fue diseñado para tener una autonomía máxima de 7 días de navegación, tiempo en el cual completará las faenas de extracción de los productos del mar.

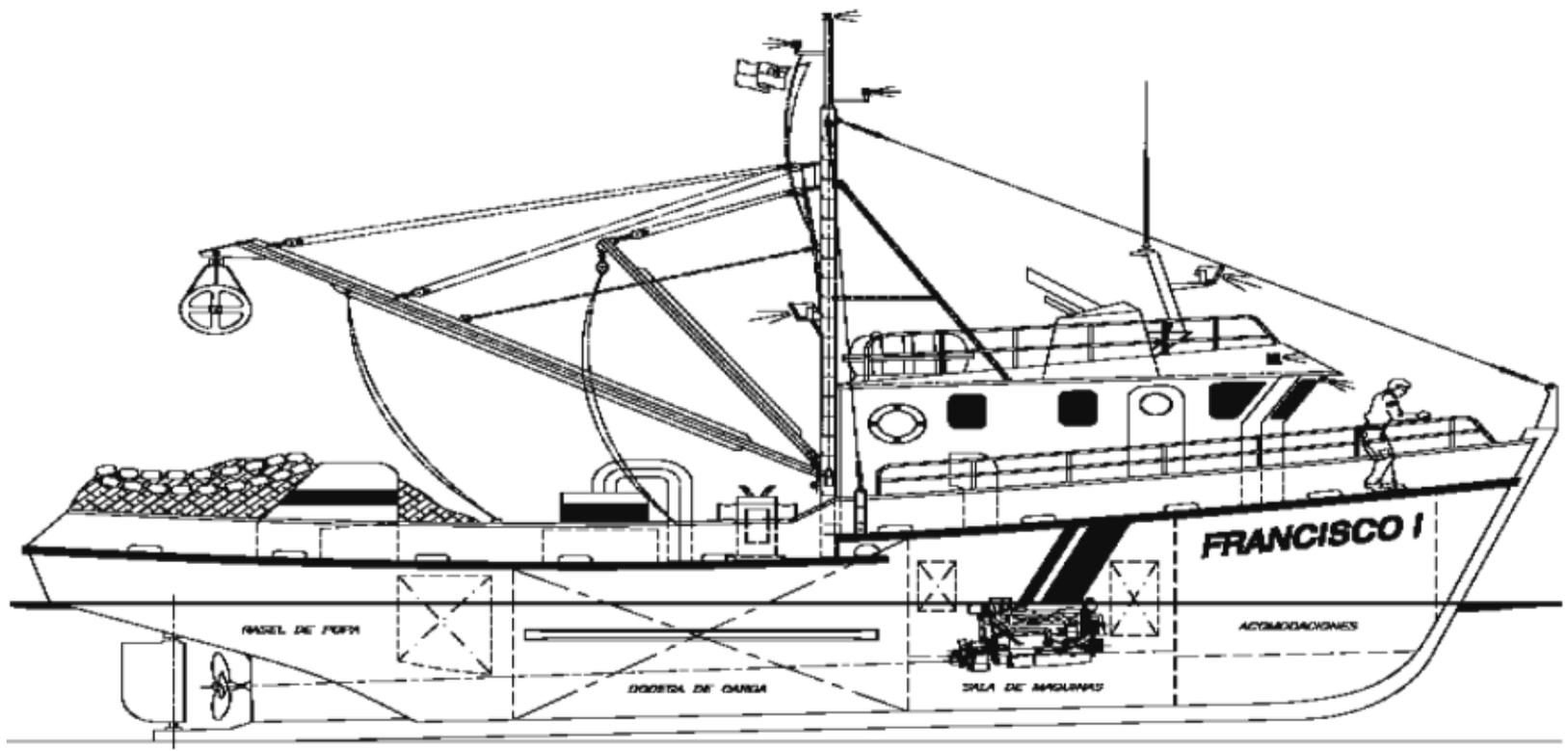


Figura N° 3.2 Perfil longitudinal de la embarcación pesquera; Fuente: Escuela de Ingeniería Naval Uach.

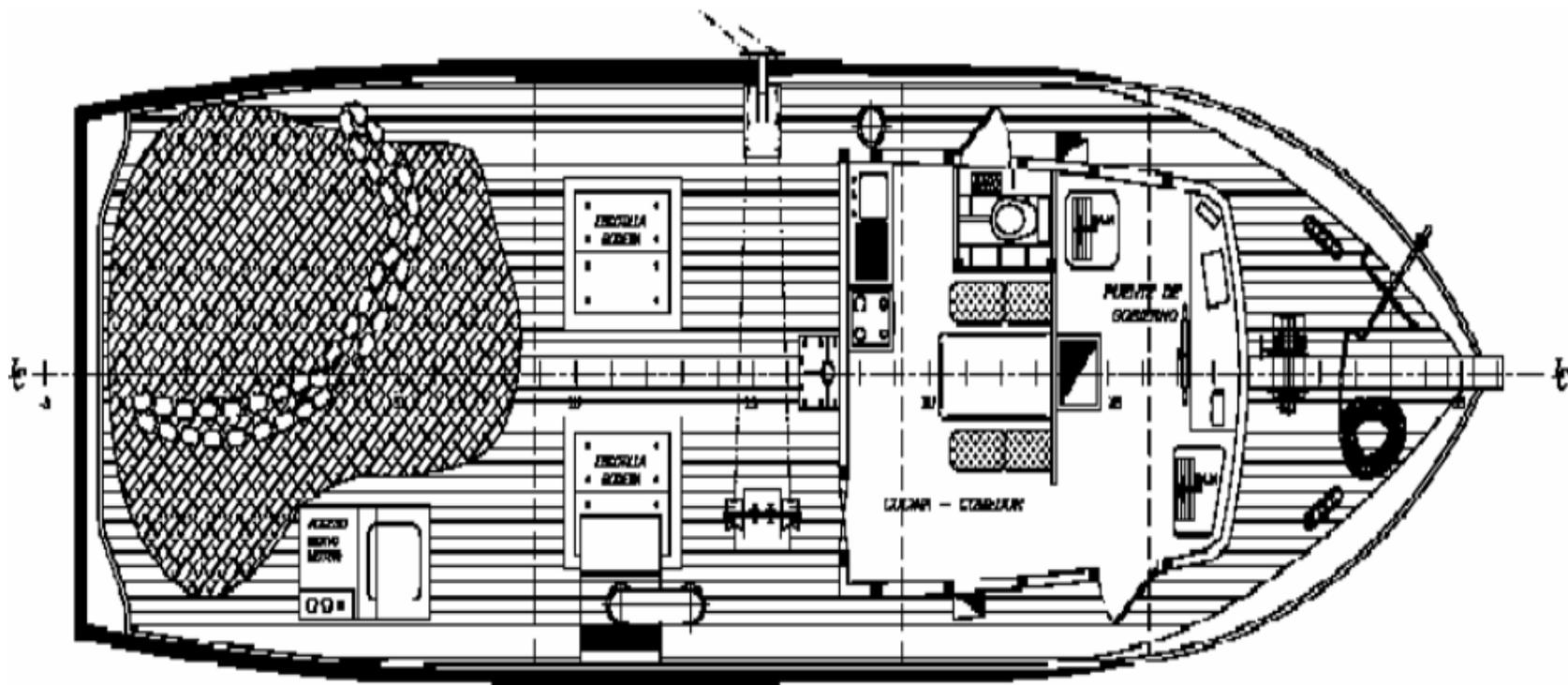


Figura N° 3.3 Cubierta principal de la embarcación pesquera; Fuente: Escuela de Ingeniería Naval Uach.

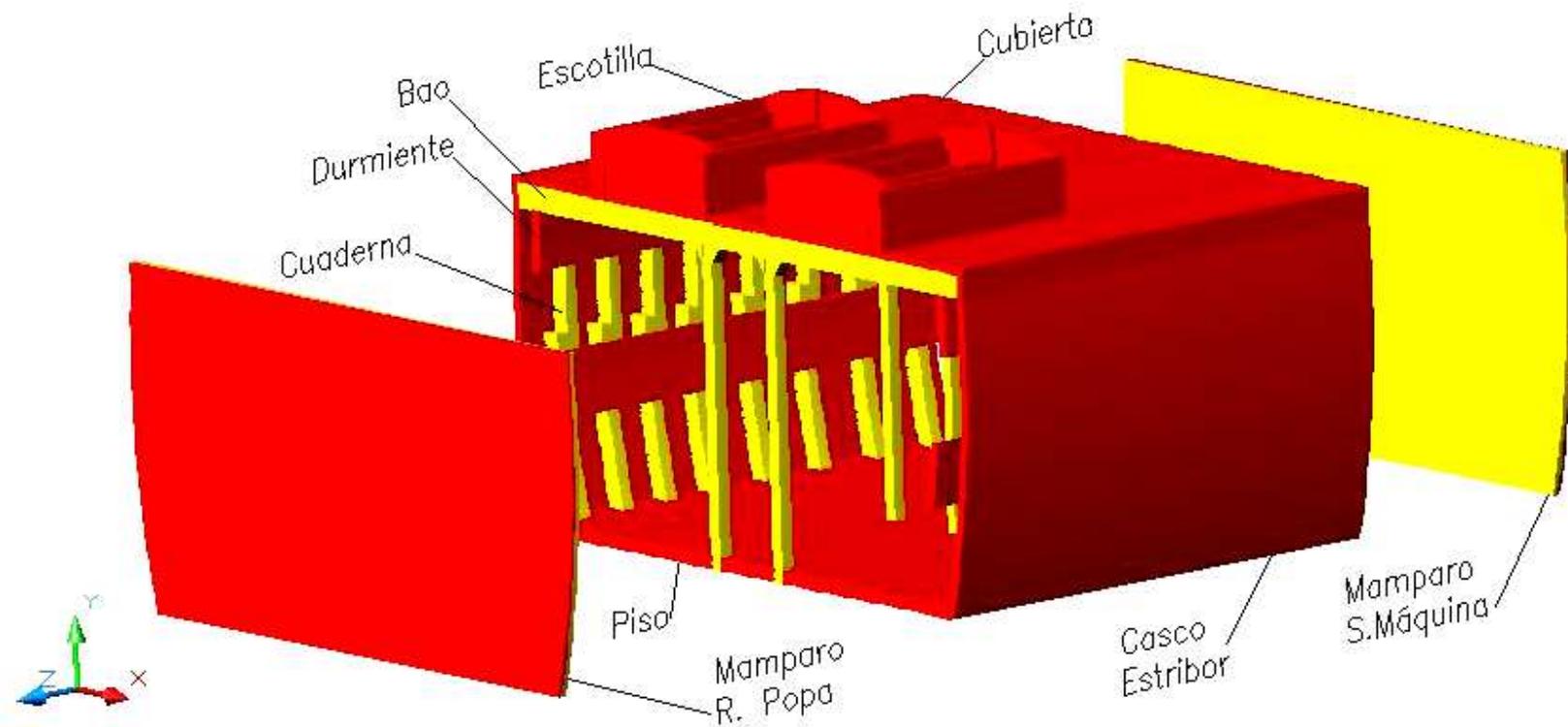


Figura N° 3.4 Partes principales bodega de almacenamiento.

3.3 Especificaciones Constructivas de la Bodega.

La embarcación pesquera presenta una bodega de almacenamiento, la forma de dicha bodega es trapezoidal, esta bodega se puede apreciar en la figura N°3.4, señalando las partes que la conforma n.

Los baos constituyen piezas de sección rectangular puesta de canto, para aumentar su resistencia, atraviesan la bodega de babor a estribor, descansando sobre los durmientes, constituido por Pieza de Ciprés Típico 100x180 (*mm*) (Fernández, 2004).

Los durmientes son refuerzos longitudinales que corren a lo largo de la bodega por el interior de ambas bandas, se encuentran bajo los baos que se unen de forma directa, constituido por Pieza de Ciprés Típico 150x80 (*mm*) (Fernández, 2004).

Las cuadernas son piezas curvas que están fraccionadas con respecto al plano longitudinal, éstas nacen en la quilla y se levantan perpendicularmente a ella, son consideradas las secciones transversales de la bodega, constituidos por Pieza de Coigue 120x150 (*mm*) (Fernández, 2004).

El mamparo de sala de máquina limita la bodega con el motor y las máquinas principales que se encuentran en dicha sala, el mamparo racel de popa limita la bodega con el mecanismo hidráulico de gobierno que actúa sobre el timón del buque.

La cubierta de la bodega la soportan los mamparos transversales de la sala de máquina, racel de popa, los baos y las cuadernas; el casco tanto a babor como estribor son completamente estancos, las escotillas están formadas por dos brazolas longitudinales y dos brazolas transversales.

Tabla N°3.1 Materiales que componen la bodega.

Elemento	Material
Casco Babor y Estribor	Tablas de Ciprés Típico 240x63 (mm)
Cubierta	Tablas de Ciprés Típico 120x80 (mm)
Mamparo Sala Máquina	Pieza de Ciprés Típico 120x40 (mm) y Terciado Marino 120x20 (mm)
Mamparo Racel Popa	Pieza de Ciprés Típico 120x40 (mm) y Terciado Marino 120x20 (mm)
Piso	Pieza de Ciprés Típico 150x100 (mm)
Escotilla	Terciado Marino 120x20 (mm)
Costado Escotilla	Pieza de Ciprés Típico 250x130 (mm)

Tabla N°3.2 Dimensiones Interiores de la bodega.

Descripción	Largo (m)	Alto (m)	Ancho (m)		Volumen (m ³)
			Piso	Cubierta	
Bodega	3.835	2.3	4.06	4.254	36.667
Escotilla B.	1.484	0.5	0.97		0.719
Escotilla E.	1.484	0.5	0.97		0.719
Volumen Total de bodega					38.105

CAPÍTULO 4

ESPESOR DE AISLACIÓN

4.1 Cálculo del Espesor del Aislante.

El revestimiento estará constituido primeramente por planchas de ZINC-ALUM, estas planchas fueron elegidas por su reducido peso, al ser liviana la plancha permite que los nuevos pesos que se agregarán a la bodega no afecten la estabilidad del buque que posteriormente será analizada. Estas planchas proporcionan una alta resistencia a la corrosión, no presentan porosidad lo que las hacen totalmente impermeables, su alta resistencia mecánica permite un aprovechamiento total del material cuando sea instalada en la bodega, su facilidad de trabajo permite lograr formas curvas simples de realizar, permanece inalterable a la acción de agentes biológicos en general. Para la unión y fijación de las planchas se utilizará clavos galvanizados de cabeza plana y con el fin de eliminar las filtraciones se aplicará sellantes tapagoterías. **(Anexo 20).**

Se elegirá como material aislante el poliuretano expandido, porque cumple con la gran mayoría de las características de un buen aislante, especialmente por su bajo coeficiente de conductividad, y su fácil instalación; ya que puede ser aplicado "in situ" por el sistema spray mediante una pistola que produce un rocío con la mezcla de los componentes químicos del poliuretano, se adquiere casi en forma inmediata el espesor del aislante requerido en la bodega del barco.

El poliuretano además presenta las siguientes cualidades:

- El poliuretano al inyectarse en obra, lo hace particularmente adecuado para su aplicación en superficies curvas, discontinuas y provistas de rincones como se presentará en la bodega del pesquero.
- Se adhiere a las superficies de las planchas, mejorando la sujeción de éstos y además protege las superficies a las que se adhiere.
- El poliuretano tiene un alto porcentaje de celdillas cerradas, lo que hace que sea prácticamente impenetrable al agua.

La preparación de la estructura, fijación de las planchas, distribución, y aplicación del poliuretano se explicará con detalle en el capítulo 8.

Al estar la superficie que limita el interior del casco con la superficie exterior de la pared aislante constituida por cuadernas, cámaras de aire y durmientes distribuidas en forma irregular lo que no facilita el cálculo de transmisión de calor por aplicación simple de la ley de conducción en sentido perpendicular a la superficie, ésta será considerada por una cámara de aire que se encuentra en reposo y cuyo espesor será la suma de los diferentes espesores de los elementos antes mencionados, debido a que ésta será la condición más desfavorable a la oposición de la transmisión de calor, ya que presenta menor resistencia térmica, el valor de la resistencia de la cámara de aire en reposo fue considerada de acuerdo a la posición de la cámara, espesor y dirección de flujo. **(Figura 2, Anexo1).**

La temperatura exterior para los costados y cubierta se consideran diferentes, debido a su posición, éstas no están expuestas de la misma manera. Fueron consideradas como medias térmicas.

Es importante destacar el hecho que el barco navega entre dos fluidos; el agua de mar y el viento; se procederá a estudiar el fenómeno de convección, considerando temperaturas propias de un ambiente marino, teniendo como referencia la línea de flotación o agua que determina la intersección del plano de nivel libre de agua con la superficie exterior del casco del barco, dicho valor corresponderá cuando éste navega para la condición de bodega de 80% de carga y 50 % de combustible, ésta supone que el barco sale de caladero con sus bodegas a una capacidad de 17 toneladas, los estanques de consumo general dentro de los cuales se incluye el petróleo, agua dulce y aceite hidráulico, se encuentran llenos en un cincuenta por ciento (Fernández, 2004).

Debido a las características constructivas del casco, cubierta, mamparos, piso y escotilla son diferentes, se procederá a desarrollar el cálculo por separado, también cabe señalar que los parámetros de diseño para la selección del espesor del aislamiento son diferentes para cada situación.

Para determinar el espesor de aislante requerido generalmente es utilizado un coeficiente global de pérdidas “ K_1 ”, el cual incluye salto térmico, características y espesores de los materiales componentes de la pared y del tipo de aislante seleccionado (Ramírez, 1994). La ecuación que define este coeficiente es:

$$K_1 = \frac{\Delta_t}{\sum_i R_{k_i} + \sum_i R_{h_i}} \quad (1)$$

$$R_k = \frac{e}{\lambda} \quad (2)$$

$$R_h = \frac{1}{h} \quad (3)$$

$$\Delta t = t_e - t_i \quad (4)$$

Donde:

K_1 : Coeficiente global de pérdidas de calor; $\left(\frac{kcal}{h \times m^2} \right)$

R_K : Resistencia térmica interna; $\left(\frac{m^2 \times h \times ^\circ C}{kcal} \right)$

R_h : Resistencia térmica superficial exterior, interior; $\left(\frac{m^2 \times h \times ^\circ C}{kcal} \right)$

e : Espesor de los elementos que constituyen la pared o techo; (m)

λ : Coeficiente de conductividad térmica; $\left(\frac{kcal}{m^2 \times h \times ^\circ C} \right)$

h_e : Coeficiente de convección exterior; $\left(\frac{kcal}{m^2 \times h \times ^\circ C} \right)$

h_i : Coeficiente de convección interior; $\left(\frac{kcal}{m^2 \times h \times ^\circ C} \right)$

Δt : Salto térmico; ($^\circ C$)

t_e : Temperatura exterior de la bodega; ($^\circ C$)

t_i : Temperatura interior de la bodega; ($^\circ C$)

Para cámaras de productos conservados a una temperatura próxima a 0 °C se utiliza como diseño un coeficiente global de pérdidas “ K_1 ” que está generalmente en un rango de 7 y 8 $\left(\frac{kcal}{m^2 \times h}\right)$ (Ramírez, 1994), este valor corresponde al caudal máximo permisible por unidad de superficie, para el diseño se tomará un valor de:

$$K_1 = 8 \left(\frac{kcal}{m^2 \times h} \right) \quad [4]$$

4.2 Cálculo del Espesor del Poliuretano en el Casco Babor y Estribor.

Como se expuso anteriormente, el casco Babor y Estribor está expuesta a la acción de dos fluidos el aire y el agua de mar, por lo cual se calculará para cada condición un espesor de aislante, seleccionando el de mayor espesor, ya que éste corresponderá a la situación más desfavorable.

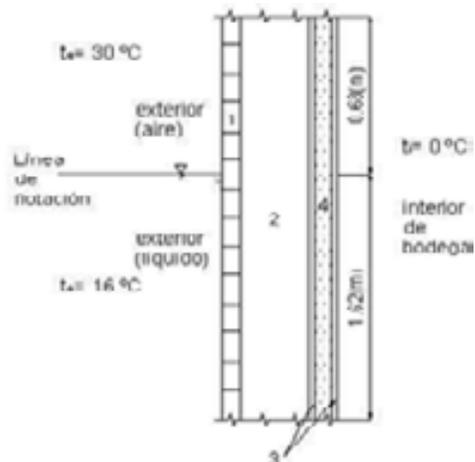


Figura N°4.1 Corte transversal de la pared aislante y casco.

1. Tabla de Cípris típico
2. Cámara de aire
3. Plancha de ZINC-ALUM
4. Poliuretano expandido

4.2.1 Superficie sobre la Línea de Flotación.

Para la superficie que se encuentra sobre la línea de flotación (0.68 m), se procederá a calcular el espesor del aislamiento correspondiente

Parámetros de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad \text{(Figura 1, Anexo1)}$$

$$t_e = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Remplazando en (4)

$$\Delta t = 30 - 0 = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

El aire exterior se considera convección forzada, ya que debido a las condiciones de velocidad del viento se puede asumir el efecto de convección forzada, el coeficiente de convección del aire en la superficie exterior (cubierta, babor y estribor) combinado con la radiación fue obtenido del Documento Técnico de Pesca N° 331 FAO.

$$h_e = 29.3 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{}^\circ\text{C}} \right) \quad [14]$$

$$h_i = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{}^\circ\text{C}} \right) \quad \text{(Figura 3, Anexo1)}$$

Los valores de conductividad de cada elemento **(Figura N° 4, Anexo1)**

Tabla N°4.1 Variables para cálculo del Resistencia Térmica Casco.

Elemento	$e \text{ (m)}$	$\lambda \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h} \times \text{m} \times \text{}^\circ\text{C}} \right)$	$R \left(\frac{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{}^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right)$
Tabla de Ciprés T.	0.063	0.12	0.525
Cámara de aire	0.230		0.19
Pl. de ZINC-ALUM	0.0004	50	$8 \times 10^{-6} \times 2 = 16 \times 10^{-6}$
Poliuretano expandido	$e_{\text{poliure tan o}}$	0.020	$\frac{e_{\text{poliure tan o}}}{0.020}$
		Aire interior	0.139
		Aire exterior	0.034

Se tiene que:

$$\Delta_t = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$K_1 = 8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h}} \right)$$

Reemplazando los valores de Resistencia térmica de la tabla N° 4.1 en la ecuación (1), se tiene:

$$8 = \frac{30}{0.888 + \frac{e_{\text{poliure tan o}}}{0.020}}$$

Al realizar la ecuación, se obtiene:

$$e_{\text{poliure tan o}} = 0.060 \text{ (m)}$$

4.2.2 Superficie bajo la Línea de Flotación.

Para la superficie que se encuentra bajo línea de flotación a 1.62 (m) bajo el nivel del mar (Fernandez, 2004), se procederá a calcular el espesor del aislamiento correspondiente. Al estar parte de la bodega sumergida en agua de mar (líquido), se procederá a determinar el coeficiente de convección exterior “ h_e ”. Este coeficiente de convección está influenciado por varios factores, como son la velocidad, el tipo de circulación, el estado de la superficie (longitud, diámetro del tubo, rugosidad, incrustaciones), la naturaleza de los líquidos o de los gases (densidad, viscosidad, conductividad, calor específico).

La presente ecuación ha de servir para calcular valores aproximados, del coeficiente de convección para un líquido en contacto con una pared vertical metálica (Welty, 1988).

$$h_e = (7 + 22 \times V) \times (120 + tm) \quad (5) \quad [27]$$

$$tm = \frac{t_i + t_e}{2} \quad (6)$$

Donde:

$$V : \text{Velocidad del fluido; } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

t_m : Temperatura media de la sección; ($^{\circ}C$)

Datos de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (}^{\circ}C\text{)}$$

$$t_e = 16 \text{ (}^{\circ}C\text{)} \quad \text{(Figura N}^{\circ} 5, \text{ Anexo1)}$$

Reemplazando en (6)

$$t_m = \frac{16+0}{2} = 8 \text{ (}^{\circ}C\text{)}$$

$V = 4.633 \left(\frac{m}{s} \right)$, que corresponde a los nueve nudos que navega el barco.

Reemplazando los valores en la ecuación (5) se tiene:

$$h_e = 14160.4 \left(\frac{kcal}{m^2 \times h \times ^{\circ}C} \right)$$

Al ser determinado el coeficiente de convección exterior para el fluido, se procederá a determinar el espesor del poliuretano expandido.

Condiciones de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (}^{\circ}C\text{)}$$

$$t_e = 16 \text{ (}^{\circ}C\text{)}$$

Reemplazando en (4)

$$\Delta t = 16 - 0 = 16 \text{ (}^{\circ}C\text{)}$$

$$h_e = 14160.4 \left(\frac{kcal}{m^2 \times h \times ^{\circ}C} \right)$$

$$h_i = 7.167 \left(\frac{kcal}{m^2 \times h \times ^{\circ}C} \right)$$

La pared aislante está conformada por los mismos elementos que se pueden apreciar en la figura N^o 4.1, variando el valor del coeficiente de convección exterior anteriormente calculado. Los valores de resistencia térmica no varían, exceptuando la resistencia térmica exterior, reemplazando en la ecuación (3), se obtiene:

$$R_h = \frac{1}{14160.4}$$

$$R_h = 7 \times 10^{-5} \left(\frac{m^2 \times h \times ^\circ C}{kcal} \right)$$

Considerando el nuevo valor de resistencia térmica exterior y los valores de resistencia térmica de la tabla N°4.1.

Además se sabe que:

$$\Delta_i = 16 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$K_1 = 8 \left(\frac{kcal}{m^2 \times h} \right)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (1), se tiene:

$$8 = \frac{16}{1.039 + \frac{e_{\text{poliuretan o}}}{0.020}}$$

Al realizar la ecuación, se obtiene:

$$e_{\text{poliuretan o}} = 0.021 \text{ (m)}$$

Después de haber realizado el estudio de transferencia de calor, la superficie que se encuentra sobre la línea de flotación es la que requiere un mayor espesor de poliuretano expandido, lo cual conlleva a tomar la decisión de elegir un espesor de 0.060 (m).

4.3 Cálculo del Espesor del Poliuretano en la Cubierta.

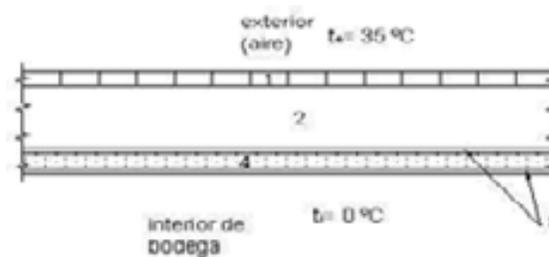


Figura N°4.2 Corte transversal de la pared aislante y cubierta

1. Tablas de Ciprés Típico
2. Cámara de Aire
3. Plancha de ZINC-ALUM
4. Poliuretano expandido

El procedimiento es básicamente similar al cálculo del espesor del aislante del casco, con la diferencia que la cubierta se encuentra directamente expuesta a los rayos solares por eso se considera un temperatura exterior de 35 °C. La resistencia térmica de la cámara de aire cambia, ya que se encuentra en posición horizontal y el flujo calórico es descendente (**Figura N° 2, Anexo1**).

Parámetros de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_e = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Remplazando en (4)

$$\Delta t = 35 - 0 = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$h_e = 29.3 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}} \right)$$

$$h_i = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}} \right)$$

Tabla N°4.2 Variables para cálculo del Resistencia Térmica Cubierta.

Elemento	$e \text{ (m)}$	$\lambda \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h} \times \text{m} \times ^\circ\text{C}} \right)$	$R \left(\frac{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right)$
Tabla de Ciprés T.	0.048	0.12	0.4
Cámara de aire	0.180		0.24
Pl. de ZINC-ALUM	0.0004	50	$8 \times 10^{-6} \times 2 = 16 \times 10^{-6}$
Poliuretano expandido	$e_{\text{poliuretan o}}$	0.020	$\frac{e_{\text{poliuretan o}}}{0.020}$
		Aire interior	0.139
		Aire exterior	0.034

Se tiene que:

$$\Delta_i = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$K_1 = 8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h}} \right)$$

Reemplazando los valores de Resistencia térmica de la tabla N° 4.2 en la ecuación (1), se tiene:

$$8 = \frac{35}{0.813 + \frac{e_{\text{poliure tan o}}}{0.020}}$$

Al realizar la ecuación, se obtiene:

$$e_{\text{poliure tan o}} = 0.071 \text{ (m)}$$

4.4 Cálculo del Espesor del Poliuretano Mamparo Sala Máquina.

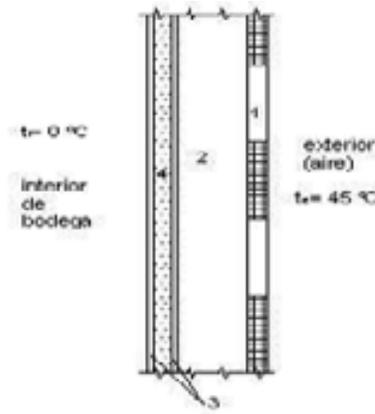


Figura N°4.3 Corte transversal de la pared aislante Mamparo S. M.

1. Plancha aglomerada
2. Pieza de Ciprés Típico
3. Plancha de ZINC-ALUM
4. Poliuretano expandido

Para esta situación se considera que se produce una diferencia térmica considerablemente mayor, ya que el promedio de una sala de máquina es de 50 (°C) (TORREMOLINOS, 2002). El mamparo es contiguo a la Sala de máquina, el aire en dicha sala se considera en reposo.

Parámetros de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_e = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Remplazando en (4)

$$\Delta t = 50 - 0 = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$h_e = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}} \right)$$

$$h_i = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}} \right)$$

Tabla N° 4.3 Variables para cálculo del Resistencia Térmica Mamparo S.M.

Elemento	$e \text{ (m)}$	$\lambda \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h} \times \text{m} \times ^\circ\text{C}} \right)$	$R \left(\frac{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right)$
Plancha aglomerada	0.02	0.09	0.222
Pieza de Ciprés T.	0.04	0.12	0.333
PI. de ZINC-ALUM	0.0004	50	$8 \times 10^{-6} \times 2 = 16 \times 10^{-6}$
Poliuretano expandido	$e_{\text{poliure tan o}}$	0.020	$\frac{e_{\text{poliure tan o}}}{0.020}$
		Aire interior	0.139
		Aire exterior	0.139

Se tiene que:

$$\Delta_i = 50 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$K_1 = 8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h}} \right)$$

Reemplazando los valores de Resistencia térmica de la tabla N° 4.3 en la ecuación (1), se tiene:

$$8 = \frac{50}{0.833 + \frac{e_{\text{poliure tan o}}}{0.020}}$$

Al realizar la ecuación, se obtiene:

$$e_{\text{poliure tan o}} = 0.114 \text{ (m)}$$

4.5 Cálculo del Espesor del Poliuretano Mamparo Racel Popa.

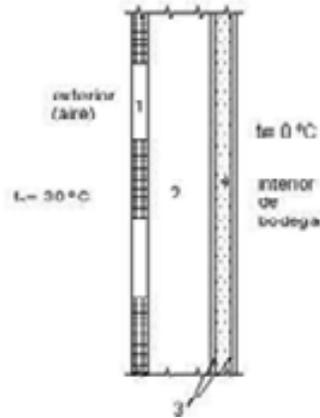


Figura N°4.4 Corte transversal de la pared aislante Mamparo R. P.

1. Plancha aglomerada
2. Pieza de Ciprés Típico
3. Plancha de ZINC-ALUM
4. Poliuretano expandido

El cálculo del espesor del aislamiento en el mamparo de racel de popa es similar al mamparo de sala de máquina, con la diferencia que la temperatura en el racel de popa se asume de 30 (°C).

Parámetros de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_e = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Remplazando en (4)

$$\Delta t = 30 - 0 = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$h_e = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{}^\circ\text{C}} \right)$$

$$h_i = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{}^\circ\text{C}} \right)$$

Se tiene que:

$$\Delta_t = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$K_1 = 8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h}} \right)$$

Se consideran las mismas resistencias térmicas obtenidas en la tabla N° 4.3.

Reemplazando los valores en la ecuación (1), se tiene:

$$8 = \frac{30}{0.833 + \frac{e_{\text{poliuretan o}}}{0.020}}$$

Al realizar la ecuación, se obtiene:

$$e_{\text{poliuretan o}} = 0.061 \text{ (m)}$$

4.6 Cálculo del Espesor de Poliuretano en el Piso de la Bodega.

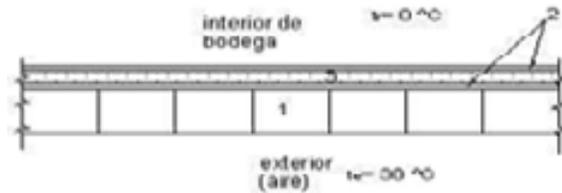


Figura N°4.5 Corte transversal de la pared aislante y Piso Bodega.

1. Pieza de Ciprés Típico
2. Plancha de ZINC-ALUM
3. Poliuretano expandido

Parámetros de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_e = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Remplazando en (4)

$$\Delta t = 30 - 0 = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$h_e = 8.6 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{ }^\circ\text{C}} \right)$$

(Figura N° 3, Anexo 1)

$$h_i = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}} \right)$$

Tabla N° 4.4 Variables para el cálculo de la Resistencia Térmica del piso.

Elemento	e (m)	λ $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h} \times \text{m} \times ^\circ\text{C}} \right)$	R $\left(\frac{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right)$
Pieza de Ciprés T.	0.100	0.12	0.833
PL. de ZINC-ALUM	0.0004	50	$8 \times 10^{-6} \times 2 = 16 \times 10^{-6}$
Poliuretano expandido	$e_{\text{poliuretano}}$	0.020	$\frac{e_{\text{poliuretano}}}{0.020}$
		Aire interior	0.139
		Aire exterior	0.116

Se tiene que:

$$\Delta_t = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$K_1 = 8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h}} \right)$$

Reemplazando los valores de Resistencia térmica de la tabla N° 4.4 en la ecuación (1), se tiene:

$$8 = \frac{30}{1.088 + \frac{e_{\text{poliuretano}}}{0.020}}$$

Al realizar la ecuación, se obtiene:

$$e_{\text{poliuretano}} = 0.056 \text{ (m)}$$

4.7 Cálculo del Espesor de Poliuretano en la Escotilla.

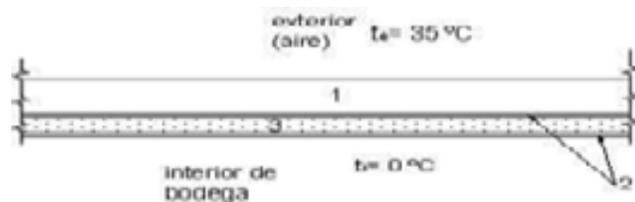


Figura N° 4.6 Corte transversal de la pared aislante y Escotilla.

1. Plancha Aglomerada
2. Plancha de ZINC-ALUM
3. Poliuretano expandido

Parámetros de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_e = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Remplazando en (4)

$$\Delta t = 35 - 0 = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$h_e = 29.3 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{}^\circ\text{C}} \right)$$

$$h_i = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{}^\circ\text{C}} \right)$$

Tabla N° 4.5 Variables para el cálculo de la Resistencia Térmica Escotilla.

Elemento	$e \text{ (m)}$	$\lambda \left(\frac{\text{kcal}}{\text{h} \times \text{m} \times \text{}^\circ\text{C}} \right)$	$R \left(\frac{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{}^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right)$
Plancha aglomerada	0.02	0.09	0.222
PI. de ZINC-ALUM	0.0004	50	$8 \times 10^{-6} \times 2 = 16 \times 10^{-6}$
Poliuretano expandido	$e_{\text{poliuretano}}$	0.020	$\frac{e_{\text{poliuretano}}}{0.020}$
		Aire interior	0.139
		Aire exterior	0.034

Se tiene que:

$$\Delta t = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$K_1 = 8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h}} \right)$$

Reemplazando los valores de Resistencia térmica de la tabla N° 4.5 en la ecuación (1), se tiene:

$$8 = \frac{35}{0.396 + \frac{e_{\text{poliuretano}}}{0.020}}$$

Al realizar la ecuación, se obtiene:

$$e_{\text{poliuretano}} = 0.084 \text{ (m)}$$

4.8 Cálculo del Espesor de Poliuretano, Costados Escotilla.

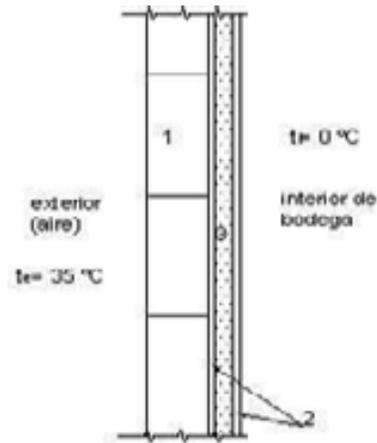


Figura N°4.7 Corte transversal de la pared aislante y Costado Escotilla.

1. Plancha Aglomerada
2. Plancha de ZINC-ALUM
3. Poliuretano expandido

Parámetros de diseño:

$$t_i = 0 \text{ (°C)}$$

$$t_e = 35 \text{ (°C)}$$

Remplazando en (4)

$$\Delta t = 35 - 0 = 35 \text{ (°C)}$$

$$h_e = 29.3 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times \text{°C}} \right)$$

$$h_i = 7.167 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}} \right)$$

Tabla N° 4.6 Variables para el cálculo de la Resistencia Térmica Escotilla.

Elemento	e (m)	λ $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{h} \times \text{m} \times ^\circ\text{C}} \right)$	R $\left(\frac{\text{m}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{C}}{\text{kcal}} \right)$
Pieza de Ciprés T.	0.13	0.12	1.083
Pl. de ZINC-ALUM	0.0004	50	$8 \times 10^{-6} \times 2 = 16 \times 10^{-6}$
Poliuretano expandido	$e_{\text{poliuretan o}}$	0.020	$\frac{e_{\text{poliuretan o}}}{0.020}$
		Aire interior	0.139
		Aire exterior	0.034

Se tiene que:

$$\Delta_t = 35 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$k_1 = 8 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \times \text{h}} \right)$$

Reemplazando los valores de Resistencia térmica de la tabla N° 4.6 en la ecuación (1), se tiene:

$$8 = \frac{35}{1.256 + \frac{e_{\text{poliuretan o}}}{0.020}}$$

Al realizar la ecuación, se obtiene:

$$e_{\text{poliuretan o}} = 0.065 \text{ (m)}$$

Se presenta una tabla que resume los valores de aislamiento obtenido, junto a los parámetros más importantes.

Tabla N°4.7 Resumen de espesor de espesores aislamiento.

Ubicación	Δ_r ($^{\circ}C$)	K_1 $\left(\frac{kcal}{m^2 \times h}\right)$	Espesor aislante (m)
Casco B. y E.	30	8	0.060
Cubierta	35	8	0.071
Mamparo S. M.	50	8	0.114
Mamparo Racel P.	30	8	0.061
Piso	30	8	0.056
Escotilla	35	8	0.084
Costados Escotilla	35	8	0.065

El volumen ocupado por el aislante estará dado por el producto entre el área total de la pared y el espesor de la pared aislante total, de igual forma con el volumen ocupado por la pared aislante, dichos volúmenes permitirán determinar la carga térmica debido a los cambios de aire y la estabilidad del barco.

Tabla N°4.8 Resumen de volumen poliuretano expandido.

Ubicación	Área (m^2)	Espesor aislante (m)	Volumen poliuretano (m^3)
Casco B. y E.	$8.828 \times 2 = 17.656$	0.060	1.059
Cubierta	13.328	0.071	0.946
Mamparo S. M.	9.561	0.114	1.089
Mamparo Racel P.	9.561	0.061	0.583
Piso	15.57	0.056	0.871
Escotilla	$1.493 \times 2 = 2.986$	0.084	0.250
Costados Escotilla	$2.454 \times 2 = 4.908$	0.065	0.319
Volumen total ocupado aislante (m^3)			5.117

Tabla N°4.9 Resumen de volumen ocupado pared aislante.

Ubicación	Área (m^2)	Espesor Pared aislante (m)	Volumen P. aislante (m^3)
Casco B. y E.	$8.828 \times 2 = 17.656$	0.061	1.077
Cubierta	13.328	0.072	0.960
Mamparo S. M.	9.561	0.115	1.10
Mamparo Racel P.	9.561	0.062	0.593
Piso	15.57	0.057	0.887
Escotilla	$1.493 \times 2 = 2.986$	0.085	0.254
Costados Escotilla	$2.454 \times 2 = 4.908$	0.066	0.324
Volumen total ocupado pared aislante (m^3)			5.196

CAPÍTULO 5

CARGA DE ENFRIAMIENTO

5.1 Cálculo de la Carga de Enfriamiento.

La carga de enfriamiento está compuesta por la suma de diversas fuentes de calor. Las fuentes que se consideran en esta ocasión serán las siguientes.

1. Calor por Ganancia de Superficie
2. Calor Renovación de Aire
3. Calor por Personal Humano
4. Calor Refrigeración Producto
5. Calor Equipos dentro Bodega

5.2 Calor por Ganancia de Superficie.

Habiendo fijado para el presente proyecto que el caudal máximo permisible por unidad de superficie “ K_1 ” para cámaras de productos conservados a una temperatura a $0\text{ }^\circ\text{C}$ corresponde a $8\left(\frac{kcal}{m^2 \times h}\right)$, el calor transmitido en un lapso de tiempo vendrá determinada por la siguiente ecuación:

$$Q = K_1 \times A \quad (7)$$

Donde:

$$Q : \text{Flujo de calor; } \left(\frac{kcal}{h}\right)$$

$$A : \text{Área de transferencia; } (m_2)$$

Para calcular la transmisión de calor se reemplazará en la ecuación (7) “ K_1 ” que es conocido, quedando la relación como sigue:

$$Q = 8 \times A \quad (8)$$

Reemplazando las áreas involucradas (casco babor y estribor, cubierta, mamparo de sala de máquina, mamparo de racel de popa, piso, escotilla), se elabora una tabla N° 5.1 que reúnan las variables que intervienen en el cálculo de “ Q ”.

Tabla N° 5.1 Ganancia de calor por superficie.

Superficie	A (m_2)	K_1 $\left(\frac{kcal}{h \times m^2}\right)$	Q $\left(\frac{kcal}{h}\right)$
Casco B. y E.	8.828	8	$70.624 \times 2 = 141.248$
Cubierta	13.328	8	106.624
Mamparo S. M.	9.561	8	76.488
Mamparo Racel P.	9.561	8	76.488
Piso	15.57	8	124.560
Escotilla	1.439	8	$11.512 \times 2 = 23.024$
Costados escotilla	2.454	8	$19.632 \times 2 = 39.264$
Ganancia por superficie total			587.969

Para un periodo de 24 horas se obtiene:

$$Q = 587.969 \times 24$$

$$Q = 14105 \left(\frac{kcal}{dia}\right)$$

5.3 Calor Renovación de Aire.

La carga térmica producto de los cambios de aire es la que tiene relación con la apertura de escotillas e infiltraciones de aire en la operación normal de estiba del pescado a bordo del barco. Debido a la apertura de escotillas se tiene que equiparar la temperatura del aire interior con el aire exterior con la consiguiente pérdida de calor en el interior de la bodega.

$$Q = V_{int} \times \Delta h \times n \times 0.24 \quad (9)$$

Donde:

V_{int} : Volumen interior de la cámara; (m^3)

Δh : Calor del aire; ($\frac{kJ}{m^3}$)

n : Renovaciones por aire

Se tiene:

El volumen interior esta dado por el volumen de la bodega, menos el volumen total que ocupa la pared aislante dentro de la bodega.

$$V_{\text{bodega}} = 38.105 \text{ (} m^3 \text{)}$$

$$V_{\text{pared}} = 5.196 \text{ (} m^3 \text{)}$$

$$V_{\text{int}} = 32.91 \text{ (} m^3 \text{)}$$

Condiciones exteriores:

Temperatura Máxima Exterior: 30

Humedad relativa promedio: 75 %

Condiciones interior de la cámara:

Temperatura: 0 ($^{\circ}C$)

Humedad relativa: 90 % **(Figura N° 1, Anexo1)**

Con estos datos se ingresa al diagrama psicrométrico del aire

$$\Delta h = 74 \left(\frac{kJ}{kg_{\text{aire seco}}} \right) \quad \textbf{(Figura N°6, Anexo 1)}$$

Tomando un volumen específico de aire de $0.78 \left(\frac{m^3}{kg_{\text{aire seco}}} \right)$

$$n = 16.74 \quad \textbf{(Figura N°7, Anexo 1)}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (9), se obtiene:

$$Q = 33.03 \times 74 \times 16.743 \times \frac{1}{0.78} \times 0.24$$

$$Q = 12592 \left(\frac{kcal}{dia} \right)$$

5.4 Calor por Personal Humano.

Esta carga térmica es la producida por la tripulación encargada de estibar las cajas de pescado dentro de la cámara.

$$Q = q \times n \times t \times 0.86 \quad (10)$$

Donde:

q : Calor por personas; (W)

n : Número de personas en la cámara.

t : Tiempo de permanencia; $\left(\frac{h}{dia}\right)$

Datos de diseño:

Para cámaras a 0 (°C) el calor liberado por persona “ q ” será de 270 (W) (Ramírez, 1994), ver **(Figura N°8, Anexo1)**.

$n = 2$ (Fernández, 2004)

$t = 24$, condición más desfavorable.

Reemplazando los datos en la ecuación (10), se obtiene:

$$Q = 270 \times 2 \times 24 \times 0.86 = 11146 \left(\frac{Kcal}{dia}\right)$$

5.5 Calor Refrigeración del Producto y su Empaque.

La carga térmica debido al producto y su empaque será la suma de la carga térmica producida por la diferencia de temperatura de entrada del pescado y a la cual debe permanecer refrigerado y lo mismo para el empaque del pescado. La carga térmica para el producto y su empaque será calculada por la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{m \times C_e \times \Delta t \times 24}{t} \quad (11)$$

Donde:

m : Masa diaria de pescado introducido; $\left(\frac{kg}{dia}\right)$

C_e : Calor específico del pescado; $\left(\frac{kcal}{kg \times h} \right)$

t : Tiempo de enfriamiento; (h)

Condiciones del producto.

Tipo de pescado	: Pescado Graso
Peso Producto	: 35 (kg), por caja
Cantidad producto diario m	: 3.500 (kg)
Cantidad de cajas diarias	: 400
Tiempo de enfriamiento t	: 11 horas [14]
Temperatura de cámara	: 0 (°C)
Temperatura de ingreso producto	: 16 (°C)
Calor específico pescado graso C_e	: 0.76 $\left(\frac{kcal}{kg \times h} \right)$

$$\Delta t = 16 - 0 = 16 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Evaluando en la ecuación (11), se obtiene:

$$Q = \frac{3500 \times 0.76 \times 16 \times 24}{11}$$

$$Q = 92858 \left(\frac{Kcal}{dia} \right)$$

Condición de la caja.

Tipo de embalaje	: Caja de plástico 600x400x170 (mm)
Peso Caja	: 1.39 (kg)
Cantidad de cajas diarias	: 100
Tiempo de enfriamiento	: 11 horas
Temperatura de cámara	: 0 (°C)
Temperatura de ingreso caja	: 30 (°C)
Calor específico plástico	: 0.832 $\left(\frac{kcal}{kg \times h} \right)$

$$\Delta t = 30 - 0 = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$m = 1.39 \times 100 = 139 \text{ (kg)}$$

Evaluando en la ecuación (11), se obtiene:

$$Q = \frac{139 \times 0.382 \times 23 \times 24}{11}$$

$$Q = 2664 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{dia}} \right)$$

5.6 Calor Equipos Bodega.

Esta carga se divide en:

- Calor por Iluminación
- Calor Motor Ventilador

5.6.1 Calor por Iluminación.

$$Q = P_l \times T \times 0.86 \quad (12)$$

Donde:

P_l : Potencia de las luces; (W)

T : Tiempo de funcionamiento $\left(\frac{h}{\text{dia}} \right)$

Datos de diseño:

$$P = 200 \text{ (W)}$$

$$T = 24 \left(\frac{h}{\text{dia}} \right), \text{ condición más desfavorable.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (12), se obtiene:

$$Q = 200 \times 24 \times 0.86$$

$$Q = 4128 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{dia}} \right)$$

5.6.2 Calor Motor de Ventilador.

$$Q = P_m \times T \times 0.86$$

Donde:

P_m : Potencia global de los motores los ventiladores; (W)

T : Tiempo de funcionamiento

Se utilizará esta ecuación cuando los ventiladores están predeterminados y se conocen todas las características, en caso contrario se toma como referencia un 15 % del valor de Calor total inicial (Ramírez, 1994).

Obtenidos los valores las cargas térmicas, se presenta en la tabla N° 5.2 el resumen de las cargas térmicas, y el calor total de refrigeración.

Tabla N°5.2 Resumen de cargas térmicas por día.

Carga térmica producida por:	$Q \left(\frac{Kcal}{dia} \right)$
Calor por Ganancia de Superficie	14105
Calor Renovación de Aire	12592
Calor por Personal Humano	11146
Calor Refrigeración Producto	92858
Calor Empaque	2664
Calor por Iluminación	4128
Calor inicial total	137493
Calor Motor Ventilador (15% del Calor inicial total)	20634
Carga térmica parcial	158127
Factor de seguridad (10% de la carga térmica parcial)	15813
Carga térmica diaria total	173940

Para cámaras frías con temperaturas de funcionamiento superiores a 0 ($^{\circ}C$), se estima una duración horaria del grupo frigorífico en 16 horas por día, dando un margen de 8 horas para el descarchado de los evaporadores (Ramírez, 1994).

La capacidad requerida del grupo frigorífico en $\left(\frac{kcal}{h}\right)$, se calcula dividiendo la carga térmica total diaria; por el tiempo deseado de enfriamiento.

$$\text{Capacidad del equipo} = \frac{\text{Carga térmica diaria total}}{\text{Tiempo de enfriamiento}} \quad (13)$$

$$\text{Capacidad del equipo} = \frac{173940}{16} = 10880 \left(\frac{kcal}{h}\right)$$

CAPÍTULO 6

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

6.1 Sistema de Refrigeración.

El proyecto considera instalar un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor de una etapa, con un sistema de expansión directa.

El sistema de expansión puede ser de expansión seca utilizando una válvula de expansión termostática o del tipo expansión inundada con válvula flotador, se opta por el tipo expansión seca debido a que; la cámara es de mediana capacidad, la distancia entre el evaporador y el compresor es relativamente corta, la tecnología a implementar es acorde con los requerimientos del sistema de refrigeración, mayor grado de seguridad, el volumen requerido por la válvula de expansión termostática y la cantidad de refrigerante a utilizar es menor.

El medio condensante que se utilizará es el enfriamiento por aire, ya que evita la instalación de un circuito de extracción de agua de mar, con lo que se encarecerá los costos de inversión de este proyecto y posteriormente el mantenimiento de los equipos. Las temperaturas promedio en la zona de navegación del pesquero no son elevadas lo que se traduce en un buen intercambio de calor entre el aire y el refrigerante.

Debido que el sistema de expansión fue definido, sólo queda mencionar que el evaporador que requerirá el sistema es de expansión seca. Los evaporadores con circulación de aire forzado presentan un bajo coeficiente de calor, comparados con los de tipo inundado por lo cual la utilización de aletas contribuye al aumento de la superficie de transferencia de calor (Ramírez, 1994).

El sistema de compresión será de una etapa, ya que la temperatura para la conservación de los productos de la pesca no es muy baja $0(^{\circ}C)$, de modo que no se requerirá trabajar con temperaturas de evaporación muy bajas

las cuales requieren diferencias elevadas de presión entre el condensador y evaporador.

En función de la forma de compresión se opta por compresores alternativos, los cuales aumentan la presión del vapor refrigerante reduciendo el volumen de una cámara de los pistones, consumiendo para ello un trabajo mecánico. En función del tipo de montaje, el sistema requiere de compresores del tipo semiherméticos, ya que son accesibles para su reparación ante posibles averías, debido a la disponibilidad de espacio en el barco y las condiciones del tiempo que se puedan presentar en las diversas faenas pesqueras, este modelo es el que más se adecua a las necesidades del sistema de refrigeración.

6.2 Temperatura de Evaporación y Condensación.

Para seleccionar la temperatura de evaporación con que trabajan los intercambiadores de calor se considera la humedad relativa que se desea mantener en la cámara, ya que mientras menor es la diferencia de temperatura escogida mayor será la humedad relativa y viceversa, esto es importante de considerar desde el punto de vista de desecación del pescado o posterior pérdida de peso del mismo (Ramírez, 1994).

La expresión que determina la temperatura de evaporación es:

$$T_E = T_P - D_T \quad (14)$$

Donde:

T_E : Temperatura de evaporación; ($^{\circ}C$)

T_P : Temperatura del producto; ($^{\circ}C$)

D_T : Diferencia de temperatura; ($^{\circ}C$)

La " D_T " de diseño del evaporador requerida para una humedad relativa de 90% se obtuvo de la **Figura N° 9, Anexo 1**, para evaporadores de convección forzada, se selecciono un valor de 5.5 ($^{\circ}C$).

Datos de diseño:

$$T_p = 0 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$D_T = 5.5 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (14), se obtiene:

$$T_E = 0 - 5.5$$

$$T_E = -5.5 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

El medio condensante como se expuso será el aire, para este medio se admite generalmente que la temperatura de condensación esté aproximadamente entre 12 (°C) y 16 (°C) por encima de la temperatura ambiente (Ramírez, 1994).

$$T_C \approx 12 \div 16(^\circ\text{C}) + T_A \quad (15)$$

Donde:

T_C : Temperatura de condensación; (°C)

T_A : Temperatura ambiente; (°C)

Datos de diseño:

$$T_A = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (15), se obtiene:

$$T_C = 14 + 30 = 44 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

6.3 Elección del Refrigerante

Se ha optado por el refrigerante halogenado R-22 conocido comercialmente como Freón 22, las consideraciones de dicha elección son las siguientes:

- Debido que se utilizará un sistema de refrigeración por compresión de expansión directa, éste puede trabajar con refrigerantes halogenados.

- El refrigerante R-22, posee buenas propiedades termodinámicas **(Figura Nº 10, Anexo 1)**, su poder frigorífico es elevado, esto conlleva a utilizar intercambiadores de calor de menores dimensiones.
- Ante un eventual escape del R-22 no es tóxico, el personal a cargo puede reaccionar sin temor a una explosión o intoxicación, pero en altas concentraciones puede ser dañino para la salud.
- Con el R-22 se pueden diseñar tendidos de cañerías de cobre y seleccionar intercambiadores de calor de cobre. La ventaja que tiene el cobre sobre el acero es que el proceso de oxidación que presenta el acero es más rápido ante una sulfatación del cobre.
- Según el Protocolo de Montreal (1987) del cual Chile forma parte, la fecha término del consumo del R-22 para países desarrollados será 1/1/2020 y para aquellos en vía de desarrollo será 1/1/2040. La utilización de refrigerantes ecológicos como el HFC-404 es un buen sustituto.

6.4 Análisis Termodinámico del Ciclo Real de Refrigeración.

El rendimiento isoentrópico “ η_i ” que representa la influencia del compresor en la eficacia realmente conseguida por el refrigerante se puede determinar por la siguiente ecuación:

$$\eta_i = \eta_v \times \eta_m \quad (16)$$

Donde:

η_i : Rendimiento isoentrópico

η_v : Rendimiento volumétrico

η_m : Rendimiento mecánico

Datos de diseño:

$$\eta_v = 0.74 \quad \text{(Figura Nº 11, Anexo 1)}$$

$$\eta_m = 0.9 \quad \text{(Ramírez, 1994)}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (16) se obtiene:

$$\eta_i = 0.74 \times 0.9$$

$$\eta_i = 0.67$$

Para el análisis termodinámico del ciclo real de compresión se utilizará como plataforma de trabajo el programa de refrigeración CoolPack. Este programa permite determinar los parámetros más importantes como la potencia requerida por el compresor, el flujo másico del refrigerante, desplazamiento volumétrico real del vapor refrigerante, y diámetros de tuberías requerida. La entrada de datos y resultados del programa se puede apreciar en el **Anexo 2**.

Se utilizará un intercambiador de calor entre la línea de líquido y la de succión, para lograr un adecuado subenfriamiento. El tipo de compresor que se empleará para el análisis corresponde a un semihermético.

Datos de entrada:

Potencia frigorífica	: 12.66 (KW)	
Refrigerante	: R-22	
Temperatura de evaporación T_E	: -5.5 (°C)	
Temperatura de condensación T_C	: 44 (°C)	
Temperatura de recalentamiento succión ΔT_{SH}	: 5 (°C)	
Temperatura de sub enfriamiento líquido ΔT_{SC}	: 3 (°C)	
Pérdida de presión en la línea de succión ΔP_{SL}	: 1 (°C)	
Pérdida de presión en la línea de descarga ΔP_{DL}	: 1 (°C)	
Rendimiento isentrópico η_i	: 0.67	
Rendimiento térmico del intercambiador de calor η_T	: 0.5	(CoolPack)

Resultados obtenidos:

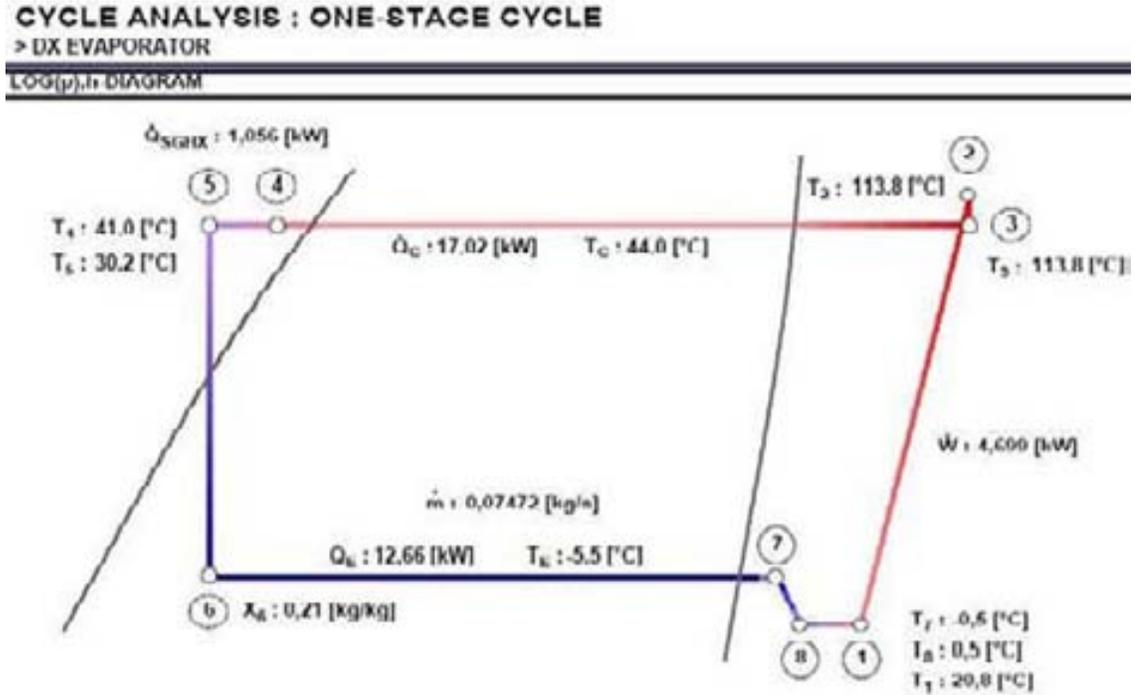


Figura N° 6.1 Diagrama Presión-Entalpía R-22

Flujo másico de refrigerante \dot{m} : $0,07472 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$

Potencia consumida por el compresor \dot{W} : $4,699 \text{ (KW)}$

Potencia consumida por el condensador \dot{Q}_C : $17,02 \text{ (KW)}$

Desplazamiento volumétrico del compresor : $24,03 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$

Coeficiente de rendimiento COP : $2,694$

CAPÍTULO 7

SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

7.1 Selección de los Equipos.

Una adecuada selección de los equipos es tan importante como haber efectuado un correcto análisis termodinámico del sistema, en la selección de los equipos no sólo se considera el costo de los mismos sino además los periodos de mantención, servicio técnico adecuado, espacio disponible en la cámara y la disponibilidad de los proveedores.

La selección de los equipos se basará en los resultados obtenidos por el programa de refrigeración CoolPack para el ciclo real de compresión mecánica, dicha selección se podría realizar por medio de catálogos de los diferentes fabricantes de equipos frigoríficos de reconocido prestigio, siguiendo las recomendaciones que en ellas se indican. Pero se utilizarán los programas de selección que los fabricantes ponen a disposición de los usuarios, de modo que facilita dicha selección. La secuencia seguida, en cuanto a la elección de los equipos es la siguiente:

- Evaporador
- Compresor
- Condensador
- Unidad condensador

7.1.1 Selección del Evaporador.

Dentro de las distintas clases de evaporadores que existen en nuestro medio, para el diseño de la cámara se utilizarán evaporadores enfriadores de aire con circulación forzada y constituida por tubos aletados, el sistema de alimentación será de expansión seca.

Estos evaporadores entregan un resultado satisfactorio, cubriendo con las necesidades requeridas por el sistema de refrigeración, las características más importantes que se presentan son:

- Forma compacta y reducida.
- Facilidad de instalación.
- Obtención de un buen grado de uniformidad de temperatura debido a la buena difusividad del aire.
- Regulación del grado de humedad relativa.
- Fácil mantención.

El tipo de evaporador escogido de plafón (extraplano), se utilizará el programa FrimetalkSelect para la selección de evaporadores empresa FRIMETAL, los datos de entrada para el programa se detallan a continuación.

Datos de entrada:

Tipo	: Plafón
Temperatura de evaporación	: -5 (°C) ; dado por el programa
Temperatura de la cámara	: 0 (°C)
Refrigerante	: R-22
Capacidad	: 10880 $\left(\frac{kcal}{h}\right)$

Con los datos de temperatura evaporación y de la cámara el programa entrega una humedad relativa de 91 %.

Resultados obtenidos:

Serie	Modelo	Capacidad	Aprox.	Superficie (m ²)	Dep. Alas (mm)	Caudal (m ³ /h)	n° ventiladores
PLMN	95	9.436	87%	71,0	4,2	8.070	3
▶ PLMN	120	11.930	109%	96,0	4,2	10.420	4
PIM	1700	14.155	130%	95,0	4,2	14.000	2

Figura N° 7.1 Serie de evaporadores FRIMETAL

De las distintas series de evaporadores tipo Plafón el programa otorga tres alternativas de selección, se elegirá el Modelo PLMN 120, ya que entrega una capacidad de aplicación de $11930 \left(\frac{kcal}{h} \right)$, cumpliendo con la capacidad frigorífica necesaria para el sistema de refrigeración. En el **Anexo 3** se presentan, el cálculo del programa y especificaciones técnicas para el evaporador seleccionado.

El evaporador irá alojado en el interior de la cámara en el nivel superior distante de la pared para generar una correcta y homogénea succión del aire, el anclaje del evaporador debido a su peso y para no generar esfuerzos sobre las planchas de recubrimiento tendrá una estructura metálica de apoyo sobre la cubierta del barco formado por perfiles rectangular 40 x 90 x 3 (mm).

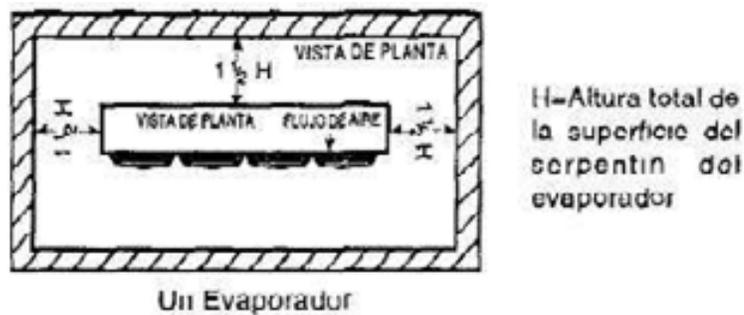


Figura N° 7.2 Montaje de evaporador para cámaras frías pequeñas.

Para la colocación del evaporador se deberán seguir las siguientes instrucciones:

- La dispersión del aire debe cubrir la cámara completamente.
- Nunca colocar los evaporadores sobre lugares de acceso.
- La ubicación relativa a la unidad condensadora deberá ser para mínimos recorridos de tubería.
- Ubicar la línea de drenado de los condensados para mínimos recorridos de tubería, teniendo una pendiente mínima de 10 (cm) por 30.5 (cm) para asegurar un correcto drenado.
- La tubería de drenado tendrá una trampa, terminando en un drenaje abierto, esta trampa deberá ser ubicado en un ambiente cálido.

7.1.2 Selección Compressor.

El compresor requerido será semihermético, de pistones y simple etapa, la selección del compresor se realizará utilizando el programa de selección BITZER.

Datos de entrada:

Refrigerante	: R-22
Potencia Frigorífica	: 12.66 (KW)
Temperatura de evaporación	: -5.5 (°C)
Temperatura de condensación	: 44 (°C)
Temperatura de líquido	: 30.2 (°C) (figura N° 4.12)
Temperatura gas aspirado	: 20.8 (°C) (figura N° 4.12)
Alimentación eléctrica	: 50 (Hz), estándar

Resultados obtenidos:

Modelo de compresor	4FC-3.2-40S	4EC-4.2-40S
Potencia frigorífica	11.50 kW	14.18 kW
Potencia frigorífica *	10.30 kW	12.78 kW
Potencia en el evap.	11.50 kW	14.18 kW
Potencia absorbida	3.93 kW	4.78 kW
Corriente (400V)	7.25 A	8.13 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V
Potencia de condensación	14.31 kW	17.58 kW
COPI/EER	2.92	2.96
COPI/EER *	2.84	2.87
Caudal máxico	224 kg/h	276 kg/h
Modo de funcionamiento	Standard SL(A)	Standard SL(A)

*según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)

Figura N° 7.3 Modelos de compresores alternativos semiherméticos.

El modelo compresor alternativo semihermético seleccionado es el 4EC-4.2-40S, ya que presenta un mayor coeficiente de operación COP , para las mismas condiciones de trabajo. En el **Anexo 4** se presentan, el cálculo del programa, las especificaciones técnicas, y tablas de rendimiento de compresor.

7.1.3 Selección del Condensador.

Al igual que el evaporador, es un intercambiador de calor donde se rechaza el calor al medio condensante que por motivos de factibilidad éste será por medio de aire. El calor necesario de disipar por un condensador, corresponde al calor captado al interior de la cámara más el calor que se genera producto de las fricciones en el sistema de compresión (Ramírez, 1994). Los factores que intervienen en la selección de un condensador son:

- Capacidad del evaporador
- Tipo de refrigerante a utilizar
- Capacidad y tipo de compresor
- Determinación de un ΔT de condensación.

Para la selección del condensador se utilizará el catalogo de condensadores de aire forzado INTERCAL, se utilizará la siguiente ecuación:

$$Q_C = Q_E + 860 \times P \quad (17)$$

Donde:

Q_C : Capacidad requerida para compresores semiherméticos; (KW)

Q_E : Carga térmica de la cámara; $\left(\frac{kcal}{h}\right)$

P : Potencia absorbida compresor; (KW)

Datos de diseño:

$$Q_E : 10880 \left(\frac{kcal}{h}\right)$$

$$P : 4.78 \text{ (KW)}$$

(Figura N° 7.3)

Reemplazando los datos en la ecuación (17), se obtiene:

$$Q_c = 10880 + 860 \times 4.78$$

$$Q_c = 14991 \left(\frac{kcal}{h} \right)$$

Para una temperatura de condensación de 44 ($^{\circ}C$) y una temperatura ambiente de 30 ($^{\circ}C$), se obtiene un $\Delta T = 14$ ($^{\circ}C$), con dicho valor se va a la tabla de selección de los condensadores por aire forzado INTERCAL y se elegirá el modelo CA-402-50, cuya capacidad de aplicación es de 17540 $\left(\frac{kcal}{h} \right)$. En el **Anexo 5** se presentan las especificaciones técnicas, y tablas de rendimiento condensador.

7.1.4 Selección de la Unidad Condensadora.

Para la selección de la unidad condensadora se tendrá que considerar que el tipo de compresor será semihermético, de pistones y simple etapa, el medio condensante a utilizar es el enfriado por aire. Para la selección de la unidad condensadora se utilizó el programa de selección BITZER.

Datos de entrada:

Serie	: Estándar
Refrigerante	: R-22
Tipo de compresor	: Compresor solo
Potencia frigorífica	: 12.66 (KW)
Temperatura de evaporación	: -5.5 ($^{\circ}C$)
Temperatura ambiente	: 30 ($^{\circ}C$)
Temperatura del gas aspirado	: 20.8 ($^{\circ}C$)
Alimentación	: 50 (Hz), estándar

Resultados obtenidos:

Unidad modelo	LH84/ 4FC-6.2-40S	LH64/ 4EC-4.2-40S	LH84/ 4EC-6.2-40S	LH84/ 4DC-6.2-40S
Potencia frigorífica	10.97 kW	12.08 kW	13.04 kW	15.22 kW
Potencia en el evap.	10.97 kW	12.08 kW	13.04 kW	15.22 kW
Potencia absorbida*	3.72 kW	5.03 kW	4.77 kW	6.00 kW
Corriente (400V)	7.45 A	8.50 A	8.82 A	10.53 A
Gama de tensiones	390-420V	390-420V	390-420V	390-420V
Caudal másico	227 kg/h	265 kg/h	275 kg/h	328 kg/h
Temp. de condensación	41.9 °C	49.2 °C	44.4 °C	47.1 °C
Subenfriamiento del líquido	3.00 K	3.00 K	3.00 K	3.00 K
Modo de funcionamiento	Standard SL(A)	Standard SL(A)	Standard SL(A)	Standard SL(A)

*Potencia absorbida compresor potencia absorbida ventilador ver "Datos técnicos."

Figura N° 7.4 Modelos de unidades condensadoras BITZER.

La selección del modelo de unidad condensadora BITZER LH84/4EC-6.2-40S, se basó fundamentalmente por el COP entregado este fue de 2.73, las otras unidades condensadoras presentan un bajo COP trabajando bajo las mismas condiciones de operación. En el **Anexo 6** se presentan el cálculo del programa, las especificaciones técnicas, y tablas de rendimiento de la unidad condensadora.

Después de seleccionar los principales equipos para la cámara de refrigeración se opta, por la unidad condensadora BITZER LH84/4EC-6.2-40S, ya que al encontrarse montado, sobre una misma base el condensador (aire), compresor (alternativo-semihermético), automatismos (filtros, válvulas, tubería de succión, visores, etc.), facilita la instalación de los diversos componentes que requiere el circuito de refrigeración.

Al reducir las distancias entre los distintos elementos que componen el sistema de refrigeración, se reducen las pérdidas de carga que se podrían originar en las tuberías de líquido y succión.

La unidad condensadora estará ubicada sobre la cubierta del barco, permitiendo que el aire circule libremente y no sea recirculado. Para un adecuado flujo de aire y acceso por cualquier dirección la unidad no será instalada frente a una pared u obstrucción. Una losa de concreto de 6 pulgadas,

arriba del nivel de la cubierta proporcionará una base adecuada, ajustando los pernos de montaje de la unidad condensadora a dicha base.

Debido a los movimientos adrizantes provocados por las olas del mar sobre el barco, la unidad condensadora será provista por una estructura formado por perfiles de acero 75 x 75 x 2 (mm) anclados por pernos de expansión sobre la cubierta del barco.

Estará provista de una carcaza de protección contra la intemperie correspondiente al modelo de unidad condensadora seleccionada.

7.1.5 Selección del Dispositivo de Expansión.

Definido el sistema de refrigeración de una etapa con un sistema de expansión directa, se empleará una válvula de expansión termostática. Este dispositivo está destinado a reducir la presión de alta hasta la de trabajo del evaporador, alimentar al evaporador con el refrigerante necesario, previene que el refrigerante retorne al compresor, este dispositivo se instalará en la línea de líquido a la entrada del evaporador. El bulbo de la válvula de expansión termostática no se instalará después del intercambiador de calor, ya que dará señales falsas al dispositivo de expansión termostático.

Para la selección de la válvula de expansión termostático se utilizará el programa Coolat 2005 de la empresa Danffos. La entrada de datos y resultados se pueden apreciar en el **Anexo 7**.

Marca Válvula	: Danffos
Modelo	: TEX2-3.0 (Orificio 05)
Capacidad Aplicación	: 15.98 (KW)
Regulación	: Externa

7.2 Dimensionamiento de Tuberías.

Las tuberías que conectan los principales componentes de un sistema de refrigeración son:

- Tubería de succión, entre el evaporador y compresor.
- Tubería de descarga, entre el compresor y el condensador.
- Tubería de líquido, entre el condensador y la válvula de expansión.

Al disponer de una unidad condensadora el dimensionamiento de la tubería de descarga no se realizará. Si se realiza un mal dimensionamiento de las tuberías de succión y descarga se causarían problemas de operación y afectaría el rendimiento del sistema de refrigeración.

En general, la tubería de refrigeración se diseñan y funcionan para:

- Asegurar un suministro de refrigerante adecuado para los evaporadores.
- Asegurar un regreso positivo y continuo de aceite al carter del compresor (Dossat, 1980).
- Evitar pérdidas excesivas de presión del refrigerante, las cuales reducen la capacidad y eficiencia del sistema (Dossat, 1980).
- Evitar la entrada de refrigerante líquido o bolsas de aceite lleguen al compresor durante su periodo de funcionamiento y de parada (Dossat, 1980).
- Evitar que el aceite pase desde un evaporador en funcionamiento a otro detenido (Dossat, 1980) .

En esta aplicación específica se utilizará tuberías de cobre tipo L, pues tiene la ventaja de ser de peso ligero, más resistente a la corrosión y facilidad de instalar. Debido a que el sistema es independiente el tendido de las tuberías se hará de acuerdo a la disposición del evaporador en la cámara de refrigeración.

7.2.1 Pérdidas de Presión Equivalente.

Las pérdidas de presión equivalente corresponden a la suma de las pérdidas dinámicas " J_d ", para su cálculo se deberá considerar la longitud del

tramo de tubería, su diámetro, el material que lo constituye, características de los accesorios y velocidad del refrigerante. Y las pérdidas estáticas " J_e ", éstas se consideran cuando los evaporadores y sus sistemas de alimentación puedan encontrarse a una cierta altura por encima del nivel del líquido en el recipiente (Ramírez, 1994).

La caída de presión en la línea de aspiración origina pérdidas de capacidad del compresor, lo que se traduce en una disminución de la potencia frigorífica. Esta línea se dimensiona de modo que la fricción cause una caída de presión no mayor al equivalente de 1° ($^\circ C$) a la temperatura de saturación (Ramírez, 1994).

Las caídas de presión excesivas en la línea de líquido, pueden dar origen a la evaporación parcial del refrigerante líquido, este vapor incrementa la pérdida de carga, reduce la capacidad de líquido en la línea de modo que llegará menos líquido a la válvula de expansión y se pueden originar ruidos, lo que con lleva a un funcionamiento defectuoso de la válvula de expansión. Por lo cual se considera que las caídas de temperatura no superen 1° ($^\circ C$) (Ramírez, 1994). Como medio de seguridad se instalará un intercambiador de calor en la línea provocando un subenfriamiento lo que impedirá la vaporización parcial del refrigerante.

7.2.2 Cálculo del Diámetro de Tubería.

Se utilizará monogramas (**Figura N° 13, Anexo 8**) para la selección de las tuberías de refrigeración, el cual servirá para evaluar las pérdidas dinámicas en tuberías de refrigerantes halogenados con una longitud de 10 (m), incluyendo una cantidad media de accesorios o pérdidas singulares. La unidad condensadora estará ubicada sobre la cubierta, de este modo no se consideran las pérdidas estáticas.

Datos generales:

Potencia frigorífica : $10880 \left(\frac{Kcal}{h} \right)$

Temperatura de evaporación del refrigerante	: -5.5 (°C)
Temperatura de condensación del refrigerante	: 44 (°C)
Perdida de carga equivalente para cada tubería	: 1 (°C)
Longitud de la línea de succión	: 9 (m)
Longitud de la línea de líquido	: 6.5 (m)

De la **Figura N° 12, Anexo 8**, para el Freon 22, con una temperatura de -5.5 (°C), se obtiene una pérdida equivalente total de 0.14 (bar), en la horizontal de 1 (°C). La equivalencia para ingresar a las pérdidas de carga del monograma considerando $J_d \leq 0.14(\text{bar})$, se obtendrá de la siguiente ecuación:

$$J_d = \frac{0.14 \times L_{\text{Tabla}}}{L_{\text{Tubería}}} \quad (18)$$

Donde:

L_{Tabla} : Longitud de Tabla de monograma; 10 (m)

$L_{\text{Tubería}}$: Longitud de Tubería; (m)

La equivalencia de pérdida de carga para la tubería de succión será:

$$J_d = \frac{0.14 \times 10}{9} = 0.156(\text{bar})$$

La equivalencia de pérdida de carga para la tubería de líquido será:

$$J_d = \frac{0.14 \times 10}{6.5} = 0.215(\text{bar})$$

Entrando al monograma, trazando una recta horizontal para una potencia frigorífica 10880 $\left(\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}\right)$ hasta cortar con las líneas correspondientes (línea de aspiración con una temperatura de evaporación (-5.5 (°C) y línea de líquido), y bajando una vertical hasta interceptar con las rectas horizontales de las pérdidas de carga para cada línea, se obtiene un rango posible de diámetros. Interceptando las verticales de las líneas respectivas de los diámetros se obtendrá las pérdidas de carga correspondiente para cada diámetro.

Tabla N° 7.1 Diámetros y pérdidas presión.

Tipo de Tubería	Diámetro (pulgadas)	J_d (bar)
Tubería de succión	1 1/8 "	0.11
	7/8 "	0.45
Tubería de líquido	1/2"	0.18
	3/8"	>0.6

Determinada las pérdidas de carga J_d para los diferentes diámetros obtenidos, se procederá a establecer la pérdida de carga según el largo real de cada línea. Se seleccionan los diámetros de 1 1/8" y 1/2 "para la línea de succión y líquido respectivamente, ya que presentan pérdidas de carga inferior a 0.14 (bar).

Tabla N° 7.2 Pérdidas de carga real para tuberías.

Tipo de Tubería	Diámetro (pulgadas)	Relaciones J_d (bar)
Tubería de succión	1 1/8 "	$J_d = \frac{0.11 \times 9}{10} = 0.099$
	7/8 "	$J_d = \frac{0.45 \times 9}{10} = 0.405$
Tubería de líquido	1/2"	$J_d = \frac{0.18 \times 6.5}{10} = 0.117$
	3/8"	$J_d = \frac{0.6 \times 6.5}{10} = 0.39$

7.2.3 Comprobación de la Velocidad.

Se utilizará como medida complementaria de modo que, en la tubería de succión el vapor refrigerante asegure un adecuado retorno de aceite al compresor. En la tubería de líquido no es gravitante la velocidad, dado que el aceite es arrastrado por el fluido, pero deberá estar dentro de ciertos parámetros de modo que no de lugar a pérdidas de carga superiores a los

valores máximos recomendados (Ramírez, 1994). La ecuación de velocidad es la siguiente:

$$V = 3.538 \times 10^{-4} \left(\frac{Q_{\text{peso}}}{d_{\text{int}}^2} \right) \quad (19)$$

$$Q_{\text{peso}} = m \times V_e \quad (20)$$

Donde:

$$V : \text{Velocidad del refrigerante; } \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$V_e : \text{Volumen específico del refrigerante; } \left(\frac{m^3}{kg} \right)$$

$$m : \text{Flujo de refrigerante; } \left(\frac{kg}{h} \right)$$

$$Q_{\text{peso}} : \text{Caudal, } \left(\frac{m^3}{s} \right)$$

$$d_{\text{int}} : \text{Diámetro interior de la tubería; } (m)$$

Los volúmenes específicos fueron obtenidos de la **Figura N° 3, Anexo 2**, correspondiendo a los puntos 1 y 5 del diagrama de presión entalpía del ciclo real del sistema de refrigeración. Se elabora la presente tabla N° 7.1, y se reemplazan los datos en la ecuación (19) y (20).

Tabla N° 7.3 Datos para determinación de velocidad e n tuberías.

Diámetro exterior	$d_{\text{int}} (m)$	$V_e \left(\frac{m^3}{kg} \right)$	$m \left(\frac{kg}{h} \right)$	$Q_{\text{peso}} \left(\frac{m^3}{s} \right)$	$V \left(\frac{m}{s} \right)$
11/8"	0.0254	0.066225	268.992	17.814	9.8
1/2"	0.009525	0.0008526	268.992	0.229	0.89

Al comparar las velocidades obtenidas tanto como para la tubería de succión como de líquido con los parámetros de la **Figura N° 14, Anexo 8**, se encuentran dentro del rango permitido. Utilizando el programa CoolPack para las condiciones de diseño del ciclo real se comprobó el diámetro de tubería requerido. (**Figura N° 15, Anexo 8**)

7.2.4 Montaje de Tuberías.

La disposición de las tuberías deberá ser tal que su instalación sea fácil y además accesible para su inspección y mantenimiento. Todas las tuberías deberán encontrarse a plomo, ser rectos y paralelos a las planchas de revestimiento (Dossat, 1980).

Las tuberías deberán estar soportadas mediante abrazaderas adecuadas sujetas a las planchas de revestimiento, los soportes deberán estar lo suficientemente cerca entre si de modo que se evite una flexión muy pronunciada del tubo entre dos soportes consecutivos. Se recomienda para tuberías de 1/2" y 1/18" un espacio máximo de separación de abrazaderas de 5 y 7 pies respectivamente (Dossat, 1980).

Las uniones en las tuberías de succión y líquido será por medio de soldadura Indura Varilla AG 6 %, limitando la soldadura y el fundente al mínimo requerido para prevenir la contaminación interna de la unión soldada.

7.3 Selección de Dispositivos de Control y Anexos.

El sistema de refrigeración deberá ser dotado de los elementos adecuados para su control según la potencia demandada y los elementos de protección y seguridad indispensables para un funcionamiento prolongado. Los principales dispositivos de control que contará el sistema de refrigeración son:

- Válvula Solenoidal
- Termostato
- Presostato Alta
- Presostato Combinado de Alta y Baja (Dual)

Los dispositivos anexos que tendrá la instalación frigorífica son:

- Intercambiador de Calor
- Separador de Aceite
- Filtro Secador

- Visor de Líquido
- Válvulas de Cierre Manual

Para la selección de los dispositivos de control y anexos se utilizará el programa Coolat 2005 de la empresa Danffos. La entrada de datos y resultados se pueden apreciar en el **Anexo 9**. El procedimiento de montaje de estos se realizará siguiendo las especificaciones técnicas que el proveedor otorga. (Notas del instalador).

7.3.1 Selección de la Válvula Solenoide.

Va instalada antes de la válvula de expansión termostática y con el fin de cortar el paso del refrigerante cuando el equipo frigorífico se encuentre en paro.

Marca	: Danffos
Modelo	: EVR6
Refrigerante	: R-22
Capacidad aplicación	: 13.2 (KW)

7.3.2 Selección Termostato.

El objetivo principal del termostato es controlar la temperatura dentro de la cámara, actúan eléctricamente sobre el evaporador de la cámara, y estará ubicado en la corriente de aire que retorna del evaporador.

Marca	: Danffos
Modelo	: KP 61
Rango	: -30 a 13 (°C)

7.3.3 Selección Presostato de Alta.

Es usado para desconectar el compresor cuando la presión de descarga es excesivamente alta, también puede ser usado para arrancar y parar los ventiladores de condensadores refrigerados por aire.

Marca	: Danffos
Modelo	: KP 5
Rango	: 8 a 32 bar
Refrigerante	: R-22

7.3.4 Selección Presostato Combinado de Alta y Baja (Dual).

Es usado como órgano de seguridad en caso que se presente una presión de aspiración excesivamente baja, la cual originaría que el compresor trabaje en vacío y succione el aceite del cárter del compresor, dejándolo sin lubricación. Antes de que ésto suceda el presostato desconecta el circuito eléctrico del motor del compresor. También puede ser usado para arrancar y parar los ventiladores de condensadores refrigerados por aire. A la vez cumple la función de parar el compresor cuando la presión de condensación es excesiva.

Marca	: Danffos
Modelo	: KP 15
Rango (LP)	: -0.2 a 7.5 bar
Refrigerante	: R-22

7.3.5 Selección Intercambiador de Calor.

Tiene la función de subenfriar el refrigerante líquido que viene del condensador antes que ingrese a la válvula de expansión, recalentado a la vez el refrigerante en estado gaseoso que viene del evaporador y va al compresor.

Marca : Danffos
Modelo : HE 4.0
Presión máxima de trabajo : 21.5 bar

7.3.6 Selección del Separador de Aceite.

Tiene como función separar el aceite del refrigerante, después que éste fue comprimido, retornándolo al compresor. Será ubicado en la tubería de descarga junto al compresor.

Marca : Danffos
Modelo : OUB 4
Presión máxima de trabajo : 28 bar

7.3.7 Selección del Filtro Secador.

Cumple la función de eliminar la humedad que puede contener el refrigerante, la cual a bajas temperaturas se congela, de modo que puede bloquear la válvula de expansión termostática. El filtro secador será ubicado en la línea de líquido.

Marca : Danffos
Modelo : DCL 164s
Absorción de humedad : 19.52 gramos de H₂O

7.3.8 Selección del Visor de Líquido.

Indica si hay suficiente carga de refrigerante circulando por el sistema y presencia de humedad.

Marca : Danffos
Modelo : SGN 12s
Refrigerante : R-22
Color verde : Seco

Color amarillo : Húmedo
Máxima presión de trabajo : 35 bar

7.3.9 Selección de la Válvula de Cierre.

Se seleccionará válvulas de cierre manual, éstas pueden ser utilizadas en la línea de líquido y aspiración en la instalación de refrigeración.

Marca : Danffos
Modelo : BM 12

7.4 Selección del Grupo Electrónico.

Para que la planta de refrigeración pueda funcionar, es necesario que este acoplado a una fuente de energía suficiente, como para cubrir las necesidades normales de operación.

Se instalará un grupo electrógeno diesel, de modo que se entregue energía a la planta de refrigeración y ésta podrá funcionar de manera autónoma, aunque la alternativa escogida es de un alto costo inicial, se hace indispensable su selección e instalación.

La estimación de su potencia será en base a la máxima potencia exigida por la planta de refrigeración, en ella se consideran dos estados, un de funcionamiento a plena carga y el periodo de parada para realizar el descharchado del evaporador. Se deberá considerar que el funcionamiento de los ventiladores en los evaporadores es continuo, operando incluso si el motocompresor esta detenido, los motores del condensador normalmente se detienen si el motocompresor no funciona.

En estos dos estados se deben analizar cuidadosamente para determinar en que condición va existir mayor consumo de potencia. A este análisis se le conoce como balance eléctrico o análisis de carga.

-Potencia eléctrica exigida a plena carga:

- Potencia del compresor de la unidad condensadora:

De acuerdo a las especificaciones técnicas del motocompresor de la unidad condensadora ésta puede absorber una potencia máxima de 7.9 (KW).

- Potencia del ventilador; 0.68 (KW) **(Anexo 3)**
- Potencia ventilador del condensador; 0.485 (KW) **(Anexo 5)**

La potencia requerida será la suma total de los elementos consumidores, equivalente a 9.07 (KW)

-Potencia eléctrica exigida para el descarchado:

- Potencia del ventilador; 0.68 (KW)
- Potencia para el descarche: 10.2 (KW) **(Anexo 3)**

La potencia máxima que la planta de refrigeración requerirá será en el estado de parada para realizar el descarchado de los evaporadores 10.88 (KW)

La potencia en el grupo electrógeno deberá ser mayor que la potencia calculada en los diferentes estados de carga, debido a que los grupos electrógenos tienen un rendimiento que oscila entre 0.7 a 0.85, además a lo largo de la vida útil del barco también se le deberá dar un margen de seguridad.

La potencia obtenida se incrementa en un 5% por pérdida de distribución o por caída de tensión, así se obtendrá la potencia total que deberá ser suministrada por el grupo electrógeno (Baquerizo, 1986).

$$Potencia\acute{U}til = PotenciaM\acute{a}xima \times 1.05 \quad (21)$$

$$Potencia\acute{U}til = 10.88 \times 1.05$$

$$Potencia\acute{U}til = 11.424 \quad (KW)$$

La potencia útil obtenida en (KW) se transforma a (K.V.A) de la siguiente forma:

$$Potencia\acute{U}til_{K.V.A} = \frac{11.424}{\cos \phi} \quad (22)$$

$$\cos \phi : 0.8 \quad (\text{Anexo 10})$$

$$Potencia\acute{U}til = \frac{11.424}{0.8}$$

$$Potencia\acute{U}til = 14.28 \quad (K.V.A)$$

El grupo electrógeno diesel seleccionado es:

Marca : Kronos

Modelo : HZA1-16 T

Potencia : 16 (K.V.A)

Potencia activa : 12.8 (KW)

Factor de potencia : 0.8

Datos eléctricos : 400 (V), 50 (HZ), 3Ph/15000 rpm

Los datos técnicos, dimensiones y especificaciones se pueden apreciar en el **Anexo 10.**

7.4.1 Montaje del Grupo Electrónico.

El grupo generador se instalará en el compartimiento de racel de popa a una distancia apropiada, de modo que no perjudique la estabilidad del barco pesquero. Debido a los movimientos adrizantes producidos por las olas del mar sobre el barco, se instalará una estructura metálica formada por perfiles $40 \times 90 \times 3(mm)$, anclados por pernos de expansión sobre el piso del compartimiento de racel de popa.

Como la máquina será instalado en un local cerrado, se instalará un tubo de diámetro suficiente para asegurar la evacuación de los gases de escape del motor a la atmósfera, de modo que no ponga en peligro al personal del barco. En el racel de popa se instalarán rejillas de entrada y salida de aire, de este modo se asegura que el local se encuentre lo suficientemente ventilado, para permitir una adecuada circulación de aire de refrigeración y un buen funcionamiento del motor.

7.5 Selección de los Elementos de Comando y Fuerza.

La generación eléctrica de CA será por medio de un generador de 16 K.V.A 380/220V, 3 fases, 50HZ, accionado por un motor diesel, capaz de soportar la carga eléctrica total del sistema de refrigeración.

El suministro de energía eléctrica será a través de un tablero de distribución eléctrico, el que tendrá el control y la canalización de la energía eléctrica proveniente del grupo electrógeno. El tablero será de material metálico, montaje mural sobrepuesto, tendrá grado de protección IP-44, con entradas y salidas de cables con prensas estopas plásticas, estará ubicado en la sala de racel de popa y contendrá los dispositivos de protección, control, medición de energía. El tablero deberá poseer un disyuntor general con capacidad adecuada al sistema. El tablero eléctrico tendrá en el exterior luces de funcionamiento y falla de los principales elementos del sistema.

7.5.1 Selección de los Conductores Eléctricos.

Todos los conductores eléctricos y su instalación estarán de acuerdo a lo exigido Dirección General del Territorio Marítimo y de la Marina Mercante para este tipo de embarcaciones. Los cables eléctricos a instalar serán del tipo aprobado por la Sociedad Clasificadora de Bureau Veritas, adecuados para una temperatura de trabajo de 85 °C y especificados para una temperatura ambiente de 30 °C. Se deberá observar durante la instalación del cableado, cumplir con el requisito de mantener la condición de estanqueidad de la nave.

Para los cálculos se utilizarán tensiones y frecuencias normalizadas, para corriente continua y alterna monofásica, esta será de 220 V, y para corriente alterna trifásica a 50 Hz será de 380V.

Para la instalación de refrigeración se utilizará multiconductores eléctricos XCM (fabricantes COVISA), ya que éstos presentan temperatura de servicio de 90 °C, pueden ser utilizados en ambientes húmedos y secos, se encuentran aislados con polietileno reticulado y revestidos con PVC, las secciones a utilizar corresponde a AWG.

Se procederá a calcular la corriente nominal para las tensiones normalizadas de 220 V y 380 V, que consumirán cada motor y componente de descarche.

Según las especificaciones técnicas de la unidad condensadora para el dimensionamiento y selección de los conductores, protecciones térmicas y magnéticas para el motocompresor se deberá considerar la corriente de servicio máxima, para la condición de 380 V/3/50 (Hz), ésta es de 13.2 (A).

Para sistemas monofásicos se utilizará la siguiente ecuación:

$$I = \frac{P_{motor}}{V} \quad (23)$$

Donde:

P_{motor} : Potencia eléctrica motor; (W)

V : Voltaje; (V)

I : Intensidad corriente; (A)

Tabla N° 7.4 Determinación de la corriente nominal.

Cálculo de corriente para 220 V			
Consumidor	Potencia (W)	Voltaje (V)	Corriente I (Amp)
Motor condensador	485	220	2.21
Ventilador	680	220	3.1
Deshielo	10200	220	46.36

El código eléctrico establece que la sección de los motores que alimentan a un motor de régimen permanente, será tal que asegure una capacidad de transporte de por lo menos 1.25 veces la corriente nominal de plena carga del motor. También establece que la sección mínima de un conductor empleado para alimentar motores será de 1.5 (mm^2) (Gómez, 1984).

Conociendo estas disposiciones que entrega el código eléctrico se procederá al cálculo de la sección mínima, utilizando la siguiente ecuación:

Sección para circuitos monofásicos.

$$S = \frac{2 \times \rho \times L \times I}{U_1} \quad (24)$$

Sección para circuitos trifásicos.

$$S = \frac{\sqrt{3} \times \rho \times L \times I \times \cos \phi}{U_{II}} ; \cos \phi = 0.85 \quad (25)$$

Donde:

S : Sección; (mm^2)

ρ : Resistividad del cobre; $\left(\frac{\Omega \times mm^2}{m}\right)$

L : Longitud del conductor; (m)

ΔU_I : Caída de tensión monofásica; (V)

ΔU_{III} : Caída de tensión trifásica; (V)

Parte de la instalación	Para alimentar a :	Caída de tensión máxima en % de la tensión de suministro.	$e=\Delta U_{III}$	$e=\Delta U_I$
LGA: (línea General de Alimentación)	Suministro de un único usuario	No existe LGA	--	--
	Contadores totalmente concentrados	0,5%	2 V	--
	Centralizaciones parciales de contadores	1,0%	4 V	--
DI (Distribución individual)	Suministro de un único usuario	1,5%	6 V	3,45 V
	Contadores totalmente concentrados	1,0%	4 V	2,3 V
	Centralizaciones parciales de contadores	0,5%	2 V	1,15 V
Circuitos interiores	Circuitos interiores en viviendas	3%	12 V	6,9 V
	Circuitos de alumbrado que no sean viviendas	3%	12 V	6,9 V
	Circuitos de fuerza que no sean viviendas	5%	20 V	11,5 V

Figura N° 7.5, Límite de caída de tensiones; Fuente: Código Eléctrico.

Considerando una caída de tensión para circuitos de fuerza que no sean viviendas estas se consideran de 20 V y 11.5 V para circuitos trifásicos y monofásicos respectivamente. Y considerando la intensidad de diseño obtendremos la sección requerida.

$$I_{diseño} = I \times 1.25 \quad (26)$$

$I_{diseño}$: Corriente de diseño; (A)

Tabla N° 7.5 Determinación de la sección requerida.

Cálculo de sección circuito trifásico; 380 V						
Consumidor	L (m)	ρ $\left(\frac{\Omega \times mm^2}{m}\right)$	F. P. $\cos \phi$	ΔU_{III} (V)	$I_{diseño}$ (A)	S (mm ²)
Motocompresor	15	0.018	0.85	20	16.5	0.33
Cálculo de sección circuito monofásico; 220 V						
Consumidor	L (m)	ρ $\left(\frac{\Omega \times mm^2}{m}\right)$	ΔU_I (V)	$I_{diseño}$ (A)	S (mm ²)	
Motor condensador	15	0.018	11.5	2.76	0.13	
Ventilador	20	0.018	11.5	3.88	0.24	
Deshielo	20	0.018	11.5	57.9	3.63	

De acuerdo a las secciones tabuladas para conductores COVISA (**Figura N° 16, Anexo 11**), se seleccionarán conductores 3x14 AWG (motor trifásico), 2x14 AWG (motores monofásicos), para deshielo 2x10 AWG y para el cable de distribución general será 4x6 AWG.

7.5.2 Cableado del Sistema Eléctrico.

El cableado de los conductores eléctricos para el evaporador considera los diagramas típicos de conexiones de deshielo para evaporador único con voltaje monofásico considerando contactor general para los cuatro ventiladores del evaporador, contactor general para las cuatro resistencias para el deshielo monofásico. De acuerdo a las especificaciones técnicas de los evaporadores Frimetal modelo PLMN 120, los motores de los ventilador poseen protector térmico incorporado. (**Figura N° 17, Anexo 11**)

El cableado de la unidad condensadora, considera los diagramas típicos de conexión para motocompresores trifásicos, considerando dos líneas de conductores, una monofásica para el motor del ventilador del condensador la

cual llevará un contactor y relé independiente, y una línea trifásica para el motocompresor con su respectivo contactor y relé térmico. **(Figura N° 18, Anexo11).**

En el Plano eléctrico unilíneal, se pueden interpretar el sistema de control como el de fuerza, para lo cual se indica por medio de símbolos, número de circuito, y el funcionamiento del sistema.

7.5.3 Selección de la Distribución y Protección Eléctricas.

Para que la energía se distribuya uniformemente a los diferentes componentes eléctricos, se empleará una barra de cobre electrolítico tetrapolar dimensionada para el nivel de corriente de carga y cortocircuito. El fabricante tabula las capacidades de las barras de acuerdo a la capacidad de amperes, las barras se sobredimensionan por los efectos mecánicos que puede soportar la barra ante un posible cortocircuito. Se cálculo una corriente de línea de 59.56 (A), para dicha intensidad de transporte se selecciona la Barra tetrapolar WHUMKHAUS 6834/ 125 (A).

Para la protección de las instalaciones eléctricas contra posibles cortocircuitos, se seleccionarán disyuntores magnéticos, cumplen con despejar la línea contra alguna posible anomalía que se presente.

Para el sistema eléctrico se utilizarán los disyuntores termomagnéticos MBW marca WEG, existen dos modelos dependiendo de las características de la curva disparo y la norma IEC 60898, los de curva de disparo rápida B (para circuitos resistivos) soportan durante 4 segundos una corriente de arranque hasta 3 veces la corriente nominal y los de curva de disparo lenta C (para circuitos inductivos) soportan durante 2 segundos una corriente de arranque de hasta 5 veces la corriente nominal.

La selección de los disyuntores termomagnéticos corresponderá al valor más próximo de la corriente nominal que se encuentre en las tablas de selección **(Figura N° 19, Anexo11).**

Tabla N° 7.6, Selección de disyuntores magnéticos.

Numero Circuito	Consumidor	Potencia (W)	Intensidad (A)	Conductor AWG	Disyuntor MBW
1	Motocompresor	7900	13.2	3x14	3x16A (C)
2	M.Condensador	485	2.21	2x14	2x4A (C)
3	Ventilador	680	3.1	2x14	2x4A (C)
4	Descarchado	10200	46.36	2x10	2x50A (B)

Para el disyuntor general para una corriente de línea de 59.56 (A) se considera un disyuntor tripolar MBW marca WEG 3x63A (C).

Cuando el motor o elemento consumidor de energía sobre pasa el rango máximo permitido pueden quemar los contactos de los interruptores de accionamiento, el contactor es un interruptor accionado a distancia por medio de un electroimán de alto poder de corte que previene dicha anomalía. Para el presente proyecto se utilizarán dos tipos de categoría, la AC-1 el cual es utilizado para maniobras de carga resistivas puras o débilmente inductivas, y la AC-3 es utilizado para circuitos altamente inductivos.

Para el presente proyecto se seleccionarán contactores WEG Línea CWM (**Figura N° 20, Anexo11**), para los arranques directos de los motores monofásicos y trifásicos se selecciono la clase AC-3 en base a la potencia empleada y la corriente a plena carga, para las resistencias para el deshielo se selecciona la clase AC-1 con los datos de potencia y corriente requerida.

Tabla N° 7.7 Selección de Contadores.

Numero Circuito	Consumidor	Potencia (W)	Intensidad (A)	Contactador
1	Motocompresor	7900	13.2	CWM 18
2	M.Condensador	485	2.21	CWM 9
3	Ventilador	680	3.1	CWM 9
°14	Descarchado	10200	46.36	CWM 32

Para proteger a los motores contra las sobrecargas se considera instalar dos protecciones térmicas (relés), este dispositivo es el elemento que en primera instancia debe operar, su grado de seguridad está en función de las condiciones de funcionamiento del motor.

Para el presente proyecto se seleccionarán relés WEG (**Figura N° 20, Anexo11**) para ser montados directamente sobre los contactores CWM, la selección se basa sobre los requerimientos de intensidad a plena carga de los elementos consumidores de partida directa. El protector térmico tiene una banda donde se puede ajustar la intensidad de corriente.

Motocompresor : RW27 D

Motor Condensador : RW27 D

CAPÍTULO 8

PREPARACIÓN ESTRUCTURA Y AISLACIÓN

8.1 Preparación de la Estructura.

Una vez determinado el espesor de aislación se deberá considerar el tipo de fijación de las planchas de revestimiento a la estructura de la bodega, esto dependerá de los tipos de refuerzos estructurales que se implementaran en los costados, cubierta, mamparos, piso y costados de las escotillas. La fijación será por medio de clavos galvanizados anteponiendo un material aislante (madera), esta alternativa es la más conveniente ya que garantiza una menor superficie de transmisión de calor entre las planchas de revestimiento interior y el exterior de la cámara. Permite una fijación simple de las planchas en la estructura de la bodega ya sea en los durmientes, baos, y costados de escotilla, su disposición entre las planchas dependerá del espesor del aislante antes calculado.

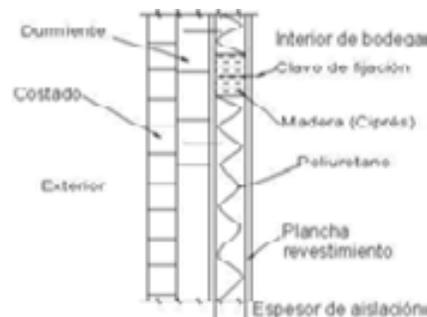


Figura Nº 8.1 Fijación de las planchas en los durmientes

8.2 Distribución de las Planchas en la Estructura de la Bodega.

En esta etapa de diseño se deben considerar todos los elementos involucrados en la bodega, de modo que se pueda proceder a dimensionar las planchas de revestimiento y hacer un aprovechamiento óptimo del material y además poder seguir una secuencia de construcción tal que favorezca un trabajo seguro, rentable y favorezca la colocación del planchaje.

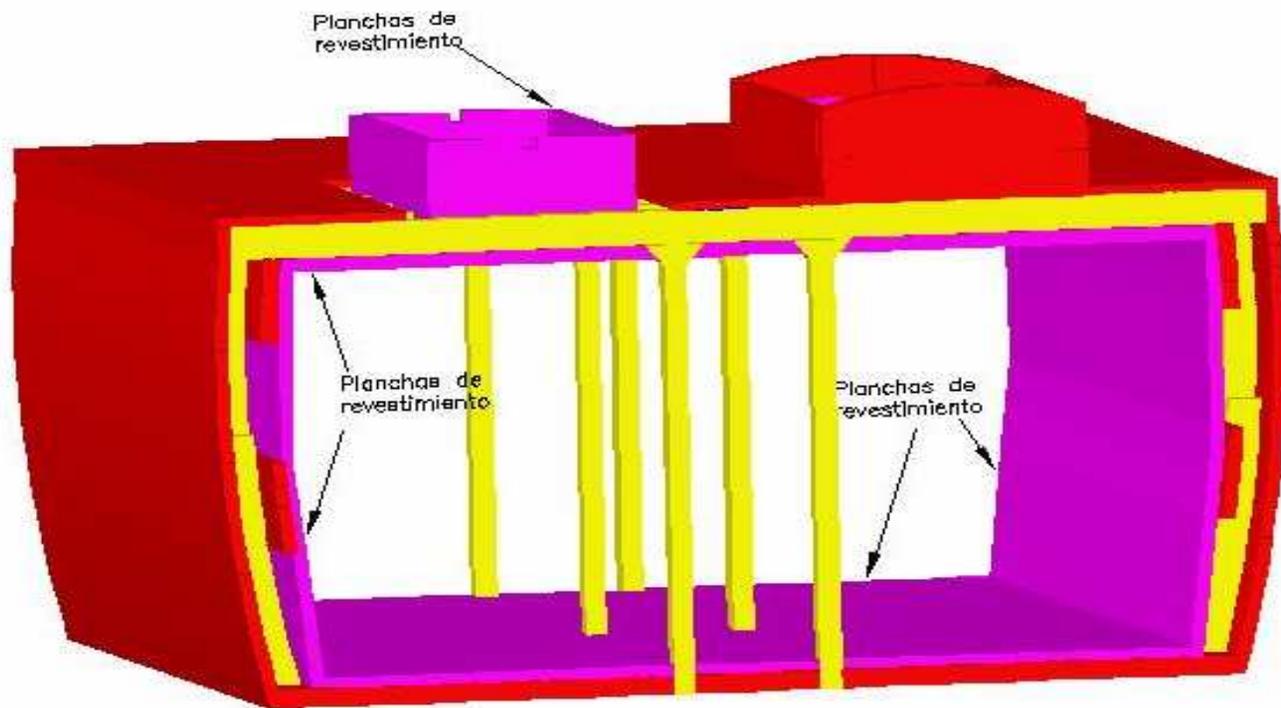


Figura Nº 8.2 Distribución de planchas de revestimiento.

8.3 Barrera Antivapor.

La conductividad térmica de cualquier material aislante aumenta en proporción directa al contenido de humedad que puede almacenar en su interior de modo que, cuanto más humedad presente un material aislante existe mayor conductividad de calor. Por lo tanto es necesario que los materiales aislantes deben permanecer lo más secos posibles (Ramírez, 1994). Para evitar el humedecimiento del material aislante se aplicarán barreras antivapor, consiguiendo así que no se difunda el vapor de agua provocado por la diferencia de presión parcial del vapor de agua que existe en el interior y exterior de la cámara a través del aislamiento y evitando posibles condensaciones en el mismo (Ramírez, 1994).

Las planchas de revestimiento ZINC-ALUM impiden la penetración del vapor de agua logrando que las propiedades del material aislante se mantengan por el tiempo y no se vean afectados. Para asegurar dicha permeabilidad se revestirá las planchas por medio de una emulsión asfáltica marca Igol Primer. La ficha técnica se presenta en el **Anexo 12**.

8.4 Prueba de Estanqueidad de la Cámara.

Las pruebas de estanqueidad de la cámara según la Sociedad Clasificadora Germanisher Lloyds's exige que previo a la instalación de las planchas, los costados, la cubierta, mamparos, pisos y costados de escotilla se probará la estanquidad por medio de un chorro de agua. Las pruebas de estanqueidad del revestimiento de la cámara se realizará con presión de aire no inferior a 0.15 bar, aplicando agua jabonosa a todas las uniones soldadas, estando estas limpias y libres de pintura. (TORREMOLINOS, 77).

8.5 Preparación del Revestimiento para la Inyección del Poliuretano.

Una vez que se realicen las pruebas de estanquidad de la cámara, se procederá a realizar en las planchas de recubrimiento una cantidad de perforaciones, las que dependerán de la distribución de los refuerzos, del volumen a aislar y del caudal de la máquina inyectora.

8.6 Preparación del Poliuretano.

La preparación de la mezcla dependerá de los volúmenes por aislar y del caudal de la máquina inyectora para así obtener la densidad requerida y un mejor rendimiento de la inyección.

La máquina inyectora de funcionamiento neumático mezcla en la cámara de la pistola los componentes Polioliol (Sinoxol) e Isocionato (Sinoxur) en una relación de 1:1 respectivamente para producir el poliuretano. La máquina de inyección cuenta con calefactores los cuales dan a los líquidos una temperatura ideal de trabajo cercana a los 20 °C. En la figura N° 8.3 se presenta la máquina para inyección de poliuretano (Oxiquin).

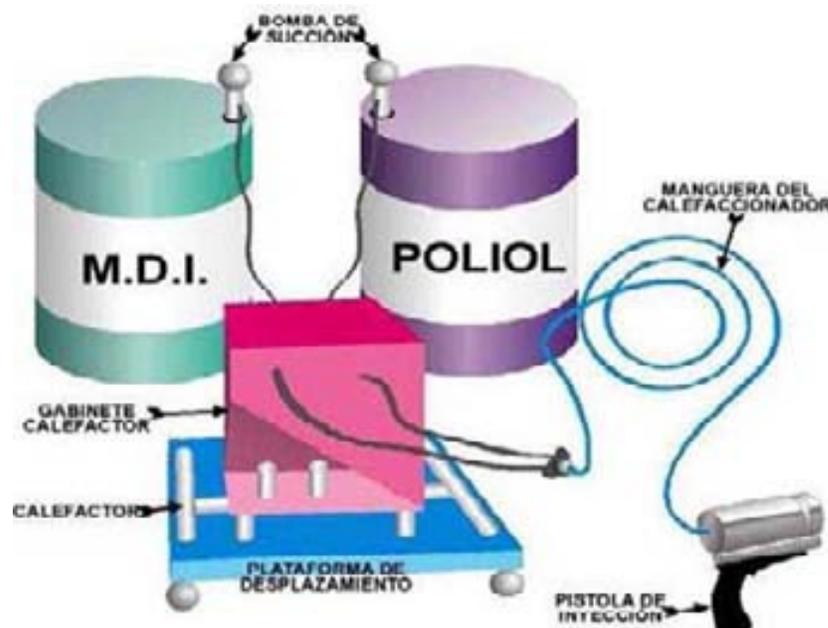


Figura N° 8.3 Máquina inyectora de poliuretano: Oxiquin, Chile

8.6.1 Inyección del Poliuretano.

En esta etapa se procede a introducir la boquilla de la pistola inyección en los orificios hechos en las planchas de recubrimiento de la cámara, siguiendo una secuencia tal que evite al máximo la formación de aire en el forro. La secuencia de inyección se debe realizar partiendo desde la parte inferior en sentido longitudinal hasta completar una capa y siguiendo hacia arriba completando capas sucesivas entre mamparos y refuerzos.

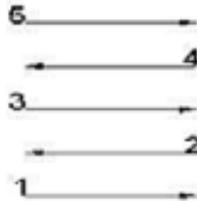


Figura N° 8.4 Secuencia de inyección capa a capa

Se recomienda que la inyección para la cubierta se deberá realizar por la parte superior, ya que asegura un mejor llenado de los espacios con poliuretano.

8.6.2 Sellado de las Aberturas de Inyección.

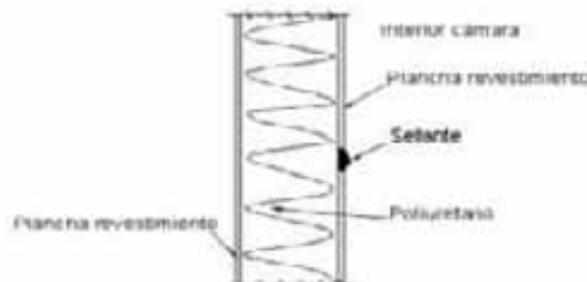


Figura N° 8.5 Sellado de las aberturas

Para asegurar la estanquidad de las planchas de recubrimiento de la cámara una vez completada la inyección de poliuretano, se procede a sellar las perforaciones por medio de sellantes tapagoteras Elastosello 300. En la figura N° 8.5 se aprecia dicho sellado. **(Anexo 20).**

CAPÍTULO 9

ESTABILIDAD DEL BUQUE PESQUERO

9.1 Estudio de la Estabilidad del Buque Pesquero.

Todo tipo de embarcación ha sido diseñada y construida para cumplir funciones que le son específicas, respondiendo a los requerimientos de los armadores; además de respetar las restricciones de orden físico y legal.

En el caso de buques pesqueros menores sus funciones se establecen en base a su capacidad, carga, forma de operar, procesar y estibar su carga en el mar. Al agregar nuevos pesos al barco pesquero se debe asegurar que éstos no afecten la estabilidad del barco y con ello asegurar la seguridad de la vida humana en el mar.

Para realizar el estudio de la estabilidad transversal se procederá a considerar los pesos más representativos que se le incorporan a la embarcación.

- Pesos de trabajo de carpintería; Este peso hace referencia a los trabajos en bodega, con los pesos más representativos.

Peso del aislamiento poliuretano : 1678 (*kg*)

Peso de planchas de ZincAlum : 190 (*kg*)

Peso Total : 1868 (*kg*)

- Peso de Maquinaria; Este peso involucra los pesos de los equipos de refrigeración, grupo electrógeno y bases.

Unidad condensadora : 151 (*kg*)

Evaporador : 122 (*kg*)

Grupo electrógeno : 490 (*kg*)

Estructuras y base : 347 (*kg*)

Peso Total : 1110 (*kg*)

Se entiende por criterio de estabilidad un conjunto de normas que fijan los requisitos mínimos de estabilidad que debe cumplir un buque (Bonilla,

1979), simulando varias condiciones de carga a la que estará sometido durante su operación en mar, estas condiciones son:

- Salida del puerto; Esta condición supone 100% con el total de combustible, provisiones.
- Regreso de caladero; Esta condición supone 100% de carga y 50% de consumible (combustible, provisiones, agua).
- Regreso a puerto; Esta condición supone 100% de carga y 10% de consumible (combustible, provisiones, agua)

9.2 Criterios de Estabilidad.

Los criterios aplicados; son los recomendados por la Organización Marítima Internacional (IMO, 1994), para buques pesqueros de una sola cubierta. Estos criterios son los siguientes:

1. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a $0.055 (m - rad)$, hasta un ángulo de escora $\theta = 30^\circ$ ni inferior a $0.09 (m - rad)$, hasta un ángulo de escora $\theta = 40^\circ$.
2. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) entre los ángulos de escora entre 30° y 40° , no será inferior a $0.03 (m - rad)$.
3. El valor mínimo del brazo adrizante GZ será de $0.2 (m)$ a un ángulo de escora igual o superior a 30°
4. El valor máximo del brazo adrizante corresponderá a un ángulo de escora preferiblemente superior a 30° pero no inferior a 25° .
5. La altura metacéntrica GM_t , no será inferior a $0.35 (m)$.

El proceso de cálculo e iteraciones para la determinación de la estabilidad de la embarcación pesquera se presentarán en el **Anexo 13**.

Los resultados del análisis se presentan en la tabla N° 9.1, demuestran que el barco cumple con todos los requisitos de estabilidad establecidos.

Tabla N° 9.1 Criterios de estabilidad del barco pesquero.

CRITERIO	BARCO PESQUERO MODIFICADO			
	Salida de Puerto	Regreso de caldero	Regreso a Puerto	Análisis
$\theta = 30^\circ$; Área > 0.055 (m-rad)	0.1206 (m-rad)	0.1537 (m-rad)	0.1539 (m-rad)	Cumple
$\theta = 40^\circ$; Área > 0.09 (m-rad)	0.1934 (m-rad)	0.2529 (m-rad)	0.2569 (m-rad)	Cumple
θ entre 30° y 40° ; Área > 0.03 (m-rad)	0.0728 (m-rad)	0.0992 (m-rad)	0.1031 (m-rad)	Cumple
$\theta \geq 30^\circ$; GZ mínimo = 0.02 (m)	0.395 (m)	0.4925 (m)	0.5085 (m-rad)	Cumple
$\theta \geq 25^\circ$; GZ máximo	40°	35°	35°	Cumple
$GMt \geq 0.35$ (m)	0.67 (m)	0.845 (m)	0.837 (m)	Cumple

CAPÍTULO 10

COSTOS Y ESTUDIO ECONÓMICO

10.1 Ítems de Costos a Considerar.

En este capítulo se verá lo relativo a la inversión inicial que será necesaria para concretar la implementación de sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor a bordo del pesquero artesanal.

Los precios fueron consultados en las distintas empresas proveedoras de acuerdo al requerimiento deseado para la instalación del sistema de refrigeración.

El costo de la aplicación del poliuretano fue consultado a la empresa SIMAC INGENIERIA Ltda. Ubicado en Román Díaz # 2002, Ñuñoa, Santiago, Chile.

Los costos de tuberías, fitting de cobre y accesorios para la línea de control fueron consultados a la empresa ANTARTIC REFRIGERACION Ltda. Ubicada en Manuel Tocornal # 454, Santiago, Chile.

El costo del evaporador FRIMETAL fue consultado a la empresa Ingeniería F & S Limitada, Ubicado en La Primavera # 3115, Conchali, Santiago, Chile.

El costo de la unidad condensadora BITZER fue consultado a la empresa SUPERFRIGO ING. Ltda. Ubicada Transito # 5480, Quinta Normal, Santiago, Chile.

El costo del Grupo electrógeno fue consultado a la empresa Comercial TGC. Ltda. Ubicada en Barros Borgoño # 255, Providencia, Chile.

Los costos de mando eléctrico fueron consultaos a la empresa CLAS INGENIERIA Ltda. Ubicado en Av. Einstein # 1153, Recoleta, Santiago, Chile.

Los valores de costo de instalación fueron consultados en Pascal Hidráulica Ltda. Ubicada en Av. San Martín #434. Valdivia, Chile.

- Los costos de materiales incluyen IVA.
- Precios cotizados en el mes de febrero del 2006.

10.1.1 Costo de Aislación.

Los costos de aislación involucran todos los materiales necesarios para aislar la cámara. El precio del poliuretano expandido aplicado in situ incluye la instalación al igual que las tapas de las escotillas.

Tabla N° 10.1 Costos de aislación.

N°	Descripción Designación	Unidad Cantidad	Precio Unitario (IVA incl.) (\$)	Precio Subtotal (\$)
1	Plancha ZIMC-ALUM PL 2000x1000x4 (mm)	35	4470	156450
2	Impregnante Asfáltico Igor Primer (1 galón)	10	4998	49980
3	Pieza Ciprés 100x150x3600 (mm)	26	2975	77350
4	Clavos galvanizados	500	200	10000
5	Sellante Tapagoteras Elastosello 300.	10 x 4.5 kg	12300	123000
6	Aislante Poliuretano	5 m ³	178500	892500
7	Tapa de Escotilla	2	170500	341000
			Precio Total	1650280

10.1.2 Costo de Tubería y Fitting de Cobre.

Tabla N° 10.2 Costo de tuberías y Fitting de cobre.

Nº	Descripción Designación	Unidad Cantidad	Precio Unitario (IVA incl.) (\$)	Precio Subtotal(\$)
1	Tubería de liquido ½" (L)	2 x 8 (m)	10548 x 6 (m)	21096
2	Tubería de succion 1 1/8" (L)	2 x 9 (m)	30384 x 6 (m)	60768
3	Codo H-H ½"	12	175	2100
4	Codo H-H 1 1/8"	12	716	8592
5	Copla reductora 1 5/8" x 1 1/8"	1	2580	2580
6	Copla reductora 7/8" x 1/2"	1	453	453
7	Sifón 1 1/8"	1	9341	9341
8	Abrazadera ½"	45	830 x 5	7470
9	Abrazadera 1 1/8"	45	2480 x 5	22320
10	Soldadura Indura Varilla AG 6 %	2 kg	27046	54092
			Precio Total	188812

10.1.3 Costo de Accesorios para la Línea de Control.

Tabla Nº 10.3 Costo de accesorios para la línea de control.

Nº	Descripción Designación	Unidad Cantidad	P. Unitario (IVA incl.) (\$)	Precio Subtotal(\$)
1	Válvula solenoide EVR6- Danffos	1	67543	67543
2	Termostato KP61- Danffos	1	68244	68244
3	Presostato de alta KP5- Danffos	1	54389	54389
4	Presostato dual PK15- Danffos	1	87315	87315
5	Intercambiador de calor HE4 ½" x 1 1/8" - Danffos	1	123265	123265
6	Separador de aceite OUB ½"- Danffos	1	180648	180648
7	Filtro secador ½" DCL 164s-Danffos	1	26984	26984
8	Visor de líquido SGN12s- Danffos	1	29327	29327
9	Válvula de cierre BM12- Danffos	6	53484	320904
10	Temporalizado Deshielo MICROMAT/RESE 13322	1	78000	78000
11	Soldadura Indura Varilla AG 6 %	3 kg	27046	81138
12	Refrigerante R-22 (22.7 Kg.)	1	148500	148500
13	Válvula de expansión TEX2-3.0 (Orificio 05)	1	83894	83894
			Precio Total	1350151

10.1.4 Costo de Maquinaria.

Tabla N° 10.4 Costo de maquinaria.

N°	Descripción Designación	Unidad Cantidad	Precio Unitario (IVA incl.) (\$)	Precio Subtotal (\$)
1	Evaporador FRIMETAL PLM 120	1	2879840	2879840
2	Unidad condensadora BITZER LH84/4EC-6.2-40S	1	3071670	3071670
3	Grupo electrógeno Kronos HZA1-16 T	1	3828950	3828950
4	Perfil 75 x 75 x 2 (mm)	7	15920	111440
5	Perfil 40 x 90 x 3 (mm)	2	11200	22400
6	Cemento Melon (42.5 Kg.)	1	4185	4185
7	Pernos de anclaje d=13 (mm) Tuerca y golilla ½" x 3 $\frac{3}{4}$ "	2 x 10	3300	6600
8	Soldadura Indura E6010	20 kg	2050x kg	41000
			Precio Total	9966085

10.1.5 Costos de Mando Eléctrico de Fuerza.

Tabla N° 10.5 Costo de mando eléctrico de fuerza.

Nº	Descripción Designación	Unidad Cantidad	Precio Unitario (IVA incl.) (\$)	Precio Subtotal (\$)
1	Multiconductor CM 3x14AWG	15 (m)	649 x (m)	9735
2	Multiconductor CM 2x14AWG	35 (m)	350 x (m)	12250
3	Multiconductor CM 2x10AWG	20 (m)	1312x(m)	26240
4	Multiconductor CM 4x6AWG	15 (m)	4320x(m)	64800
5	Disyuntor MBW 3x16A (C)	1	18917	18917
6	Disyuntor MBW 2x4A (C)	2	12021	24042
7	Disyuntor MBW 2x50A (B)	1	26550	26550
8	Disyuntor MBW 3x63A (C)	1	49667	49667
9	Contactador WEG/CWM9	2	18362	36724
10	Contactador WEG/CWM18	1	27535	27535
11	Contactador WEG/CWM32	1	53545	53545
12	Relé WEG/RW27D	2	21703	43406
13	Tablero eléctrico INGEMAR QSM-8050-25	1	83657	83657
14	Voltímetro CIRCUTOR EC72	1	35581	35581
15	Amperímetro CIRCUTORc96	1	37723	37723
16	Frecuencímetro CIRCUTOR HLC72	1	73304	73304
17	Barra tetrapolar WHUMKHAUS 6834/ 125 (A)	1	13956	13956
18	Interruptor on-off ELTAKO AF12-100	2	15470	30940
			Precio Total	668572

10.1.6 Costo de Instalación.

Tabla N° 10.6 Costo de instalación.

N°	Descripción Designación	Tiempo (hr)	Precio Unitario (\$)	Precio Subtotal (\$)
1	Horas soldador	40	6000	240000
2	Instalación de circuito eléctrica	16	6000	96000
3	Instalación de circuito de refrigeración	----	180000	180000
4	Instalación de maquinaria frigorífica y grupo electrógeno	----	150000	150000
5	Montaje de plancha	16	10000	160000
			Precio Total	826000

Tabla N° 10.7 Resumen de costos.

N°	Costo Involucrado	Costo Subtotal (\$)
1	Aislamiento	1650280
2	Tubería y fitting de cobre	188812
3	Maquinaria	9966085
4	Accesorios para la línea de control	1350151
5	Mando eléctrico de fuerza	668572
6	Instalación	826000
7	Honorarios del proyectista	1500000
Costo Total Inversión		16149900

Como se puede apreciar en la tabla N° 10.7, el costo total para la implantación de un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor en el pesquero artesanal asciende a: \$ 16149900. (Al febrero 2006)

10.2 Ahorro Económico de la Instalación.

Al implementar el sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor se puede lograr un ahorro por concepto de consumo de combustible y de hielo, todo ello reducen los costos operacionales logrando beneficios económicos.

10.2.1 Ahorro por Consumo de Combustible.

El barco pesquero en su estado inicial sin modificación alguna podía soportar en sus bodegas 22 toneladas de peso considerando la pesca y el hielo para conservarlo. Al sustituir la utilización de hielo para la conservación del pescado en las bodegas por un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor trae consigo; que en el estado de regreso de caladero la máxima capacidad de carga se reduce considerablemente. El nuevo peso que la embarcación deberá desplazar trae como consecuencia la disminución de la potencia del motor para una misma velocidad (9 nudos), lo que se traduce de inmediato en un ahorro de combustible.

Como se vio en el capítulo 9, el nuevo peso que se agrega a la embarcación pesquera corresponde a 2978 (*kg*), los cuales fueron distribuidos de manera que no perturben la estabilidad del barco.

Este nuevo peso trae consigo nuevos parámetros de escatillonado y franco bordo para la nueva condición de regreso de caladero; estos parámetros fueron obtenidos siguiendo las normas que rigen la teoría naval (Bonilla, 1979). La obtención de estos parámetros se presenta en el **Anexo 14**.

Tabla N° 10.8 Escatillonado para el regreso de caladero.

Ítem de cálculo	Regreso de caladero
Desplazamiento (Δ) (<i>Ton</i>)	50.64
Trimado (<i>t</i>) (<i>m</i>)	0.032
Eslora de flotación L_{WL} (<i>m</i>)	14.4

Manga de flotación B_{WL} (m)	4.79
Calado Medio T_{MEDIO} (m)	1.676
Superficie mojada S_M (m^2)	69.7
Coeficiente de la Maestra C_M	0.66
Coeficiente del plano de flotación C_{WL}	0.776
Centro de gravedad longitudinal de Empuje LCB (m)	7.473

Con estos nuevos parámetros y desplazamiento es posible obtener una nueva curva de potencia EHP versus velocidad, para ello se utiliza el programa Navcad. Los datos de entrada requeridos por el programa y resultados obtenidos se presentan en el **Anexo 15**.

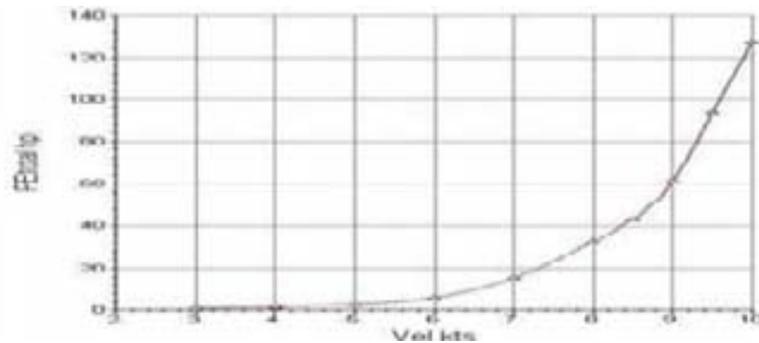


Figura N° 10.1 Potencia efectiva Total versus velocidad.

Del análisis hecho se pudo observar que para una velocidad de servicio de 9 nudos la embarcación pesquera requiere un potencia efectiva total EHP de 61 (HP), se considera un margen de condición de servicio de 35 % para compensar los efectos del viento, mal tiempo, etc. (Fernández, 2004)

$$EHP_{servicio} = EHP \times 1.35 \quad (27)$$

Se tiene:

$$EHP_{servicio} = 61 \times 1.35 = 82.35(HP)$$

Se considera un rendimiento propulsivo por lo tanto la nueva potencia requerida por el barco pesquero será:

$$BHP = \frac{EHP_{servicio}}{\eta_p} \quad (28)$$

Donde:

BHP : Potencia requerida por el barco; (HP)

η_p : Rendimiento propulsivo; 0.4736 (Fernández, 2004)

Se tiene:

$$BHP = \frac{82.35}{0.4736}$$

$$BHP = 174(HP)$$

Antes de que se instale el sistema de refrigeración la embarcación pesquera para una velocidad de 9 nudos requería una potencia continua de 198 (HP) en el motor.

Como se puede apreciar existe una diferencia entre ambas condiciones para una misma velocidad de servicio, lo que implica que el motor del barco (Daewoo modelo MD136T de 200HP a 2200 RPM), se le solicitarán 24 (HP) menos de potencia lo que se traducirá en una economía de combustible. Pero si bien es cierto el motor consume 24 (HP) menos, existe el consumo ocasionado por el grupo electrógeno que es de 12.8 (KW), procederemos a determinar el consumo de combustible para el motor y el grupo electrógeno por salida de pesca.

$$\text{Consumo específico del grupo electrógeno} : 0.225 \left(\frac{lt}{h \times KW} \right) \text{ (Anexo10)}$$

$$\text{Consumo específico del motor} : 0.160 \left(\frac{lt}{h \times HP} \right) \text{ (Anexo 16)}$$

$$\text{Potencia activa grupo electrógeno} : 12.8 (KW) \text{ (Anexo 10)}$$

$$\text{Potencia de ahorro motor} : 24 (HP)$$

$$\text{Autonomía del motor barco por viaje} : 82 (h) \text{ (Fernández, 2004)}$$

$$\text{Funcionamiento grupo electrógeno} : 24 (h) \times 4 = 96 (h)$$

El ahorro de combustible ocasionado por el motor del barco pesquero por viaje será:

$$24(HP) \times 0.160 \left(\frac{lt}{h \times HP} \right) \times 82(h) = 315 \left(\frac{lt}{viaje} \right)$$

El consumo de combustible ocasionado por el grupo electrógeno por viaje será:

$$12.8KW \times 0.225 \left(\frac{lt}{h \times KW} \right) \times 96(h) = 277 \left(\frac{lt}{viaje} \right)$$

El ahorro total de combustible por viaje será la diferencia entre el ahorro de combustible por el motor del barco y el consumo de combustible generado por el grupo electrógeno, se tiene que será:

$$315 \left(\frac{lt}{viaje} \right) - 277 \left(\frac{lt}{viaje} \right) = 38 \left(\frac{lt}{viaje} \right)$$

Considerando que el barco pesquero tendrá 40 viajes de pesca en el transcurso del año [2], se tiene un ahorro de:

$$38 \left(\frac{lt}{viaje} \right) \times 40(viaje) = 1520(lt)$$

Tomando en cuenta que 1 litro de petróleo al 9/2/2006 es de \$ 524 pesos se tiene un ahorro anual de:

$$\text{Ahorro anual por concepto de combustible} = 1520(lt) \times 524 \left(\frac{\$}{lt} \right) = \$ 796480$$

10.2.2 Ahorro por Concepto de Hielo.

La cantidad de hielo que permita enfriar el pescado y mantener las temperaturas de refrigeración durante todo el periodo de almacenamiento depende de:

- Temperatura de la zona de pesca (Agua de mar y aire exterior).
- Tipo de aislamiento de la bodega.
- Tamaño y temperatura del pescado.
- Longitud del viaje.

Se ha establecido que se necesitan las siguientes cantidades de hielo dependiendo de la zona de pesca (Graham, 1998).

1. En aguas templadas de 7° a 10° C, se necesita 0.5 Kg. hielo / 1 Kg. pescado.

2. En aguas tropicales 24° a 30° C, se necesita 1 Kg. hielo/ 1 Kg. pescado.

Al refrigerar con hielo la captura es necesario tener una relación de 1 Kg. de pescado por 0.5 Kg. de hielo, es decir como el barco pesquero tiene una capacidad de 14000 Kg. de pescado, debería llevar a lo menos 7000 Kg. de hielo para refrigerar satisfactoriamente la captura.

Se debe considerar que el barco pesquero en el año tiene 40 salidas a la mar, de 4 días cada una, en las que anualmente consume 280 toneladas de hielo a razón de \$30000 la tonelada al (10/2/2006) , lo que al año significa un ahorro de \$8400000 al (10/2/2006). En la tabla N° 10.9 se puede apreciar el ahorro anual de insumos al instalar un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor en la embarcación pesquera.

Tabla N° 10.9 Ahorro anual de insumos.

Ahorro por concepto de combustible	\$796480
Ahorro por concepto de hielo	\$8400000
Ahorro Total	\$9196480

(Al febrero del 2006)

10.3 Estudio Económico.

Invertir en la instalación de un sistema de refrigeración, al igual que cualquier otra inversión, representa la utilización de recursos económicos, el cual deberá ser cuidadosamente evaluado antes de ser aplicado.

10.3.1 Ingresos de la Inversión.

Para evaluar la rentabilidad económica de nuestro proyecto se considera que el ahorro por concepto de combustible y hielo que se logra por la implementación del sistema de refrigeración, corresponderá a las utilidades que el proyecto entrega a la persona o entidad que realice la inversión, de ésta

manera la cantidad de dinero ahorrado se considera como utilidad neta positiva. De acuerdo a esto, se estimo que el ingreso promedio para el año 2006 asciende a \$9196480.

10.3.2 Costos de Inversión.

Este costo corresponde al determinado en la tabla N° 10.7, este costo involucra el aislamiento, tubería y fitting de cobre, maquinaria, accesorios de la línea de control, mando de fuerza, instalación, y honorarios del proyectista, cuyo valor total fue estimado en \$16149900.

10.3.3 Depreciación de los Equipos.

Se considera el cálculo de la depreciación bajo el criterio de depreciación lineal. La vida útil normal de los ítems considerados se estima según la “Nueva Tabla de Vida Útil del activo Inmovilizado” fijada por el Servicio de Impuestos Internos S.I.I. (**Anexo 17**), considerando que el valor residual es igual a cero. Esta tabla señala que los equipos de cámaras de refrigeración tienen una vida útil promedio de 10 años.

De esta manera la depreciación promedio anual será el precio total de la instalación dividido por la cantidad de años de vida útil.

$$\text{Depreciación anual} = \frac{16149900}{10} = \$1614990$$

10.3.4 Flujos de Caja.

El siguiente paso en el estudio económico, es el desarrollar los flujos de caja para el proyecto. Este proyecto tiene costos que involucran el seguro, mantenimiento y reparación de los equipos del sistema de refrigeración. El costo por utilización de combustible para el grupo electrógeno no será considerado ya que este es absorbido por el motor del barco pesquero.

10.3.5 Gastos Anuales Fijos.

Dentro de los costos anuales fijos se considera la depreciación anual, el seguro y mantenimiento de los de los equipos de refrigeración.

Seguro (6 % del costo total de la inversión)	: \$968994
Mantenimiento (6 % del costo total de la inversión)	: \$968994
Total de gastos fijos	: \$1937988

10.3.6 Gastos Anuales Variables.

En este costo se considera la probable reparación de equipos que presenten un mal funcionamiento, este valor corresponde al 10% del costo total de la inversión. Dicho valor será de \$1614990.

A continuación se presentan los balances del proyecto de refrigeración mecánica por compresión de vapor, considerando el impuesto de primera categoría del 17 % de las utilidades netas. Para el proyecto que considera instalar un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor se opta por una tasa costo capital correspondiente al 10 % del valor del dinero (Fernández, 2004), ya que dicha tasa corresponde a la exigida a la misma embarcación que utiliza el sistema de conservación de la pesca por medio de hielo. Nuestro interés es analizar la rentabilidad del proyecto y no hay posibilidad de financiamiento, por lo que se consideran nulos los ítems de interés a corto y largo plazo, amortizaciones, y créditos.

10.3.7 Análisis de Sensibilidad.

El análisis de sensibilidad considera tres escenarios donde; para un escenario normal se considera un flujo de ingresos constante, la cantidad de dinero que se ahorra dependerá directamente del precio combustible a utilizar, se considera una tasa de incremento del combustible en un 2 % en el caso optimista. Para el escenario pesimista se considera una tasa de incremento del

Tabla Nº 10.11 Escenario optimista; Incremento 2% ingresos.

Años	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Periodo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión Total	-16149900										
Ingresos		9196480	9380410	9568018	9759378	9954566	10153657	10356730	10563865	10775142	10990645
Costos Variable		-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990
Costos Fijos		-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988
Depreciación		-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990
Utilidad antes del impuesto		4028512	4212442	4400050	4591410	4786598	4985689	5188762	5395897	5607174	5822677
Impuesto a la renta (17%)		684847	716115	748008	780540	813722	847567	885865	925220	965363	1006309
Utilidad neta		3343665	3496327	3652041	3810870	3972876	4138122	4202897	4370676	4541811	4716368
Depreciación		1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990
Flujo Neto Operacional	-16149900	4958655	5111317	5267031	5425860	5587866	5753112	5817887	5985666	6156801	6331358
V.A.N. (10%)	\$16.174,899										
T.I.R.	31%										

Tabla Nº 10.12 Escenario pesimista; Incremento 5% costos operacionales

Años	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Periodo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión Total	-16149900										
Ingresos		9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480
Costos Variable		-1614990	-1695740	-1780526	-1869553	-1963030	-2061182	-2164241	-2272453	-2386076	-2505380
Costos Fijos		-1937988	-2034887	-2136632	-2243463	-2355637	-2473418	-2597089	-2726944	-2863291	-3006455
Depreciación		-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990
Utilidad antes del impuesto		4028512	3850863	3664332	3468474	3262823	3046890	2820160	2582093	2332123	2069655
Impuesto a la renta (17%)		684847	654647	622936	589641	554680	517971	485830	450598	413103	373234
Utilidad neta		3343665	3196216	3041395	2878833	2708143	2528918	2284329	2091495	1889020	1676421
Depresiacion		1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990
Flujo Neto Operacional	-16149900	4958655	4811206	4656385	4493823	4323133	4143908	3899319	3706485	3504010	3291411
V.A.N. (10%)	\$9.464,066										
T.I.R.	25%										

Tabla Nº 10.13 Escenario pesimista; Soporta un incremento 14% de los costos.

Años	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Periodo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión Total	-16149900										
Ingresos		9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480	9196480
Costos Variable		-1614990	-1841089	-2098841	-2392679	-2727654	-3109525	-3544859	-4041139	-4606899	-5251864
Costos Fijos		-1937988	-2209306	-2518609	-2871214	-3273185	-3731430	-4253831	-4849367	-5528278	-6302237
Depreciación		-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990
Utilidad antes del impuesto		4028512	3531095	2964040	2317597	1580652	740534	-217199	-1309016	-2553687	-3972612
Impuesto a la renta (17%)		684847	600286	503887	393991	268711	125891	-41268	-248713	-485200	-754796
Utilidad neta		3343665	2930809	2460153	1923605	1311941	614644	-175932	-1060303	-2068486	-3217815
Depreciación		1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990
Flujo Neto Operacional	-16149900	4958655	4545799	4075143	3538595	2926931	2229634	1439058	554687	-453496	-1602825
V.A.N. (10%)	\$778,508										
T.I.R.	12%										

Tabla Nº 10.14 Escenario pesimista; Soporta una disminución del 10% de los ingresos.

Años	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Periodo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión Total	-16149900										
Ingresos		9196480	8276832	7449149	6704234	6033811	5430429	4887387	4398648	3958783	3562905
Costos Variable		-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990
Costos Fijos		-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988	-1937988
Depreciación		-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990	-1614990
Utilidad antes del impuesto		4028512	3108864	2281181	1536266	865843	262461	-280581	-769320	-1209185	-1605063
Impuesto a la renta (17%)		684847	528507	387801	261165	147193	44618	-53310	-146171	-229745	-304962
Utilidad neta		3343665	2580357	1893380	1275101	718649	217843	-227271	-623149	-979440	-1300101
Depreciación		1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990	1614990
Flujo Neto Operacional	-16149900	4958655	4195347	3508370	2890091	2333639	1832833	1387719	991841	635550	314889
V.A.N. (10%)	\$440,373										
T.I.R.	11%										

CONCLUSIONES

Del presente proyecto se puede concluir:

- Se cumple con el objetivo general, el cual consistió en diseñar un sistema de refrigeración mecánica por compresión de vapor de una etapa en embarcación de pesca artesanal, considerando 14 toneladas de pescado almacenado en su bodega.
- Al introducir nuevas técnicas de conservación de la pesca en las faenas marinas, trae como consecuencia final llevar un mejor producto hasta los mercados consumidores y se obtiene una embarcación más tecnificada, su precio de reventa tendría que ser mayor que otras embarcaciones similares.
- Los resultados del análisis de estabilidad que involucra la implementación del sistema por compresión de vapor de acuerdo con los requisitos establecidos por la Organización Marítima Internacional (IMO), demuestran que el barco cumple con todos los requisitos de estabilidad, para las distintas condiciones de carga. Los pesos nuevos agregados al barco no representan peligro y problema de maniobra de la embarcación en alta mar, con lo cual se asegura al personal a bordo y propiamente los recursos invertidos para la construcción del pesquero.
- La implementación del sistema de refrigeración es económicamente rentable, ya que se logrará una disminución en los gastos operacionales anuales que demanda la faena pesquera, ello se logra al dejar la conservación por medio de hielo, y el ahorro de combustible debido a un mayor desplazamiento del barco al implementar equipos de refrigeración de menor peso.

BIBLIOGRAFÍA

1. Baquerizo M., Lecciones de Electricidad aplicada al Buque, 2a. ed., Fondo Editorial de Ingeniería Naval, Colegio de Ingenieros Navales, Madrid, España, 1986.
2. Bonilla A., Teoría del Buque, 3ª. ed., Cádiz, España, 1979.
3. Catalogo de Conductores COVISA, Chile
4. Catalogo de Aeroevaporadores de Plafón Serie PL, FRIMETAL, 2005.
5. Catalogo de Condensadores Comerciales y Semi Industriales, INTERCAL, 2003.
6. Catalogo de productos químicos, Oxiquin, Chile, 2003.
7. Catalogo de Grupos de Condensación refrigerados por aire, BITZER, 2003.
8. Catalogo de Interruptores Termomagnéticos MBW, WEG, 2004.
9. Catalogo de Contactores y Relés de sobrecarga, WEG, 2004.
10. Danffos, Notas del Instalador, Refrigeration and Air Conditioning Controls, 2003.
11. Dossat R., Principios de Refrigeración, 2a ed., Continental, México, 1980.

12. Fernández V., Proyecto pesquero artesanal para operar en la provincia de Chiloe y Palena, Tesis Ing. Naval, Universidad Austral de Chile, 2004.
13. Gomes C., Código Eléctrico, Publiley, Santiago, Chile, 1984.
14. Graham J., El Hielo en las Pesquerías, FAO Documento Técnico de Pesca N° 331, FAO, Roma, Italia, 1998.
15. Guesalaga G., La Actividad Pesquera Ictica en Chile, Revista de Marina Armada de Chile; 1997.
16. Huss H., El Pescado Fresco: Su Calidad y Cambios de su Calidad, FAO Documento Técnico de Pesca N° 29, FAO, Roma, Italia, 1998.
17. IMO, Información actualizada de la Organización Marítima Internacional y de los convenios internacionales, IMO, Santiago, Chile, 1994.
18. Mead John, Marine Refrigeration and Fish Preservation, Birmingham, Michigan: Business News, 1973.
19. Ojeda R., La Pesca Industrial en Chile, Universidad Austral de Chile, Instituto de Ciencias Navales y Marítimas, 2003.
20. Ramírez J., Enciclopedia de la Climatización, v1 Refrigeración, Ceac, Barcelona, España, 1994.
21. SERNAPESCA, Programa de Sanidad para la Pesca Artesanal, Departamento de Sanidad Pesquera, 2002.

22. SERNAPESCA, Informe Sectorial Pesquero Artesanal, Departamento de Pesca Artesanal, Chile, 2005.
23. Suranyi F., Sistemas de Refrigeración en Buques Pesqueros, Tesis Ing. Naval, Universidad Austral de Chile, 1985.
24. TORREMOLINOS-77, Convenio Internacional para la Seguridad de Buques Pesqueros, Dirección General del Territorio Marítimo y de la Marina Mercante Chile, 2002.
25. Tutorial CoolPack, a collection of simulation tools for refrigeration, Department of Energy Engineering Technical University of Denmark (DTU), 2001.
26. Tutorial Navcad prediction and analysis of vessel speed and power performance, HYDROCOMP, 2004.
27. Welty J., Transferencia de calor aplicada a la ingeniería, Limusa, México, 1988.

ANEXOS

Anexo 1

Figura Nº 1 Temperatura de almacenamiento; Fuente: Enciclopedia de la Climatización.

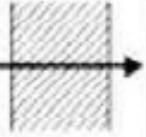
Alimentos	Temperatura de almacenamiento (°C)	Humedad relativa (%)	Duración de almacenamiento	Punto de congelación (°C)	Calor máximo antes de la solidificación (kJ/kg K)	Calor máximo después de la solidificación (kJ/kg K)	Calor de congelación kJ/kg	Calor de respiración kJ/kg día	Observaciones
Quesante	0	90-95	1-3 sem.	-0,0	3,21	1,70	240	9,0	Poco sensible
Pimiento	+ 7 / +10	90-95	2-3 sem.	-0,7	3,94	1,97	207	3,14	May sensible
Planta nueva	+ 10 / +13	90	2-4 sem.	-0,6	3,56	1,84	270	3,0	
Planta nueva	+ 3 / +10	90		-0,6	3,43	1,80	258	1,8	May sensible
Ruibarbo	0	95		0,0	4,00	2,0	312		
Espinaca	0	90-95	10-14 días	-0,3	3,94	2,0	307	11,1	
Tomate verde	+ 13 / +21	85-90	1-3 sem.	-0,3	3,98	2,0	372	7,2	
• morado	+ 7 / 0	85-90	4-7 días	-0,5	3,94	2,0	312	4,3	May sensible
Nabo	0	90-95	4-5 meses	-1,0	3,90	1,97	303	2,2	
<i>Frutas</i>									
Manzanas	- 1 / -4	90	2-6 sem.	-1,0	3,04	1,00	201	1,32	
Albarcoques	-0,0 / 0	90	1-2 sem.	-1,0	3,00	1,92	204		
Aguaates	+ 7 / +13	85-90	2-4 sem.	-0,3	3,01	1,67	219	25,6	May sensible
Pitahaya	+ 13 / +15	90	5-10 días	-0,8	3,35	1,76	251		May sensible
	-0,6 / 0	95	0 días	-0,8	3,00	1,00	204		
Cereza	-0,0 / 0	90-95	2-3 sem.	-1,0	3,04	1,00	200	1,0	
Nuez de coca	0 / + 2	80-85	1-2 meses	-0,8	2,43	1,42	150		
	+ 2 / + 4	90-95	2-4 meses	-0,8	3,77	1,93	288	1,1	Poco sensible
Guayaba	-0,6 / 0	90-95	10-14 días	-1,0	3,68	1,88	280		
Dátiles • secos	-10 / 0	-75	6-12 meses	-15,7	1,51	1,00	07		
Higos • secos	0 / + 4	90-90	9-12 meses		1,60	1,10	80		
Granadas	-0,5 / 0	90-95	2-4 sem.	-1,1	3,77	2,93	233		
Pomelos	+ 10 / +16	85-90	4-6 sem.	-1,1	3,81	1,93	233	3,6	Poco sensible
Uvas	- 1 / 0	80-85	1-6 meses	-0,3	3,60	1,84	270	0,4	Poco sensible
Limonas	- 14 / -16	80-88	1-6 meses	1,4	0,81	1,00	206	4,24	May sensible
Naranjas	0 / +9	65-90	3-12 sem.	-0,8	3,77	1,92	200	1,00	Poco sensible
Melocotón	-0,5 / 0	90	2-4 sem.	-0,9	3,77	1,92	200	1,34	Poco sensible
Peras	-1,7 / -1	90-95	2-7 sem.	-1,5	3,60	1,88	274	0,93	Poco sensible
Ananá • verde	+ 10 / +13	85-90	3-4 sem.	-1,0	3,68	1,8	283		
• maduro	+7,0	85-90	2-4 sem.	-1,1	3,68	1,80	280		
Guayaba	-0,5 / 0	90-95	2-4 sem.	-0,0	3,60	1,00	274	0,04	Poco sensible
Granadas	0	90	2-4 sem.	-3,0					
Frambuesas	-0,5 / 0	90-95	2-3 días	-0,6	3,56	1,86	284		
Fresas	-0,5 / 0	90-95	5-7 días	-0,8	3,85	1,76	300	5,47	
Mandarinas	0 / + 3	90-95	2-4 sem.	-1,0	3,77	1,90	200	3,70	
<i>Pescados</i>									
Pescados • frescos	+0,5 / + 2	90-95	5-15 días	-2,2	3,26	1,74	245		
• ahum.	+ 4 / +10	50-60	6-8 meses	-2,2	2,90	1,63	213		
Deshuesos	+ 4 / +10	90-95	10-12 meses	-2,2	3,18	1,73	233		
Pescados • salados	2 / 1	75-90	4-6 meses	2,2	0,10	1,72	206		
• congel.	-10	90-93	0-12 meses	-2,2		1,74	240		
Mejillón • fresco	- 1 / -0,5	85-95	3-7 días	-2,2	3,82		277		
• congel.	-18 / -29	90-95	3-8 meses	-2,2		1,88	277		
<i>Productos lácteos</i>									
Mantequilla	0 / + 4	90-95	2 meses	-6,6	1,08	1,05	53		
• congel.	-10	70-90	0-12 meses	-6,6	1,08	1,05	50		
Queso	- 1 / -2	00-10		-1,1	2,70	1,30	120		
Crema	-18	-	2-3 meses		3,27	1,76	242		

Figura N° 2 Resistencias Térmicas para cámara de aire no ventiladas; Fuente: NCh 853.Of1991.

Situación de la cámara y dirección del flujo de calor	Espesor de la cámara, en mm				
	10	20	50	100	≥ 150
Cámara de aire vertical y flujo horizontal	0,16 (0,14)	0,16 (0,16)	0,21 (0,18)	0,20 (0,17)	0,19 (0,16)
Cámara de aire horizontal y flujo ascendente	0,16 (0,14)	0,17 (0,15)	0,19 (0,16)	0,19 (0,16)	0,19 (0,16)
Cámara de aire horizontal y flujo descendente	0,17 (0,15)	0,21 (0,18)	0,24 (0,21)	0,24 (0,21)	0,24 (0,21)

Resistencia térmica de la cámara R_c en $m^2 h ^\circ C/kcal (m^2 ^\circ C/W)$

Figura N° 3 Resistencias térmicas superficiales; Fuente: NCh 853.Of1991.

Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor	Situación del cerramiento					
	De separación con espacio exterior o local abierto			De separación con otro local, desván o cámara de aire		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i+1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i+1/h_e$
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $> 60^\circ$ y flujo horizontal 	0,13 (0,11)	0,07 (0,06)	0,20 (0,17)	0,13 (0,11)	0,13 (0,11)	0,26 (0,22)
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente 	0,11 (0,09)	0,06 (0,05)	0,17 (0,14)	0,11 (0,09)	0,11 (0,09)	0,22 (0,18)
Cerramientos horizontales y flujo descendente 	0,20 (0,17)	0,06 (0,05)	0,26 (0,22)	0,20 (0,17)	0,20 (0,17)	0,40 (0,34)

Resistencias térmicas superficiales en $m^2 h ^\circ C/kcal (m^2 ^\circ C/W)$

Figura N° 4 Conductividad de los materiales; Fuente: NCh 853.Of1991.

Material	Densidad aparente kg/m ³	Conductividad térmica λ kcal/hm °C (W/m °C)	
- Lana mineral:			
• Tipo I	30-50	0,036	(0,042)
• Tipo II	51-70	0,034	(0,040)
• Tipo III	71-90	0,033	(0,038)
• Tipo IV	91-120	0,033	(0,038)
• Tipo V	121-150	0,033	(0,038)
- Perla expandida	130	0,040	(0,047)
- Poliestireno expandido UNE 53.310 ¹⁾			
• Tipo I	10	0,049	(0,057)
• Tipo II	12	0,038	(0,044)
• Tipo III	15	0,032	(0,037)
• Tipo IV	20	0,029	(0,034)
• Tipo V	25	0,028	(0,033)
- Poliestireno extrusionado	33	0,028	(0,033)
- Polietileno reticulado	30	0,033	(0,038)
- Polisocianurato, espuma de	35	0,022	(0,026)
- Poliuretano conformado, espuma de			
• Tipo I	32	0,020	(0,023)
• Tipo II	35	0,020	(0,023)
• Tipo III	40	0,020	(0,023)
• Tipo IV	80	0,034	(0,040)
- Poliuretano aplicado in situ, espuma de			
• Tipo I	35	0,020	(0,023)
• Tipo II	40	0,020	(0,023)
- Urea formol, espuma de	10-12	0,029	(0,034)
- Urea formol, espuma de	12-14	0,030	(0,035)
- Vermiculita expandida	120	0,030	(0,035)
- Vidrio celular	160	0,030	(0,044)
1) Las densidades se refieren al bloque, no a la fábrica. 2) Véase tabla de resistencias térmicas.			
METALES			
- Fundición y acero	7850	50	(58)
- Cobre	8900	330	(384)
- Bronce	8500	55	(64)
- Aluminio	2700	175	(204)
MADERA			
- Maderas frondosas	800	0,18	(0,21)
- Maderas de coníferas	600	0,12	(0,14)
- Contrachapado	600	0,12	(0,14)
- Tablero aglomerado de partículas	650	0,07	(0,08)

Figura N° 5 Temperaturas marina enero y julio; Fuente: Dirección Meteorológica de Chile.

Localidad	Enero	Julio
Arica	24°C	17°C
Valparaíso	18°C	13°C
Talcahuano	16°C	12°C
Puerto Montt	16°C	11°C
Puerto Aysén	13°C	10°C

Figura N° 6 Diagrama psicrométrico del aire; Fuente: CARRIER.

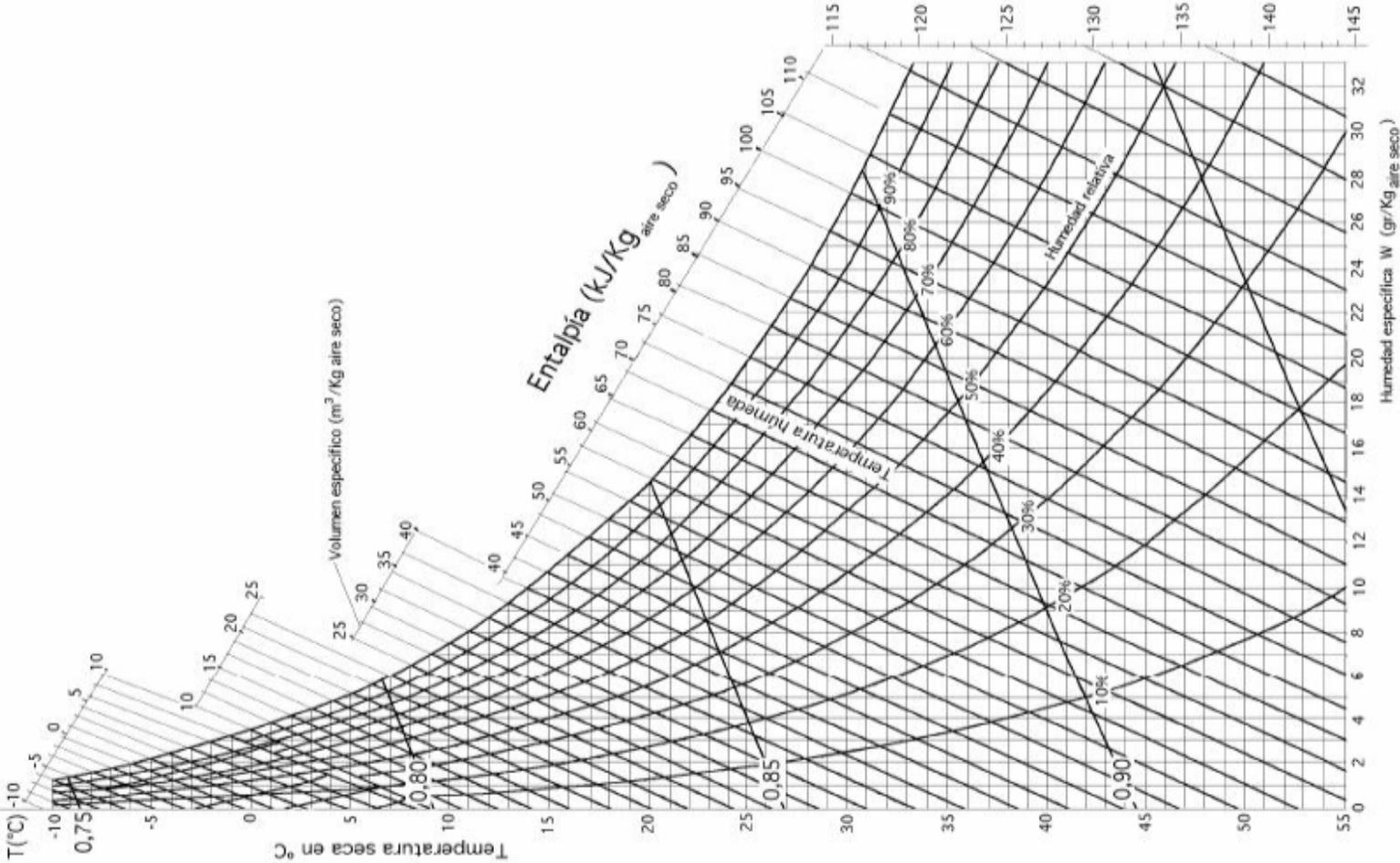


Figura N° 7 Renovación del aire diario para cámaras; Fuente: Enciclopedia de la Climatización.

Volumen de la cámara (m³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m³)	Renovación de aire diario n/d		Volumen de la cámara (m³)	Renovación de aire diario n/d	
	-	+		-	+		+	-		-	+
2,5	52	70	20	16,5	22	100	6,8	9	600	2,5	3,2
3,0	47	63	25	14,5	19,5	150	5,4	7	800	2,1	2,8
4,0	40	53	30	13,0	17,5	200	4,6	6	1.000	1,9	2,4
5,0	35	47	40	11,5	15,0	250	4,1	5,3	1.500	1,5	1,95
7,5	28	38	50	10,0	13,0	300	3,7	4,8	2.000	1,3	1,65
10,0	24	32	60	9,0	12,0	400	3,1	4,1	2.500	1,1	1,45
15,0	19	26	80	7,7	10,0	500	2,8	3,6	3.000	1,05	1,30

Figura N° 8 Potencia calorífica aportado por las personas; Fuente: Enciclopedia de la Climatización.

Temperatura de la cámara (°C)	Potencia liberada por persona (W)
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Figura N° 9 Valores recomendados de $\left(\frac{Hr}{\Delta t}\right)$ en convención natural y forzada;

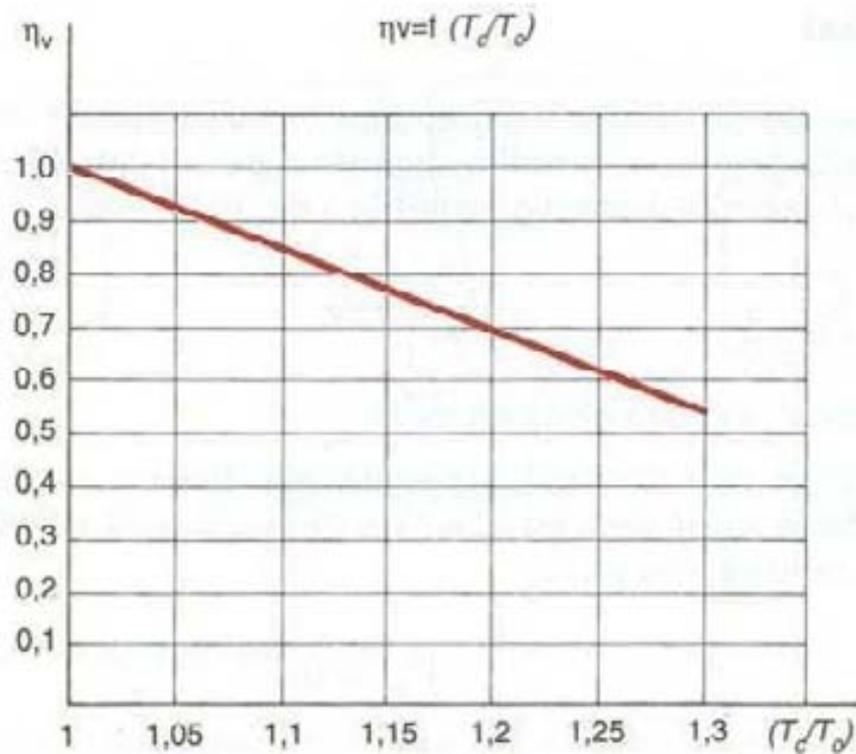
Fuente: Enciclopedia de la Climatización.

HUMEDAD RELATIVA HR (%)	Δt DE DISEÑO (°C)	
	CONVECCION NATURAL	CONVECCION FORZADA
95-91	6,6-7,7	4,4-5,5
90-86	7,7-8,8	5,5-6,6
85,81	8,8-10,0	6,5-7,7
80-76	10,0-11,0	7,7-8,8
75-70	11,0-12,0	8,9-10,0

Figura N° 10 Propiedades de algunos refrigerantes; Fuente: Enciclopedia de la Climatización.

Número ASHRAE	Composición (en peso)	ODP	Influencia en efecto invernadero	Desliz	Punto de ebullición normal	Capacidad de enfriamiento (-5/+45°C)	Nombre comercial Observ.
R-22	CHClF ₂	0,05	0,35	0 K	-40,0	100%	HCFC
R-407c	R32/R125/R134a 23% / 25% / 52%	0	0,29	5,7 K	-43,6 -36,8	97%	SUVA 9100 KLEA 66 AZU Zeotropic
R-410a	R32 / R125	0	0,41	CASI 0 K	-50,5	141%	AZ20 Quasi azeotrópico
R-410b	R-32 / R-125 45% / 55%	0	0,41	CASI 0 K	-51,3 -51,2	137%	SUVA 9100 Quasi azeotrópico
R-507	R 125 / R 143a 50 / 50	0	0,80	0 K	-46,7	86%	AZ50 Azeotrópico
R-717	NH ₃	0	0	0K	-33,6	112%	Amoniaco Inflamable y tóxico

Figura N° 11 Rendimiento Volumétrico; Fuente: Enciclopedia de la Climatización.



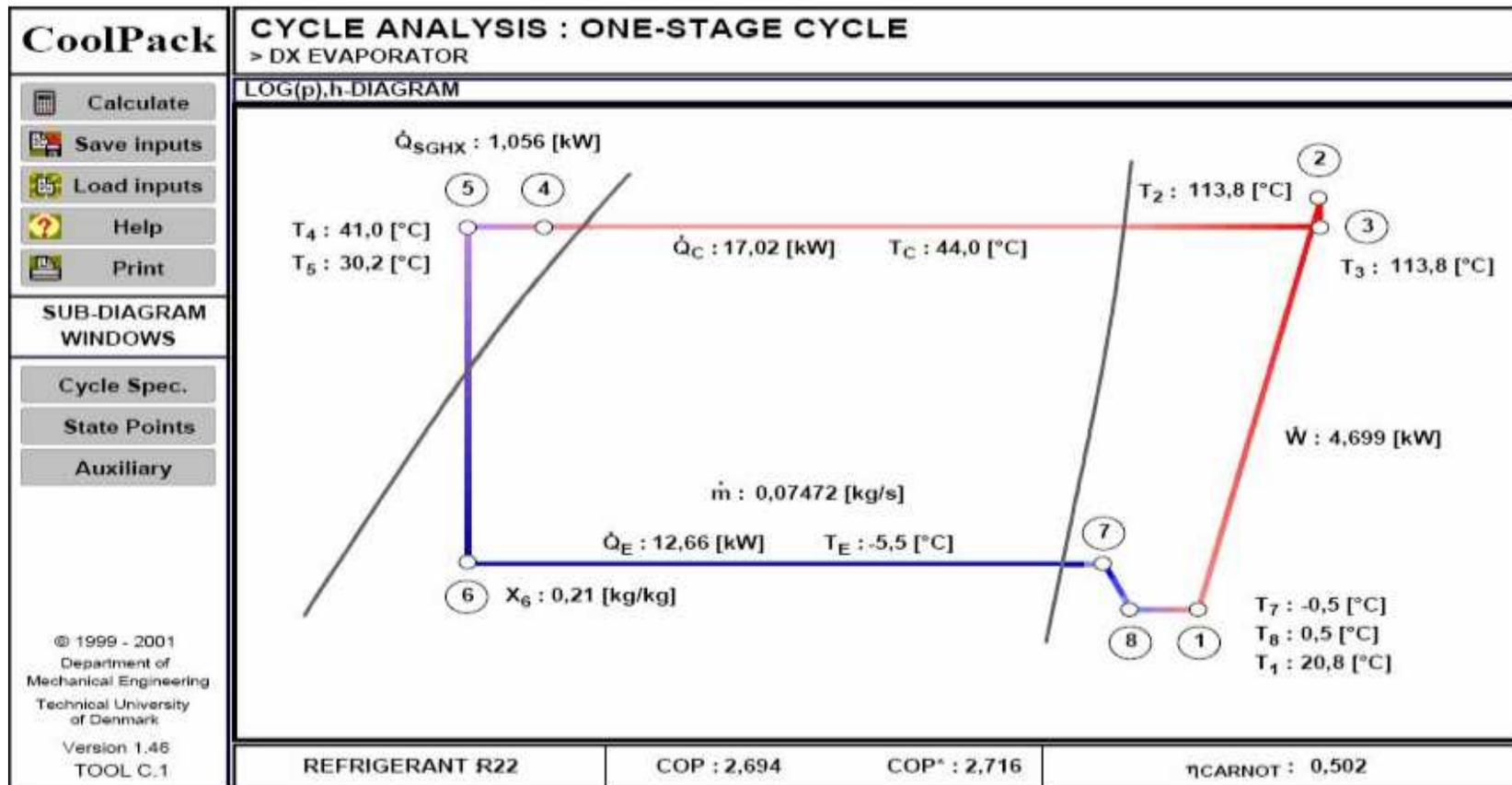
Anexo 2

Entrada y salida de datos utilizando el programa de Refrigeración CoolPack.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	-5,5	ΔT_{SH} [K]:	5	Thermal efficiency η_T	0,50
T_C [°C]:	44,0	ΔT_{SC} [K]:	3		R22
		Δp_{SL} [K]:	1		
		Δp_{DL} [K]:	1		
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	12,66	\dot{Q}_E : 12,66 [kW]	\dot{Q}_C : 17,02 [kW]	\dot{m} : 0,07472 [kg/s]	\dot{V}_S : 17,78 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,67	η_{IS} : 0,670 [-]	\dot{W} : 4,699 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 113,8 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,4699 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1,0	\dot{Q}_{SL} : 74 [W]	T_8 : 0,5 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 1,0 [K]	

VOLUMETRIC EFFICIENCY				
Volumetric efficiency η_{VOL} [-]	0,74	η_{VOL} : 0,740 [-]	\dot{V}_S : 17,78 [m ³ /h]	\dot{V}_D : 24,03 [m ³ /h]
\dot{V}_D can be chosen as input in the cycle specification window.				

Diagrama Presión-Entalpia Ciclo Real; Fuente: Programa CoolPack.



Puntos y estados del Diagrama Presión-Entalpía; Fuente Programa CoolPack.

STATE POINTS				
STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY	DENSITY
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]	[kg/m ³]
1	20,8	400,0	266,5	15,1
2	113,8	1728,0	323,1	52,2
3	113,8	1687,5	323,5	50,8
4	41,0	1607,5	95,7	1126,9
5	30,2	1687,5	82,0	1172,8
6	5,5	114,0	82,0	-----
7	-0,5	414,0	251,4	17,3
8	0,5	400,0	252,4	16,6

Anexo 3

Características Aeroevaporadores Plafón serie PL: FRIMETAL.

SERIE - PL

CARACTERÍSTICAS GENERALES

Aeroevaporadores extraplano con doble descarga de aire y potencia nominal entre 1,8 y 25,4 kW, diseñados para su colocación en el techo de la cámara. Fabricados en dos series diferentes según el tipo de aplicación.

Serie PLA Separación de aletas 2,8 mm
Género fresco delicado por encima de +3°C
Sales de trabajo, despiaca, anulado, etc.

Serie PLM Separación de aletas 4.2 mm
Cámaras de conservación de género fresco a 0/+2°C
Cámaras de conservación de congelados hasta -20°C
Hay dos versiones atendiendo a los ventiladores, la normal **N** con motores de 4 polos y la silenciosa **S** con ventiladores de 6 polos para aplicaciones que requieren bajo nivel sonoro o bajo caudal de aire.

BATERIA

Construida con tubo de cobre de 3/8" estriado interiormente y aletas corrugadas de alta eficiencia. Se entregan con el circuito cerrado con aire a presión en el interior para comprobación de la estanqueidad y con válvula de obús para conexión de manómetro. Cada ventilador va separado con plenum independiente.

CARCASA EXTERIOR

En chapa de aluminio lacado con resina poliéster en blanco RAL-9002 de buena apariencia y elevada resistencia a la corrosión. Con bandeja intermedia bajo la batería para la recogida de las condensaciones y para la ubicación de las resistencias de desescarche inferiores.

La bandeja inferior es basculante, facilitando el acceso al interior para operaciones de mantenimiento y limpieza. Laterales desmontables de una pieza que permiten un cómodo acceso a las conexiones frigoríficas y eléctricas. Soportes de acero galvanizado de altura regulable para su anclaje al techo.

VENTILADORES

Helicoidales de rotor externo, monofásicos de bajo consumo, muy silenciosos y equilibrados, con diámetros de 300 y 400 mm. Con protección IP-54 con aislamiento clase B y protector térmico incorporado. Son conectados en fábrica a cajas de conexiones centralizadas estancas de protección IP-55.

DESESCARCHE ELÉCTRICO

Se ofrece como opción el desescarche eléctrico mediante resistencias de acero inoxidable repartidas por el interior de la batería y bajo la bandeja intermedia. Con conexiones estancas vulcanizadas conectadas a una caja de conexiones IP-55.

OPCIONES

- Circuitos para agua glicolada
- Aletas pretrotadas
- Aletas de cobre
- Tubos de acero inoxidable
- Ventiladores a 60Hz

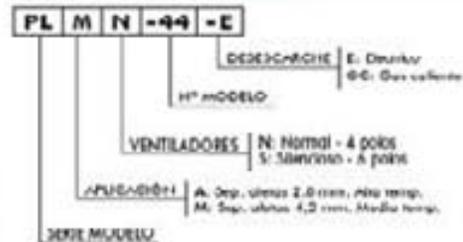
CAPACIDADES

Las capacidades nominales se especifican para gerante R-404A, temperatura de la cámara entrada del evaporador $T_c = 0^\circ\text{C}$, temperatura evaporación $T_e = -8^\circ\text{C}$ ($\Delta T = 8\text{K}$) y humedad rel del 80-90%. Se obtienen incrementando un 25% capacidad en condiciones secas según norma 328 (DIN 8933), condición 2.

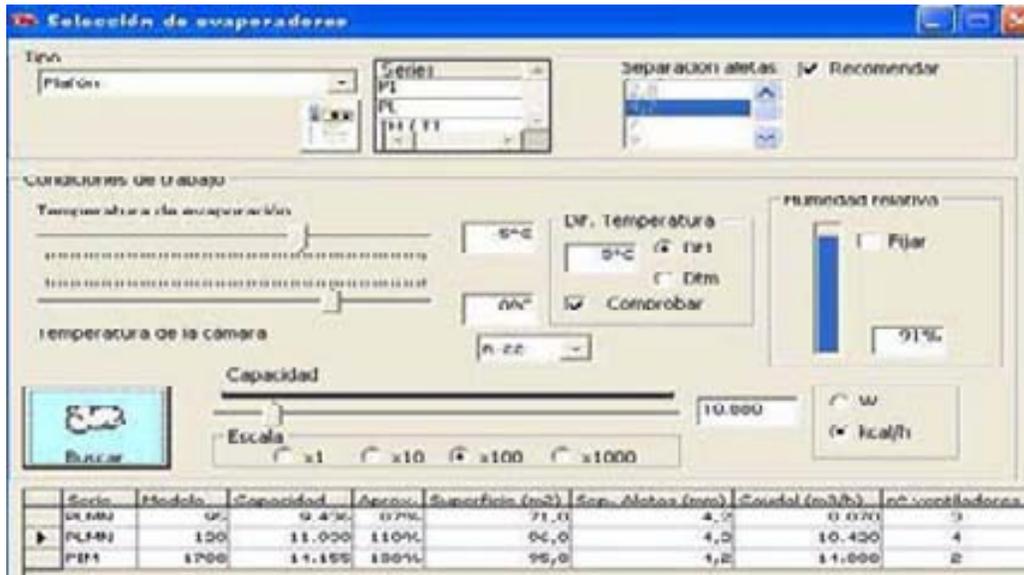
También se muestran las capacidades para opciones estándar. Para condiciones de trabajo o gerantes diferentes, aplicar al factor de corrección según página 10.

Para utilización de agua glicolada como refrigerante se dan las capacidades frigoríficas y caudales de agua para una temperatura de cámara de 0°C , temperatura del agua de -10°C / -6°C y etilenglicol al 25%. Para otras condiciones de trabajo con agua glicolada, consultar página 11.

CÓDIGO MODELO



Entrada de datos programa Frimetalk, selección de evaporador.



Características representativas del evaporador PLMN120 FRIMETAL.

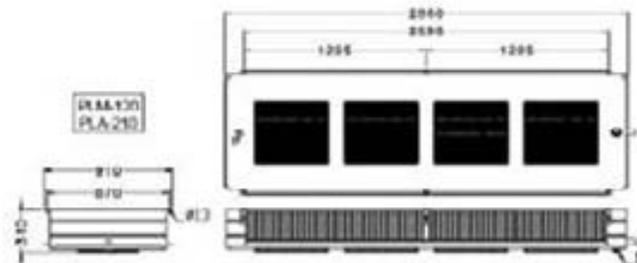
FRIMETAL Ver 3.1.3

04.03.2006 21:29:41

FRIMETAL S.A.
c/ San Toribio, 6, 28031 Madrid, España
www.frimetal.es / com@frimetal.es
Fax: +34 91 3331354
Tel: +34 91 3330438

Selección de evaporadores / Datos técnicos

Modelo	PLMN. 120	Batería	
Refrigerante	R-22	Superficie (m²)	71,0
Capacidad	11.000 kcal/h	Conexion entrada (SAE)	7/8"
Temperatura de cámara	0°C	Conexion salida (mm)	42
Salto técnico DIT	0°C	Vol. interior (dm³)	17,4
		Separación de aleas (mm)	4,2
Ventiladores		Distancias de montaje	
Número ventiladores	4	nº	4
Diámetro (mm)	400	Potencia (W)	10.200
Corriente	230V/1 50Hz		
Caudal aire (m³/h)	10.420		
Potencia total (W)	680		
Consumo total (A)	2,64		
Nivel sonoro (dBA 10 m)	48		
Proyeccion (m)	7	Peso total (kg)	122



Anexo 4

Selección de compresor utilizando el programa BITZER.

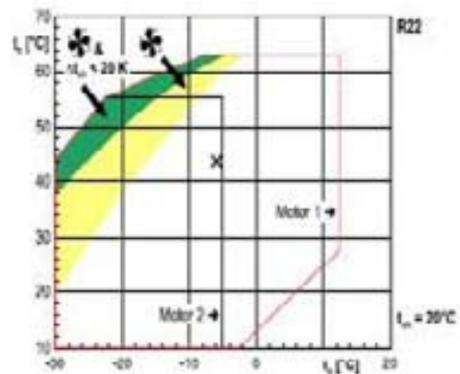
 Version 4.2	TESIS Selección Compresor
	04-02-2006 / Todos los datos son susceptibles de cambio

Selección del Compresor: Compresores de Pistones Semi-herméticos

Valores de entrada

Potencia frigorífica	12.66kW
Refrigerante	R22
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de roc
Temp. de evaporación	-5.5°C
Temp. de condensación	44°C
Temperatura del líquido	30.2°C
Temperatura de gas aspirado	20.8°C
Alimentación eléctrica	400V-3-50Hz
Recalentamiento útil	100%
Regulador de capacidad	100%

Límites de aplicación (100%)



Resultado

Modelo de compresor	4FC-3.2-40S	4EC-4.2-40S
Potencia frigorífica	11.50 kW	14.18 kW
Potencia frigorífica *	10.36 kW	12.70 kW
Potencia en el evap.	11.50 kW	14.18 kW
Potencia absorbida	3.93 kW	4.78 kW
Corriente (400V)	7.25 A	8.13 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V
Potencia de condensación	14.31 kW	17.58 kW
COP/IFRR	2.92	2.96
COP/EER *	2.64	2.67
Caudal másico	224 kg/h	276 kg/h
Modo de funcionamiento	Standard SL(A)	Standard SL(A)

*según EN12900 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)

Tabla de Rendimiento para el Compresor 4EC-4.2-40S.

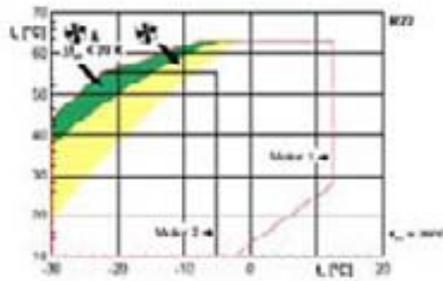
 Version 4.2	TESIS Tabla de rendimientos Compresor 4EC-4.2-40S
	04-02-2008 / TODOS LOS DATOS SON SUSCEPTIBLES DE CAMBIO

Tabla de rendimientos: Compresores de Pistones Semi-herméticos

Modelo de compresor	4EC-4.2	Modo de funcionamiento	7/10
Refrigerante	R22	Alimentación eléctrica	400V 3 50Hz
Temperatura de saturación	Temp. an al punto de rocío	Magnitud de evaporación	100%
Temperatura del líquido	30.2°C	Recalentamiento del	100%
Temperatura de gas aspirado	20.0°C		

te [°C]	ts [°C]	10	5	0	-5.5	-10	-15	-20
20	Qc [W]	--	--	--	12100	12000	10290	8018
	Qc* [W]	--	--	--	12400	12000	10300	8020
	P [kW]	--	--	--	2.80	2.70	2.29	2.21
	I [A]	--	--	--	0.00	0.00	0.00	0.04
	Qc [W]	--	--	--	19121	19000	12097	12112
	COP	--	--	--	3.01	3.40	2.50	2.00
	COP*	--	--	--	2.81	2.70	2.80	2.87
	m [kg/h]	--	--	--	301	240	190.1	100.0
	Modo	--	--	--	Standard 2L (A)	Standard 2L (A)	Standard 2L (A)	VRV/COPR 2L (B)
	44	Qc [W]	--	--	--	14170	14050	8471
Qc* [W]		--	--	--	17770	16800	8776	8076
P [kW]		--	--	--	4.70	4.45	4.05	3.80
I [A]		--	--	--	8.13	7.84	7.07	6.77
Qc [W]		--	--	--	17570	14570	17100	10700
COP		--	--	--	3.06	3.40	3.76	3.03
COP*		--	--	--	2.87	2.70	2.84	1.85
m [kg/h]		--	--	--	276	276	176.5	148.0
Modo		--	--	--	Standard 2L (A)	Standard 2L (A)	Standard 2L (A)	VRV/COPR 2L (B)
50		Qc [W]	--	--	--	13533	11013	8574
	Qc* [W]	--	--	--	11600	9447	7201	6150
	P [kW]	--	--	--	3.07	4.00	4.24	4.01
	I [A]	--	--	--	5.56	7.00	7.30	7.01
	Qc [W]	--	--	--	10500	14140	11000	10170
	COP	--	--	--	2.67	2.30	2.02	1.70
	COP*	--	--	--	2.29	2.07	1.74	1.53
	m [kg/h]	--	--	--	262	212	160.0	127.2
	Modo	--	--	--	Standard 2L (A)	Standard 2L (A)	Standard 2L (A)	VRV/COPR 2L (B)

Límites de aplicación



Leyenda

- ts [°C] Temperatura evaporación
- te [°C] Temperatura condensación
- Qc [W] Potencia frigorífica
- Qc* [W] Potencia frigorífica *
- P [kW] Potencia consumida
- I [A] Corriente
- Qc [W] Potencia de condensación
- COP Coeficiente
- COP* Coeficiente
- m [kg/h] Caudal máximo
- Modo Modo de funcionamiento

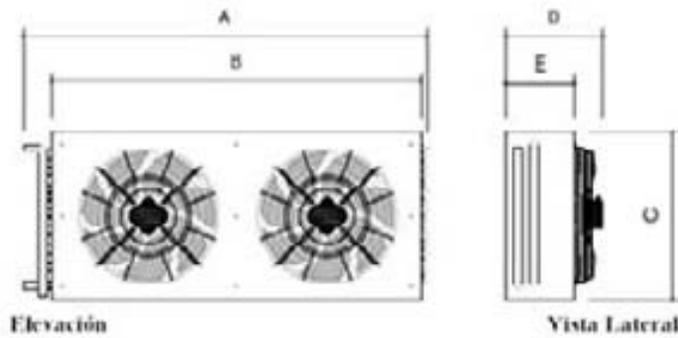
*No es posible ningún cálculo (ver remisión en la selección de un único punto)
 *según EN12500 (temperatura de gas aspirado 20°C, sin subenfriamiento del líquido)

Anexo 5

Selección de condensadores; Fuente: INTERCAL.



CONDENSADORES COMERCIALES Y SEMI INDUSTRIALES



Condensadores estándar, separación de láminas 2.5 mm

MODELO	CAPACIDAD DT 10°C (T) KWH/HR	SUPERFICIE M ²	DIMENSIONES					VENTILADORES			
			A LARGO TOTAL (MM)	B LARGO LAMA (MM)	C ALTO (MM)	D FONOS TOTAL (MM)	E FONOS LAMA (MM)	CANTIDAD VENT. N°	DIAMETRO ASPA (MM)	MOTORES (DE CADA MOTOR) (VOLTAJES/FRECUENCIA)	CAUDAL AIRE M ³ /HR
CA-001-01	7,345	1,76	470	390	74C	310	190	1	300	150W/220V/115/50Hz	1.100
CA-001-15	3,828	15,71	620	480	470	310	190	1	300	150W/220V/115/50Hz	1.700
CA-401-13	4,817	12,80	600	560	470	310	190	1	400	280W/220V/115/50Hz	4.200
CA-401-17	6,529	17,41	600	560	470	310	190	1	400	280W/220V/115/50Hz	4.000
CA-601-27	10,231	27,26	700	660	620	400	250	1	600	750W/220V/115/50Hz	8.200
CA-601-3C	13,542	3C-3C	870	830	820	400	300	1	600	750W/220V/115/50Hz	8.500
CA-601-2S	18,805	2S-1S	1.040	1.020	620	410	300	2	400	500W/220V/115/50Hz	8.400
CA-601-4S	34,334	4S-3S	1.200	1.180	620	410	300	4	400	500W/220V/115/50Hz	18.000
CA-601-4B	34,334	4B-3B	1.200	1.180	620	410	300	4	400	500W/220V/115/50Hz	18.000
CA-601-5S	48,000	5S-4S	1.200	1.180	710	500	350	5	600	750W/220V/115/50Hz	27.000
CA-601-6S	67.700	6S-5S	1.200	1.180	770	500	440	6	600	1.000W/220V/115/50Hz	37.000
CA-601-7S	76.375	7S-6S	1.200	1.180	770	500	440	7	600	1.000W/220V/115/50Hz	33.000

* La capacidad nominal se calculó en condiciones 35°C ambiente y 18°C temperatura de condensación. (R 32)
 Para otras condiciones de trabajo ver la tabla al dorso.

Para condensadores de mayor capacidad consultar directamente en fábrica.



Barón de Juras Realms 2310, Conchalí.
 Fono (50-2) 9230010 Fax (50-2) 9242746
 Santiago, Chile.

CONDENSADORES POR AIRE FORZADO INTERCAL METODO DE SELECCIÓN

El calor necesario de disipar por un condensador (Q_c) corresponde al calor generado al interior de la cámara a carga térmica (Q_e) más el calor que se genera producto de las fricciones en el sistema de compresión (Q_m calor de motor). Para el caso de compresores herméticos y semi-herméticos, en la estimación de Q_m se debe incluir el calor generado por el embobinado del motor. Para la determinación exacta de dichas cargas térmicas se debe recurrir a las especificaciones del fabricante del compresor, de lo contrario una buena estimación se obtiene mediante el uso de las siguientes expresiones.

Capacidad requerida de condensación para compresores abiertos:

$$Q_c = Q_e + 645 \cdot P$$

Capacidad requerida de condensación para compresores semi-herméticos:

$$Q_c = Q_e + 860 \cdot P$$

Capacidad requerida de condensación para compresores herméticos:

$$Q_c = Q_e + 910 \cdot P$$

Donde Q_c = Capacidad de condensación requerida

Q_e = Carga térmica de la cámara que debe ser menor o igual al rendimiento del compresor seleccionado

P = Potencia de motor del compresor expresada en KW

RENDIMIENTOS OBTENIDOS PARA DISTINTAS CONDICIONES DE TRABAJO CUADRO 1

RT °C	RENDIMIENTO POR MODELO DE COMPRESOR (Condensador)											
	GA-001-08	GA-001-13	GA-001-13	GA-001-17	GA-001-27	GA-001-09	GA-002-09	GA-003-09	GA-002-09	GA-002-109	GA-002-19	GA-002-219
8	1.051	2.042	2.616	3.432	5.401	7.079	10.027	10.243	17.100	21.706	30.474	40.129
9	1.036	2.067	2.687	3.517	5.139	7.062	11.363	12.895	19.847	24.819	37.658	47.385
10	1.024	2.093	2.758	3.597	4.881	6.907	12.833	14.553	22.527	27.130	41.820	53.653
11	1.013	2.097	2.829	4.730	7.690	9.721	10.707	19.205	24.052	29.945	45.029	57.016
12	1.007	3.087	3.824	5.793	8.196	10.806	15.040	19.863	28.257	37.598	53.710	63.183
13	3.033	3.388	4.179	5.658	8.907	11.240	16.203	21.515	28.681	35.971	54.395	66.425
14	4.104	3.075	4.441	6.043	8.549	12.077	17.547	23.179	31.046	37.404	56.074	70.713
15	7.345	3.878	4.817	6.878	10.733	13.796	18.803	24.809	33.071	40.648	67.703	78.876

* Los rendimientos indicados en el cuadro anterior se determinan con T_1 ambiente a 30°C y refrigerante R-22 a nivel del mar.

Para otras condiciones de trabajo se debe ponderar el calor a disipar por los factores de corrección de refrigerante, temperatura del aire y altura, lo que se traduce en la fórmula siguiente:

$$Q_{\text{condensador}} = Q_c \times C_r \times C_a \times C_h$$

REFRIGERANTE	R-22	R-22	R-134A	R-134A
C_r	1.00	0.95	1.30	1.00

TEMPERATURA AIRE (°C)	+10	+25	+30	+35	+40	+45	+50
C_a	0.97	0.92	1.00	1.00	1.04	1.06	1.07

ALTURA (metros)	0	1000	2000	3000	4000
C_h	1.00	1.01	1.02	1.11	1.16

Donde $Q_{\text{condensador}}$ = rendimiento nominal para el DT^o de trabajo del condensador

Q_c = Capacidad de condensación requerida

C_r, C_a, C_h = Coeficientes de corrección

El Condensador obtenido corresponde al rendimiento nominal del cuadro 1 para el DT^o de trabajo del condensador a seleccionar se debe escoger un modelo cuya capacidad sea igual o mayor a la calculada mediante la fórmula

Anexo 6

Selección de Unidad Condensadora utilizando el programa BITZER.

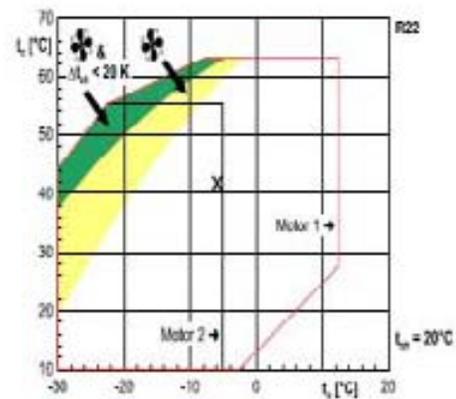
	TESIS
	Selección Unidad Condensadora
	04-02-2006 / Todos los datos son susceptibles de cambio
Version 4.2	

Selección del Compresor: Unidades condensadoras

Valores de entrada

Potencia frigorífica	12.66kW
Serie	Estándar
Refrigerante	R22
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de mr
Temp. de evaporación	-5.5°C
Temperatura ambiente	30°C
Temperatura de gas aspirado	20.8°C
Alimentación eléctrica	100V-3-50Hz
Recalentamiento útil	100%
Regulador de capacidad	100%

Límites de aplicación



Resultado

Unidad modelo	LI104/ 4FC-5.2-40S	LI164/ 4EC-4.2-40S	LI104/ 4EC-6.2-40S	LI104/ 4DC-5.2-40S
Potencia frigorífica	10.97 kW	12.08 kW	13.04 kW	15.22 kW
Potencia en el evap	10.97 kW	12.08 kW	13.04 kW	15.22 kW
Potencia absorbida*	3.72 kW	5.00 kW	4.77 kW	6.00 kW
Corriente (400V)	7.45 A	8.50 A	8.82 A	10.53 A
Gama de tensiones	380-420V	380-420V	380-420V	380-420V
Caudal másico	227 kg/h	266 kg/h	275 kg/h	328 kg/h
Temp. de condensación	41.9 °C	49.2 °C	44.4 °C	47.1 °C
Subenfriamiento del líquido	3.00 K	3.00 K	3.00 K	3.00 K
Modo de funcionamiento	Standard SL(A)	Standard SL(A)	Standard SL(A)	Standard SL(A)

*Potencia absorbida compresor, potencia absorbida ventilador ver "Datos técnicos."

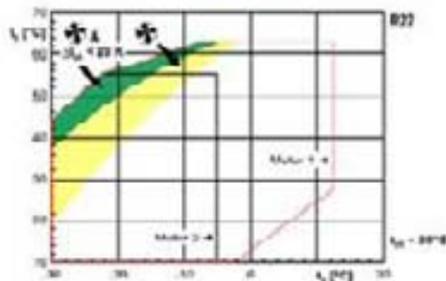
Tabla de Rendimientos Unidad Condensadora LH84/4EC-6.2-40S.

 Version 4.2	IESIS Tabla de Rendimientos Unidad Condensadora LH84/4EC-6.2-40S
	04-02-2009 / Todos los datos son susceptibles de cambio

Tabla de rendimientos: Unidades condensadoras

Unidad/Modelo	LH84/4EC-6.2	Temperatura de gas aspirado							
Serie	Estándar	Recalentamiento(Δt)							
Refrigerante	R32	Modo de funcionamiento							
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío	Alimentación eléctrica							
		Regulador de capacidad							
		30.5°C							
		100%							
		Auto							
		400V-3-50HZ							
		100%							
27	tamb [°C]	10	5	0	-5	-10	-15	-20	
	Q _o [W]	22104	19109	16211	13671	11616	9462	8209	
	P _o [W]	6.20	6.07	6.16	6.03	6.21	6.70	7.63	
	I [A]	10.02	10.00	9.36	9.62	9.06	7.60	7.21	
	m [kg/h]	502	419	340	260	233	107.0	100.0	
	Modo	Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/VARICOOOL SL(B)							
	t _c [°C]	45.8	47.0	44.3	41.7	39.7	37.7	36.6	
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	
30	tamb [°C]	10	5	0	-5	-10	-15	-20	
	Q _o [W]	21308	18408	15728	13338	11044	9019	7837	
	P _o [W]	6.48	6.00	6.36	6.77	6.33	5.86	6.63	
	I [A]	11.23	10.30	9.61	9.80	9.20	7.60	7.33	
	m [kg/h]	490	412	342	270	220	103.0	100.0	
	Modo	Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/VARICOOOL SL(B)							
	t _c [°C]	45.4	45.8	47.0	44.4	43.4	40.4	39.0	
	dtcu [K]	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	
43	tamb [°C]	10	5	0	-5	-10	-15	-20	
	Q _o [W]	—	15356	13346	10708	8962	7307	6178	
	P _o [W]	—	8.94	8.11	9.17	8.82	8.77	8.05	
	I [A]	—	11.70	10.60	9.66	9.80	8.16	7.86	
	m [kg/h]	—	382	313	240	204	160.1	136.6	
	Modo	—	Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/Standard SL(A)/VARICOOOL SL(B)						
	t _c [°C]	—	60.9	58.4	56.0	54.1	52.3	51.2	
	dtcu [K]	—	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	3.00	

Límites de aplicación



Leyenda

- t_o [°C] Temp. de evaporación
- tamb [°C] Temperatura ambiente
- Q_o [W] Potencia frigorífica
- P_o [W] Potencia absorbida
- I [A] Corriente
- m [kg/h] Caudal másico
- Modo Modo de funcionamiento
- t_c [°C] Temp. de condensación
- dtcu [K] Subenfriamiento

-No es posible ningún cálculo (ver manual) en la selección de un único punto)

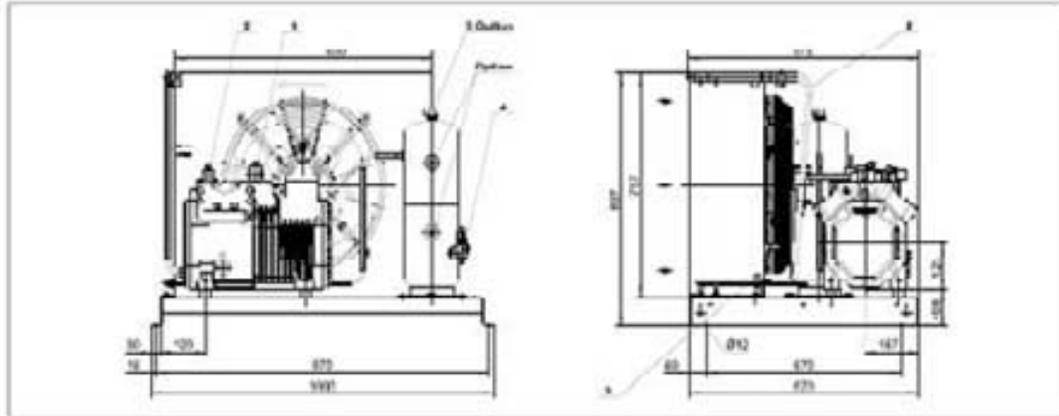
*Potencia absorbida compresor, potencia absorbida ventilador ver "Datos técnicos."

Datos técnicos Unidad Condensadora LH84/4EC-6.2-40S.

 Version 4.2	TESIS Datos técnicos Unidad Condensadora LH84/4EC-6.2-40S
	04-02-2006 / Todos los datos son susceptibles de cambio

Datos técnicos: LH84/4EC 6.2 40S

Dimensiones y conexiones



Datos técnicos

Peso	151 kg
Anchura total	1000 mm
Profundidad total	672 mm
Altura total	837 mm
Conexión línea aspiración	20 mm - 1 1/8"
Conexión línea líquido	12 mm - 1/2"
Ventilador: Cantidad	1
Tensión (solo bajo demanda)	230V-1-50Hz (Standard)
Corriente / capacidad de cada ventilador	3,08 A / 185 W
Flujo volumétrico de aire del condensador 50 Hz	4577 m ³ /h
Tensión (solo bajo demanda)	230V-1-50Hz (Standard)
Corriente / capacidad de cada ventilador	2,91 A / 603 W
Flujo volumétrico de aire del condensador 50 Hz	5201 m ³ /h
Pana: elect. Speed control	Opcion
Capacidad	7,5 dm ³
Recipiente colector (standard)	FS125
Máx. carga refrigerante 90% a 20°C:	
R22	11,2 kg
R134a	14,3 kg
R407C	13,6 kg
R404A/R507A	17,1 kg
Recipiente colector (opcion)	FS202
R22	21,6 kg
R134a	22,1 kg
R407C	20,9 kg
R404A/R507A	19,2 kg
Separador de aceite	Opcion
Retención incorporada	Opcion
Controlador de alta y baja presión	Opcion
Accesorios	Opcion
Caja protectora contra los agentes meteorológicos	Opcion
Usos de compresores: ver programa compresor	

Anexo 7

Selección de Válvula de Expansión Termostática, programa Coolcat.



Válvulas de expansión

Type T 2/TE 2

Familia

Ajustes

→ Selección

Datos

Refrigerante	R 22	Temp. Condensación	44 °C
Capac. del evaporador	12,7 kW	Temp. de líquido	30 °C
Temp. del evaporador	-6 °C	Pérdida de carga total	0,6 bar
Gama de temp.	N: -40° a 10°C	Cuerpo válvula	Paso ángulo
Igualación	Externo	Tipo de conexión	Roscar x Roscar
MOP	No	Tamaño de conex.	3/8 x 1/2 in.
Recalent. estático	5K	Long. tubo cap.	1.5m

Selección

Caja de Pres. a través
válvula 12 bar

Subenfriamiento 14 K

Type_ext	kW	Load (%)
TX 2/TEX 2 - 04	12,61	100
TX 2/TEX 2 - 05	15,98	79
TX 2/TEX 2 - 06	19,46	65

Código

Cuerpo de válvula 068Z3209

Conjunto de orificio 068-2008

Anexo 8

Figura N° 12 Relación de caída de presión y la temperatura equivalente, para el refrigerante R-22; Fuente: Enciclopedia de la Climatización.

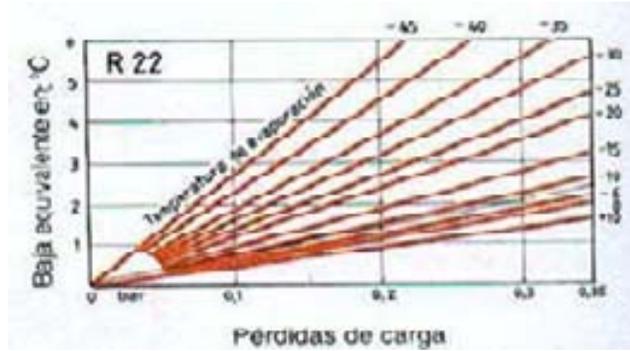


Figura N° 13 Monograma para dimensionado de tuberías de halogenados L=10 m; Fuente: Enciclopedia de la Climatización.

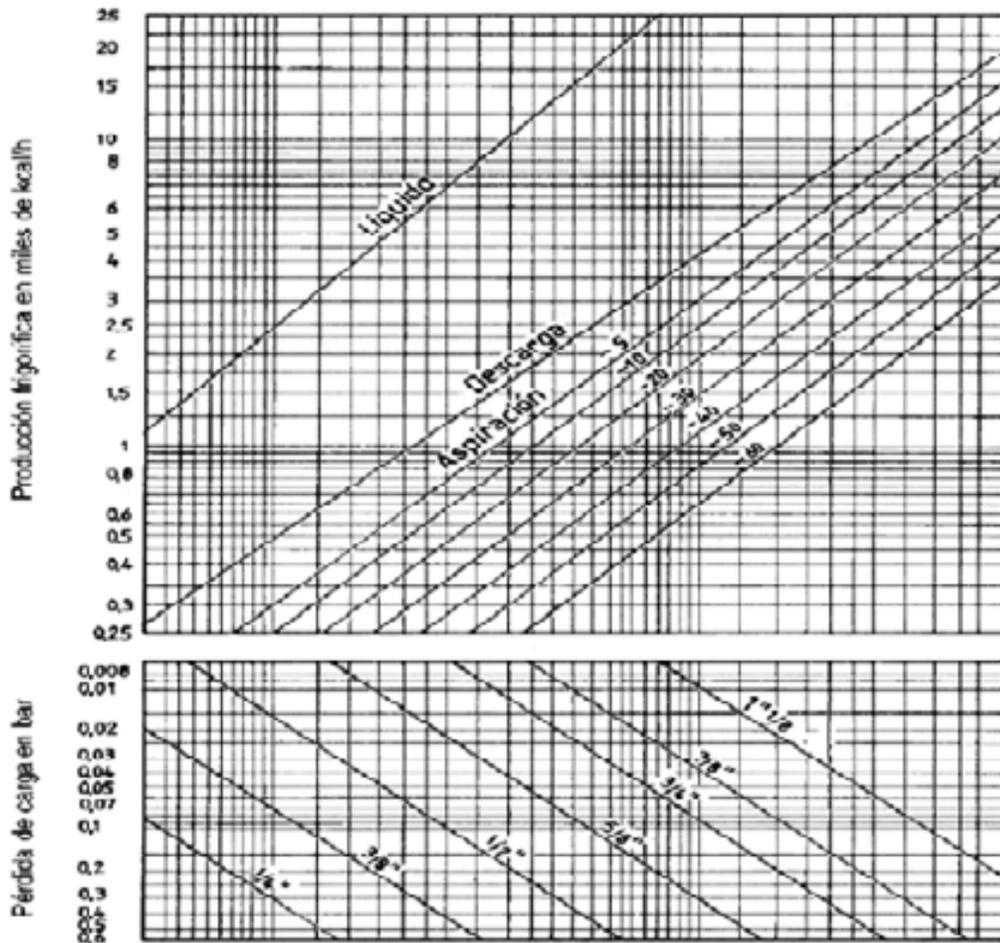


Figura N° 14 Valores normales de velocidades para algunos refrigerantes;
Fuente: Enciclopedia de la Climatización.

Refrigerante	Velocidad en m/s		
	Líquido	Aspiración	Descarga
R 717	0,5 a 1,25	15 a 20	15 a 20
R 12 R 22 R 502	0,5 a 1,25	8 a 15	15 a 20

Figura N° 15 Selección del diámetro de tubería utilizando el programa CoolPack.

PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)	Condition corresponds to
	[m/s]	[mm]	
Suction line	9,8	25,3	State Point #1
Discharge line	18,9	9,8	State Point #2
Liquid line	0,9	9,5	State Point #5

Anexo 9

Selección de dispositivos de control automático y anexos de la cámara frigorífica.

Selección de la Válvula Solenoide con el programa Coolcat.

Danfoss
Válvulas de solenoides
Type EVR 2-48

Familia
Ajustes
→ Selección

Datos			
Refrigerante	R 22	Temp. Condensación	44 °C
Capac. tuboría	12,7	Temp. de líquido	30, °C
Temp. del evaporador	-5,5 °C	Aplicación	Línea de líquido
Cuerpo de válvula	Pase recto	Tensión	000-100 V, 50 Hz
Función	Normalmente cerrada	Corriente	CA
Tipo de conexión	Goldstar ODF	Conexión	Caja terminal (IP 07)

Selección			
Capac. corregida	13,2	KW	
MOPD	21 bar		
		Tubo	Conn
		EVR 4	1/2 in. 0,21
		EVR 6	3/8 in. 0,1
		EVR 6	1/2 in. 0,1

Código	
Válvula	032F1200 <input type="checkbox"/> Función: inv.
Divido	
bobina	U10R5/U3

Selección del Termostato con el programa Coolcat.

Danfoss
Termostatos
Type KP

Familia
Ajustes
→ Selección

Datos			
Tipo	Termostato sencillo	Sistema contactos	SPDT
Gama	-30 → 12 °C	Carga contacto	AC 183, 18A, 400V
Diferencial - Temp. baja	4,5 → 2,5		AC10, 10A, 400V
Diferencial - Temp. alta	1,2 → 1		IX13 17W, 72W
Kearme	Auto		
Tipo de sensor	Sensor remoto de conducto		
Tamaño bulbo	9,5 dia.x/U mm		
Long. tubo cap.	2m		

Selección	
Tipo	HP 01

Selección Presostato de Alta con el programa Coolcat.



Presostatos

Type KP

Familia

Ajustes

➔ Selección

Datos

Tipo	Alta presión	Sistema	SPDT
Gama	8 -> 32 bar	Carga contacto	AC183: 16A, 400V AC15: 10A, 400V DC13: 12V, 220V
Diferencial	1.0 -> 0 bar		
Rearme	Auto		
		Tipo de conexión	Soldar ODF 1/4 in.

Selección

Tipo **KP 5**

Selección Presostato Dual con el programa Coolcat.



Presostatos

Type KP

Familia

Ajustes

➔ Selección

Datos

Tipo	Presión Dual	Sistema	SPDT + Señal LP
Rango (l P)	- 0.7 -> 7.5 bar	Carga contacto	AC183: 16A, 400V AC15: 10A, 400V DC13: 12V, 220V
Diferencial	Fixed 0.7 bar		
Rearme	Auto		
		Tipo de conexión	Roscar 1/4 in.

Selección

Tipo **KP 15**

Selección Intercambiador de Calor con el programa Coolcat.



**Intercambiador
es de calor**
HE

Familia
Ajusteo
→ Selección

Datos

Refrigerante	R 22	Presión de trabajo máx.	21,5	bar
		Presión de prueba	28	bar

Selección

Tipo de Intercambiador de	HE 4.0
Todas las conexiones son soldar ODF	

Type	Suct_conn_size	Liq_conn_size
HE 4.0	1 1/8 in.	1/2 in.
HE 4.0	20 mm	12 mm

Código

Intercambiador de calor	015D0008
-------------------------	----------

Selección Separador de Aceite con el programa Coolcat.



**Separador de
Type OUB**

Familia
Ajustes
→ Selección

Datos

Refrigerante	R 22	Presión de trabajo máx.	28	bar
Capacidad del sistema	11,6 kW	Presión de prueba	36,5	bar

Tipo de conex.	Soldar	Capac. Vol. Neta	2,46	litros
Tamaño de conex.	5/8 in.	Capac. Reserva Aceite	0,5	litros

Selección

Capacidad separador de aceite	11,0 kW
-------------------------------	---------

Type	Oil_conn
OUB 4	1/4 in. Flare

Selección Visor de Líquido con el programa Coolcat.



Visores de líquido

Type SGI/SGN

Familia

Ajustes

→ Selección

Datos

Refrigerante	R.22	Temp. ambiente	50°C a 80°C
Temp. de líquido	43.0 °C	Máx.Presión de trabajo	35 bar
Tipo de conexión		Soldar ODF x ODF	
Tamaño de conex.		1/2 in.	

Selección

<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15px; height: 15px; background-color: green; border: 1px solid black;"></td> <td style="padding-left: 5px;">Seco</td> <td style="padding-left: 10px;">< 50</td> <td style="padding-left: 10px;">ppm</td> </tr> <tr> <td style="width: 15px; height: 15px; background-color: gray; border: 1px solid black;"></td> <td style="padding-left: 5px;">Intermedio</td> <td style="padding-left: 10px;">50 - 200</td> <td style="padding-left: 10px;">ppm</td> </tr> <tr> <td style="width: 15px; height: 15px; background-color: yellow; border: 1px solid black;"></td> <td style="padding-left: 5px;">Húmedo</td> <td style="padding-left: 10px;">> 200</td> <td style="padding-left: 10px;">ppm</td> </tr> </table>		Seco	< 50	ppm		Intermedio	50 - 200	ppm		Húmedo	> 200	ppm		<p style="text-align: center;">Tipo</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="background-color: black; color: white;">Tipo</th> <th style="background-color: black; color: white;">Recomend</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="background-color: #e0e0e0;">SGI 12s</td> <td style="background-color: #e0e0e0;">Alternative</td> </tr> <tr> <td style="background-color: #0070c0; color: white;">SGN 12s</td> <td style="background-color: #0070c0; color: white;">Recommended</td> </tr> </tbody> </table>	Tipo	Recomend	SGI 12s	Alternative	SGN 12s	Recommended
	Seco	< 50	ppm																	
	Intermedio	50 - 200	ppm																	
	Húmedo	> 200	ppm																	
Tipo	Recomend																			
SGI 12s	Alternative																			
SGN 12s	Recommended																			

Código

Visor de líquido 014-0100

Selección Válvula de Cierre con el programa Coolcat.



Válvulas de cierre

Type BM

Familia

Ajustes

→ Selección

Datos

Tipo de conex.	Soldar ODF	Temperatura del medio	-55 -> +100 °C
Tamaño de conex.	1/2 in.	Presión de trabajo máx.	28 bar
Cuerpo de válvula	Paso recto	Presión de prueba máx.	30.8 bar

Selección

Tipo	BML 12
Valor Kv (m3/hr)	1.5

Código

Válvula 009G0142

Anexo 10

Selección Grupo Electrónico Kronos HZA1-16 T.



Kronos
HZA1-16T
 Accionado por:
HATZ 2M 41
 17,5 kVA a 50 Hz
 22 kVA a 60 Hz

Nivel de presión sonora a 10m: 75 dBA
 Potencia sonora, según directiva 2000/14/CE: 103 dBA

Datos y Prestaciones del Grupo		50 Hz		60 Hz	
		5°	0°	5°	0°
SERVICIO					
Potencia nominal *	kVA	15,0	17,5	20,0	22,0
Distancia altura	m	17,0	14,0	16,0	17,0
Fórmula de funcionamiento	g.p.m.	1.000		1.000	
Transferencia estabilizador	T	400		440	

Condiciones ambientales de referencia: se refieren a la norma ISO 3041 - 10°C, 100 m, sobre un 20 % de humedad relativa. Durante el periodo de prueba la potencia aumenta un 5% aprox. Lo que debe tenerse en cuenta en el momento de la entrega.
 Reducción de potencia según DIN ISO 3041: A partir de 100 m, reducción 1% cada incremento 100 m. A partir 20° C (77°F), reducción 4% cada incremento 10°C (32°F).
 * potencia en g.p.m. = kW

Datos y Prestaciones Motor Principal		1.500 r.p.m.		1.800 r.p.m.	
		0°	0°	0°	0°
Potencia nominal mecánica en volante	kW	14,0	10,4	10,2	20,2
	CV	20,1	22,3	24,0	27,3
Fabricante		HATZ			
Modelo		2M 41			
Tipo de aspiración		DIRECTA			
Tipo de aspiración		VENTILADOR AXIAL			
Cilindrada, cilindrada y cilindrada		5 - 1			
Cilindrada - Carrera	cm ³ / cm	100 - 106 - 4,02 - 4,13			
Cilindrada total	l. / cm ³	1,716 - 104,7			
Sistema de refrigeración		AIRC			
Especificaciones del aceite de motor		12 W 40			
relación de compresión		10,7 : 1			
Consumo específico de combustible	g/kWh	225		222	
Consumo de aceite a plena carga		aprox. 0,2% del consumo de combustible			
Cantidad de aceite máxima	l. / US gal	5,5 - 5,8			
Cantidad de aceite mínima	l. / US gal	3,0 - 3,2			
Regulación	Tipo	ELECTRÓNICO			
Filtro de Aire		SECO			

0°: POTENCIA NORMAL ISO (CAN) (admitir sobrecarga de un 10% y potencia normal al freno ISO (no admitir sobrecarga) según DIN ISO 3041, valido para régimen y carga variables. (POTN)
 0°: POTENCIA NETA AL FRENO (POTN) para carga intermitente según DIN ISO 3041.
 Condiciones ambientales de referencia: se refieren a la norma DIN ISO 3041 - 10°C, 100 m, sobre un 20 % de humedad relativa. Durante el periodo de prueba la potencia aumenta un 5% aprox. Lo que debe tenerse en cuenta en el momento de la entrega.
 Reducción de potencia según DIN ISO 3041: A partir de 100 m, reducción 1% cada incremento 100 m. A partir 20° C (77°F), reducción 4% cada incremento 10°C (32°F).

Datos Conexión Siemens *		7°	4
Tipo			4
Tipo de conexión (estándar)			Estrella - tierra
Tipo de acoplamiento			5-5 Disc. 0°
Protección de las bobinas por incremento de temperatura	Tipo		ambiente húmedo - salado
Aislamiento	clase		H
Tasa de amortiguación			para paralelo
Grado de protección mecánica (según normas IEC 54-2)			IP 24
Balancín en forma de onda			inferior a 5%
Dispositivo de sobrecalentamiento (opción)			para 1U, o 3 U
REGULADOR			PARALELO DE COILS SIN ESCOBILLAS
Regulador de tensión			ELECTRÓNICO tipo electrónico
Precisión de tensión régimen estabilizado			±1,5% entre vacío y plena carga con cos phi = 0,8

* Los generadores utilizados en los grupos HIMOINSA de estándar cumplen las normas ISO 9001, IEC 54-1, CEI 2-3, BS 4999-400, VDE 0530, NF 61-102, IEC



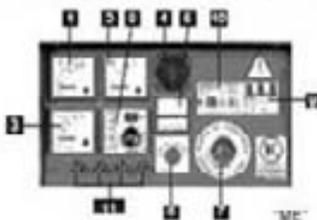


HZA1-16T 17,5 kVA a 50 Hz - 22 kVA a 60 Hz

Kronos

Datos de Instalación del Grupo		1500 r.p.m.	1800 r.p.m.
SISTEMA DE ALIMENTACIÓN			
Mín. temperatura del gas de escape a plena carga	°C	470	430
	°F	878	814
Caudal de gas de escape	Cajm³/h	170	217
Calor evacuado por el escape	(kW / kW)	16,4	20,2
Máximo salto de presión accustica	mmWG		400
CANTIDAD DE AIRE NECESARIA			
Aire necesario para la combustión	m³/h	1,3	1,58
al 100% de carga máxima nominal	m³/h	40	60,0
SISTEMA DE PUESTA EN MARCHA			
Potencia de arranque	kW		2,7
	CV		3,7
Capacidad mínima de la batería recomendada	Ah		70
Tensión auxiliar	Volt.		12V
CAPACIDAD DE LOS CIRCUITOS			
Capacidad total aceite comprendidos tubos, filtros, etc.	l	4,4 mín. / 5,0 mín.	
	gal	5,0 mín. / 6,6 mín.	
Capacidad del depósito de combustible	l	77	
DIMENSIONES Y PESO			
Altura	m - ft	1,9 - 4,76	
Anchura	m - ft	0,65 - 2,13	
Altid.	m - ft	1,7 - 5,58	
Volumen de embalaje máximo (suministro estándar)	m³ - ft³	1,02 - 35,8	
Peso en seco (con accesorios estándar)	kg - lb	400 - 1.070	

CUADROS DE CONTROL.
Cuadro de accionamiento manual

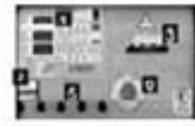


(Cuadro montado sobre soportes en zona aserrador)

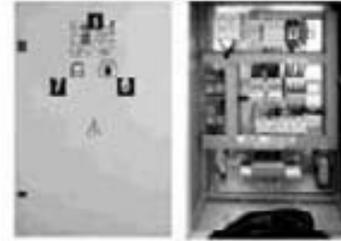
- 1- Voltímetro 72x72 (0-500V)
- 2- Amperímetro
- 3- Frecuencímetro 45Hz-60Hz 220V
- 4- Sirena Acústica 17-74V
- 5- Luces de alarma 220V
- 6- Computador voltímetro (L1-L4, L0-L4), L5-L4, L1-L0, L2-L0, L3-L1)
- 7- Pulsador parada de emergencia
- 8- Central manual 12/24 CTMC 01 sin sobrevelocidad
- 9- Protección magnetotérmica tripolar
- 10- Protección diferencial
- 11- Fusibles de protección.

Cuadro de accionamiento automático

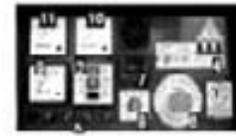
	SMG	CO	LSMG
1- Central AUTOMÁTICA medio CTAC1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
MOTICAC:			
Alarma por baja frecuencia, alarma por exceso de	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
velocidad por exceso de grupo	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
temperatura por exceso	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
ALARMA ACUSTICA A TRAVES DE CODIGO FOX	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Baja nivel de combustible, Baja presión de aceite,	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
FALTA DE ARRANQUE	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
FALTA DE ALIMENTACION	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
9- Falta de los niveles de combustible y alarma por	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
1- Protección sobrevelocidad	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
4- Protección magnetotérmica tripolar	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
5- Fusibles de protección	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
7- Pulsador parada de emergencia	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
8- Computador	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6- Computador controlador de velocidad y frecuencia	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
3- Frecuencímetro	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
10- Amperímetro	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
11- Voltímetro	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
COMPOSICIÓN Opciones:			
Panel para el gas de escape	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Controlador de red	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Controlador de grupo	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Controlador de batería	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Temperaturas de referencia	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Medio magnetotérmico tripolar con (presión aceite)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Medio magnetotérmico tripolar con (presión aceite)	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Protección por exceso de velocidad y frecuencia	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Alimentación eléctrica y mecánica para controladora	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Potencia con salida a bombas de agua	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Protección de mano de obra	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>



SMG



CO



LSMG



Anexo 11

Selección de elementos de Comando y de Fuerza.

Figura N° 16 Cables y conductores; Fuente: COVISA.

XCM

MULTICONDUCTORES

TEMPERATURA MAXIMA DE SERVICIO: 90°C

TENSION MAXIMA DE SERVICIO:

600 VOLTS

NORMA DE FABRICACION:

IPCEA S -66- 524

DESCRIPCION DEL CONDUCTOR:

Dos o más conductores sólidos o cableados de cobre electrolítico, aislados con Polietileno Reticulado y revestidos con PVC retardante a la llama.

USOS: Conductor para distribución y fuerza, para instalación y servicio en interiores y exteriores. En ductos o enterrados bajo tierra en ambientes secos o húmedos.



ALAMBRES						
NUMERO DE CONDUCT.	CALIBRE AWG	SECCION mm2	ESPESOR DE AISLACION mm.	ESPESOR DE REVEST.mm.	DIAMETRO DEL CONDUCT. COMPLETO mm.	PESO APROX. Kg./Km.
2	14	2,08	0,76	1,14	9,44	118,82
2	12	3,31	0,76	1,14	10,36	155,71
2	10	5,26	0,76	1,14	11,55	211,60
3	14	2,08	0,76	1,14	9,98	143,65
3	12	3,31	0,76	1,14	10,98	192,54
3	10	5,26	0,76	1,14	12,25	266,61
4	12	3,31	0,76	1,14	12,00	239,72
4	10	5,26	0,76	1,14	13,42	334,49

CABLES								
NUMERO DE CONDUCT.	CALIBRE AWG	SECCION mm2	CONSTRUCCION		ESPEORES mm.		DIAMETRO TOTAL APROX. mm.	PESO APROX. Kg./Km.
			N°DE HEBRAS	Ø HEBRAS mm.	AISLA-CION	REV.		
2	8	8,36	7	1,23	1,14	1,52	15,75	369,34
2	6	13,30	7	1,56	1,14	1,52	17,79	513,62

2	4	21,20	7	1,96	1,14	1,52	20,33	730,34
2	3	26,70	7	2,20	1,14	2,03	22,93	928,18
2	2	33,62	7	2,47	1,14	2,03	24,63	1.116,06
2	1	42,40	19	1,69	1,40	2,03	27,85	1.414,74
3	8	8,36	7	1,23	1,14	1,52	16,72	460,12
3	6	13,30	7	1,56	1,14	1,52	18,92	651,95
3	4	21,20	7	1,96	1,14	1,52	21,65	942,05
3	3	26,70	7	2,20	1,14	2,03	24,38	1.195,11
3	2	33,62	7	2,47	1,14	2,03	26,20	1.447,28
3	1	42,40	19	1,69	1,40	2,03	29,67	2.276,76
4	6	13,30	7	1,56	1,14	1,52	20,81	824,39
4	4	21,20	7	1,96	1,14	1,52	24,95	1.253,56
4	3	26,70	7	2,20	1,14	2,03	26,80	1.518,12

TEMPERATURA DE SERVICIO:

90°C

TEMPERATURA DE SOBRE CARGA:

130°C

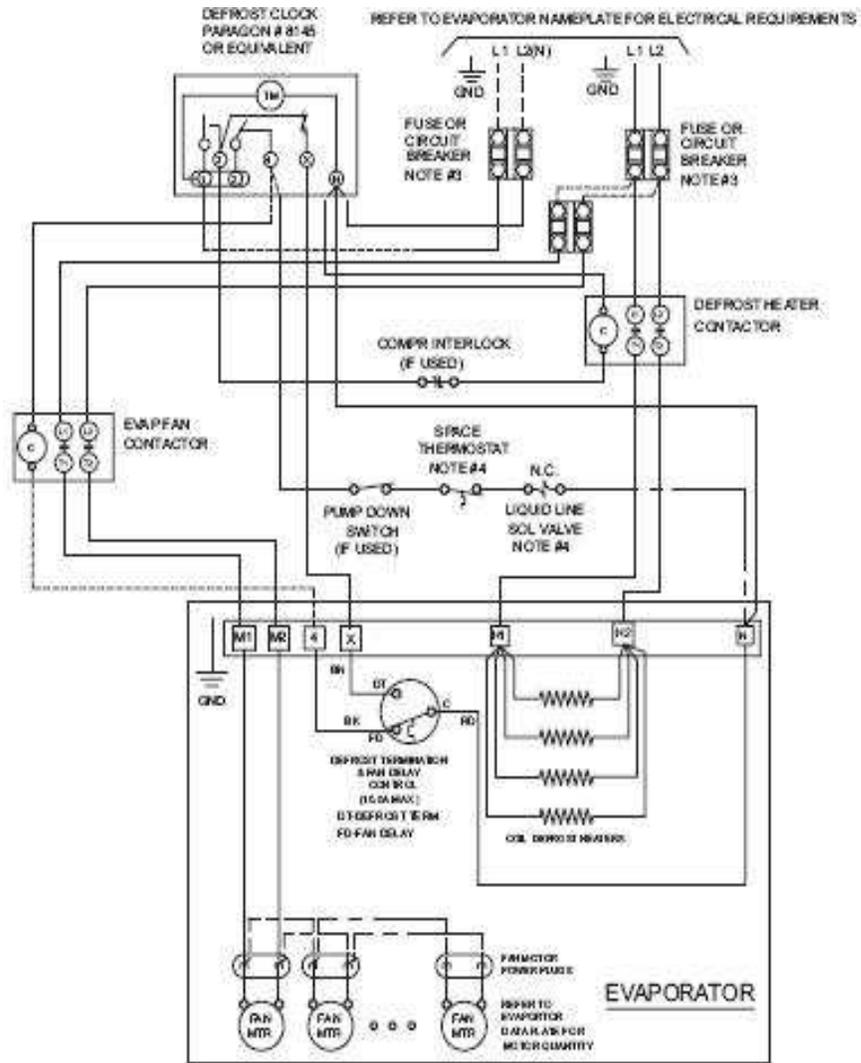
TEMPERATURA DE CORTO CIRCUITO: 250°C

(DURACION 5 SEG.)



CALIBRE AWG	CAPACIDAD DE CARGA ENTERRADO T° AMB. 20°C. (AMP.)	RADIO DE CURVATURA mm.	CORRIENTE DE CORTO CIRCUITO K AMP. 0,1 SEG..
2 X 14	35	38	0,95
2 X 12	47	41	1,50
2 X 10	62	46	2,40
2 X 8	83	63	3,80
2 X 6	106	71	6,00
2 X 4	137	81	9,00
2 X 2	178	98	15,00
2 X 1	201	139	19,00
3 X 14	35	40	0,95
3 X 12	47	43	1,50
3 X 10	62	49	2,40
3 X 8	83	67	3,80
3 X 6	106	76	6,00
3 X 4	137	87	9,00
3 X 2	178	131	15,00
4 X 14	28	43	0,95
4 X 12	37	48	1,50
4 X 10	49	53	2,40
4 X 6	85	83	6,00

Figura N° 17 Cableado del evaporador; Fuente: Instalaciones de refrigeración FRIMETAL.



NOTES

- 1.) USE COPPER CONDUCTORS ONLY
- 2.) USE 90°C WIRE (OR HIGHER)
- 3.) OVERCURRENT PROTECTION FOR EVAPORATOR FAN MOTORS AND DEFROST HEATERS MUST NOT EXCEED MAXIMUM VALUE SHOWN ON EVAPORATOR NAMEPLATE
- 4.) MAY BE FACTORY INSTALLED-MOUNTED AND WIRED ON EVAPORATOR

TERMINALS

- - COMPONENT TERMINAL
- - TERMINAL BLOCK TERMINAL

CONDUCTORS/WIRING

- FACTORY WIRING
- WIRING BY OTHERS
- - - OPTIONAL FACTORY OR BY OTHERS

ALL FIELD WIRING MUST BE DONE IN COMPLIANCE WITH ALL APPLICABLE LOCAL

Figura N° 19 Interruptores Termomagnéticos WEG.

Interruptores termomagnéticos MBW

Características

El interruptor termomagnético de la línea MBW protege principalmente instalaciones eléctricas contra la sobrecarga y el cortocircuito. Para corrientes de 2A hasta 63A, el MBW son disponibles en 1 polo, 2 polos, 3 polos y 3 polos con neutro.

Para mecanismo de "disparo libre" garantizando la actuación del interruptor aun cuando en forma mecánica se mantenga la palanca de accionamiento en posición de encendido.

Son contactos especiales de plata que ofrecen seguridad contra soldadura.

Los terminales están protegidos contra contacto directo accidental.

Para sistema externo del arco y disparador térmico para protección de sobrecarga y disparador electromagnético para protección de cortocircuitos.



Curvas de Disparo

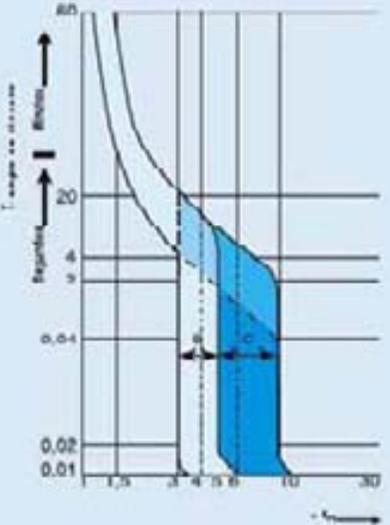
Los interruptores termomagnéticos MBW responden en sus características de disparo a las curvas de disparo B y C, de la norma IEC 60898.

Curva B

El interruptor de curva B tiene como característica principal el disparo instantáneo para corrientes de 3 hasta 5 veces la corriente nominal. Son empleados en la protección de circuitos domiciliarios o comerciales.

Curva C

El interruptor de curva C tiene como característica principal el disparo instantáneo para corrientes de 5 hasta 10 veces la corriente nominal. Son empleados en la protección de circuitos con cargas inductivas.



Coordinación de Protección

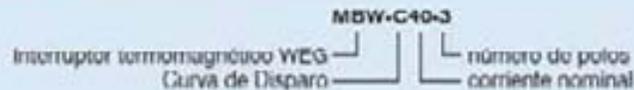
La corriente nominal del interruptor debe ser menor o igual a la corriente máxima que admite el conductor de la instalación. Consultar los valores informados por los fabricantes de conductores.

Interrupidores termomagnéticos MBW

Tabla de Selección

In (A)	1 polos		2 polos		3 polos		3 polos + Neutro
	Curva B	Curva C	Curva B	Curva C	Curva B	Curva C	Curva C
3	-	MRW-C3	-	MRW-C3-2	-	MRW-C3-3	-
4	-	MRW-C4	-	MRW-C4-2	-	MRW-C4-3	-
6	MBW-B6	MBW-C6	MBW-B6-2	MBW-C6-2	MRW-B6-3	MRW-C6-3	MBW-C6-3N
10	MBW-B10	MBW-C10	MBW-B10-2	MBW-C10-2	MBW-B10-3	MBW-C10-3	MBW-C10-3N
16	MRW-B16	MRW-C16	MRW-B16-2	MRW-C16-2	MRW-B16-3	MRW-C16-3	MRW-C16-3N
20	MBW-B20	MBW-C20	MBW-B20-2	MBW-C20-2	MBW-B20-3	MBW-C20-3	MBW-C20-3N
25	MBW-B25	MBW-C25	MBW-B25-2	MBW-C25-2	MBW-B25-3	MBW-C25-3	MBW-C25-3N
32	MRW-B32	MRW-C32	MRW-B32-2	MRW-C32-2	MRW-B32-3	MRW-C32-3	MRW-C32-3N
40	MBW-B40	MBW-C40	MBW-B40-2	MBW-C40-2	MBW-B40-3	MBW-C40-3	MBW-C40-3N
50	MBW-B50	MBW-C50	MBW-B50-2	MBW-C50-2	MBW-B50-3	MBW-C50-3	MBW-C50-3N
63	MRW-B63	MRW-C63	MRW-B63-2	MRW-C63-2	MRW-B63-3	MRW-C63-3	MRW-C63-3N

Ejemplo de código



Nota: para los interruptores de 1 polo ver en nuestros informes al número de polos

Dados Técnicos

Normas	NDR IEC 60090, NDR IEC 60917-2, IEC 60947-2, IEC 60898 y VDE 0641		
Tensión máxima de servicio (Vca)	440Vca - 50/60Hz		
Tensión máxima de servicio (Vcc)	50Vcc		
Corrientes nominales	2 hasta 63A		
Frecuencia	50/60Hz		
Temperatura ambiente (°C)	-20 hasta +50		
Curvas de disparo según IEC 60 898	Curva B (3 hasta 5 veces In) Curva C (5 hasta 10 veces In)		
Vida eléctrica	10 000 maniobras		
Vida mecánica	20 000 maniobras		
Grado de protección	IP 20		
Sección de conductores (mm ²)	0,75 hasta 25		
Posición de montaje	indistinta		
Fijación	según DIN 35mm		
Capacidad de interrupción			
CA	NE-MA AH1	120/240V	10kA
	IEC 60 947-2	230/400V	6kA
	IEC 60 898	230/400V	3kA
Poco (kg)	1 polo		0,100
	2 polos		0,197
	3 polos		0,302
	3 polos + neutro		0,401

Figura N° 20 Contactores y Relés Térmicos WEG.

Contactores		CWM 9	CWM 12	CWM 18	CWM 25	CWM 32	CWM 40	CWM 50	CWM 65	CWM 80	CWM 95	CWM 105		
Tripolares/Tetrapolares Línea CWM 														
Bobina Corriente Alterna - CA ¹⁾ 50/60Hz o 60Hz Bobina Corriente Continua - CC ¹⁾		CA-10/01 CC-10/01	CA (3 polos)-10/01 (4 polos)-AP/2P/0R CC-10/01	CA (3 polos)-10/01 (4 polos)-AP/2P/0R CC-10/01	CA (3 polos)-20/10/01 (4 polos)-AP/2P/0R CC-00/10/01	CA (3 polos)-30/10/20/11 (4 polos)-AP/2P/0R CC-00/10/01	CA-20/11 CC-00/11	CA-20/11 CC-00/11	CA-30/11 CC-00/11	CA-00/11 CC-00/11	CA-00/11 CC-00/11	CA-00/11 CC-00/11		
AC-3	le máx. (Ue = 440V) (A)	9	12	18	25	32	40	50	65	80	95	105		
	Potencia (50 y 60Hz)	320V HP 380V HP 440V HP	3 5 (5,5 ²⁾ 6 (6,6 ²⁾	4 7,5 7,5	6 (6,6 ²⁾ 10 12,5 (10 ²⁾	7,5 15 15	12,5 (10 ²⁾ 20 20	15 25 30	20 30 40	25 40 50	30 50 60	30 50 75	40 75 75	
	Man. / hora a plena carga	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200		
	AC-4	le máx. (Ue = 690V) (A)	6	7	8	12	16	16,5	20	30	37	44	50	
Potencia (50 y 60Hz)	320V HP 380V HP 440V HP	1,5 3 3	2 4 3 (4 ²⁾	2 3 (3 ²⁾ 6 (6,6 ²⁾	4 7,5 7,5	6 (6,6 ²⁾ 10 12,5	6 (6,6 ²⁾ 15 15	7,5 20 20	10 25 30	12,5 30 40	15 30 30	15 30 40		
Man. / hora a plena carga	360	360	360	360	360	360	300	300	300	300	300	200		
AC-1	Carga resistiva Ie = I _n (A)	25	25	32	45	60	60	80	110	110	140	140		
Potencia (50 y 60Hz)	220V kW 380V kW 440V kW	9,5 16,5 19	9,5 16,5 19	12 21 24	17 29,5 34	22,5 39,5 45,5	22,5 39,5 45,5	34 59 68,5	42 72,5 84	42 72,5 84	53 92 105,5	53 92 105,5		
Man. / hora a plena carga	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	600	600		
Nº de polos ²⁾		3 polos	3 polos / 4 polos	3 polos / 4 polos	3 polos / 4 polos	3 polos / 4 polos	3 polos / 4 polos	3 polos	3 polos	3 polos	3 polos	3 polos		
Fusible máximo (gL/gØ) ³⁾	A	25	25	35	50	50	63	100	125	125	200	200		
Corr. Bobina (CA en 50Hz) ³⁾ 'Lugar' / 'Lugar' VA		45/6	45/6	45/6	88/9	88/9	88/9	190/17	190/17	190/17	190/17	190/17		
Peso CA/CC	kg	0,295/0,490	0,295/0,49	0,295/-	0,295/0,49	0,295/-	0,50/0,830	0,50/-	0,54/0,825	1,105/1,125	1,120/1,140	1,130/1,150	1,450/1,470	1,470/1,490
Dimensiones	Ancho	mm	45	45	45	45	50	50	55	65	66	75	75	
	Altura	mm	81	81	81	81	87	87	87	117,5	117,5	117,5	117,5	
	Profundidad CA/CC/mm		85/115	85/115	85/-	85/115	98/-	98/134	98/-	98/134	116/144	116/144	128/154	128/154
Relés de Sobrecarga		RW 27D					RW 67D					RW 117.1D		
Línea RW_D 		Montaje directa al contactor. Montaje en riel con adaptador BF 27D.					Montaje directa al contactor. Montaje en riel con adaptador BF 67D.					Montaje directa al contactor. Montaje en riel con adaptador BF 117D.		
Sensibilidad contra falta de fase; Compensación de temperatura; Clase de disparo 10; Tecla multifunción programable :														
A Solamente rearme automático. AUTO Rearme, desconexión por botón y función test. B Rearme manual, desconexión por botón y función test. Solamente rearme manual.		Rango Ajuste / Fus.máx.(gL/gØ) ⁴⁾ A : 0,28...0,4 / 2 1,8...2,8 / 6 8...12,5 / 25 0,4...0,63 / 2 2,8...4 / 10 10...15 / 35 0,6...0,8 / 2 4...6,3 / 16 11...17 / 35 0,8...1,2 / 4 5,6...8 / 20 15...23 / 50 1,2...1,8 / 6 7...10 / 25 22...32 / 50 ⁷⁾					Rango Ajuste / Fus.máx.(gL/gØ) ⁴⁾ A : 25...40 / 80 32...50 / 100 40...57 / 100 50...68 / 100 67...70 / 105 68...80 / 125					Modelo - Mont.c. contactor RW 67.1D - CWM 32...40 RW 67.2D - CWM 50...60		
Dimensiones		Ancho mm 45 Altura mm 79,5 Profundidad mm 92					Ancho mm 80 Altura mm 78 Profundidad mm 106					Ancho mm 75 Altura mm 100 Profundidad mm 99		
Peso		kg 0,147					kg 0,310					kg 0,650		

Anexo 12

Emulsión Asfáltica

Construcción	<h2>Igol® Primer</h2> <h3>Imprimante asfáltico</h3>	
	Definición	
	General	Imprimante asfáltico de buena penetración y adherencia, listo para el uso.
	Usos	<ul style="list-style-type: none"> ■ Imprimación básica para los sistemas de impermeabilización con productos de la línea Igol® (asfáltico). ■ Protección de metales en general, especialmente en contacto con el agua y sales marinas (muelles, costado de embarcaciones, naves, etc.). ■ Es conveniente que el metal sea pintado previamente con un antóxido resistente a solventes de tipo aguarrás mineral.
	Normas	Igol® Primer ha sido certificado como producto no tóxico por el Instituto de Salud Pública de Chile.
	Datos Básicos	
	Color	Líquido color negro
	Almacenamiento	Igol® Primer se debe mantener en un lugar fresco y bajo techo. Sus características se mantienen inalterables durante 36 meses. En envase de plástico (brieta de 17 lts.) el producto puede almacenar en su envase cerrado original durante 9 meses.
	Presentación	<ul style="list-style-type: none"> ■ Tambor 150 kg. ■ BARRIL 17 lts. ■ PACK 4 X 3 lts.
	Datos Técnicos	
Densidad	0,87 kg/dm ³	
Aplicación		
Consumo	<ul style="list-style-type: none"> ■ Sobre metal: 100 gr/m² (115 cc/m²) en cada mano. ■ Sobre hormigón: 300 gr/m² (340 cc/m²) en una mano. ■ Sobre revoques: 200 a 250 gr/m² (230 a 290 cc/m²) en una mano. <p>El rendimiento depende de la rugosidad y absorción de la superficie. En superficies especiales es conveniente realizar pruebas para medir rendimiento.</p>	
Método de aplicación	<p>Aplicar con brocha o rodillo. Si se emplea pistola, agregar un 10% de aguarrás. La superficie a pintar debe estar seca y limpia.</p> <p>Dejar secar como mínimo 8 horas, ante de aplicar las otras capas (20°C y 50% HR)</p>	
Notas sobre aplicación	<ul style="list-style-type: none"> ■ No resiste la acción de bencina, parafina, aceites, ácido ni álcalis concentrados. ■ Es inflamable mientras no está seco. ■ Los lugares cerrados deben ventilarse al aplicar. 	
Instrucciones de seguridad		
Precauciones de Manipulación	Producto con solvente. Mantenga alejado de toda llama o fuente de chispa / no fumar. Trabaje en lugares ventilados. Evite el contacto directo con los ojos, piel y vías respiratorias. Protéjase utilizando guantes de goma natural o sintética, anteojos de seguridad y mascarillas con filtro para vapores orgánicos. En caso de contacto con los ojos, lavar inmediatamente con abundante agua. En general, en caso de emergencia contacte al CHUBU, FONDO: 630 28 00.	
Ecología	No disponer el producto en el suelo o cursos de agua, sino conforme a las regulaciones locales y previa neutralización. Para mayor información, consulte la hoja de seguridad del producto.	
		

Anexo 13

Determinación de la estabilidad del barco pesquero.

- A continuación se muestra la tabla con los resúmenes de pesos en las diferentes condiciones de carga de salida de puerto, que será analizada.

Tabla Nº 1 Condición de salida de puerto

Condición de salida de puerto					
Elemento	Peso (Ton)	KG (m)	Mto. Vert. (Ton×m)	LCG (m)	Mto. Long (Ton×m)
Barco liviano	28.770	1.830	52.66	7.998	230.16
Combustible	1.955	2.021	3.950	4.892	9.560
Agua bebida	0.550	2.181	1.200	9.549	5.250
Tripulación	0.500	4.300	2.150	10.000	5.000
Provisiones	0.175	4.500	0.790	10.000	1.750
Red de pesca	2.500	3.820	9.550	2.700	6.750
Carga	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Lastre fijo	0.550	0.831	0.460	12.570	6.910
Aislamiento bodega	1.868	1.596	2.980	8.608	16.080
G. Electrónico y estructura	0.640	2.621	1.680	4.2	2.680
Evaporador y estructura	0.170	8.942	1.520	3.02	0.510
U. Condensadora y estructura	0.300	4.42	1.330	5.217	1.570
Total (Desplazamiento)	36.110		78.270		286.22

KG, centro de gravedad vertical.

LCG, centro de gravedad longitudinal.

Referencia Vertical: Canto inferior exterior del alefriz en cuaderna maestra.

Referencia Longitudinal: Extremo de Popa.

Luego:

$$KG = \frac{\sum Mto.Vert.}{\sum Peso} \quad (25)$$

$$KG = \frac{78.270}{36.11} = 2.17(m)$$

$$LCG = \frac{\sum Mto.Long.}{\sum Peso} \quad (26)$$

$$LCG = \frac{286.220}{36.11} = 7.93(m)$$

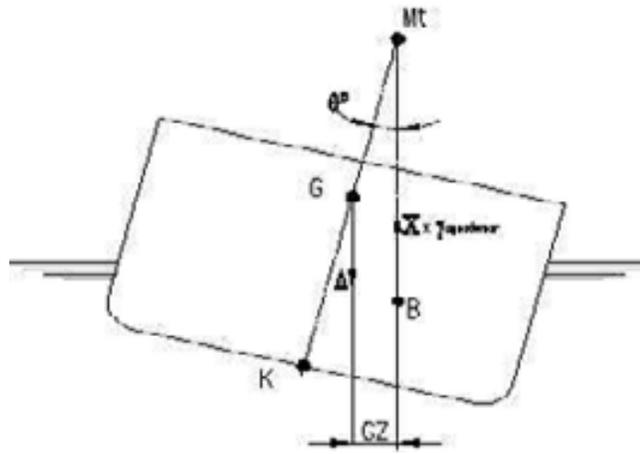


Figura N° 21 Parámetros de estabilidad; Teoría del buque

Se procederá a determinar los Brazos adrizantes GZ, que representa la distancia horizontal que separa la línea de acción del peso (Δ) del barco que corresponde al centro de gravedad del barco (G) y la línea de acción del empuje ($X \times \gamma_{aguademar}$) que corresponde al centro de gravedad del volumen sumergido (B). La determinación del GZ viene dada por la siguiente ecuación:

$$GZ = KN - KG \times \text{sen } \theta \quad (27)$$

Donde:

GZ : Brazo adrizante; (m)

KN : Es un brazo adrizante cuando el VCG es igual a 0, Se obtiene de tablas de curvas cruzadas; (m)

θ : Angulo de escora, inclinación del barco pesquero; ($^{\circ}$)

Tabla N° 2 Brazos adrizantes salida de puerto

Angulo θ	KN	$KG \times \text{sen} \theta$	GZ
5°	0.27	0.1892	0.0808
10°	0.54	0.3768	0.1632
15°	0.78	0.5616	0.2184
20°	1.05	0.7422	0.3078
25°	1.32	0.9171	0.4029
30°	1.48	1.0850	0.3950
35°	1.66	1.2450	0.4150
40°	1.84	1.3940	0.4460

Condición de carga : Salida de puerto

Desplazamiento : 36.11 (Ton)

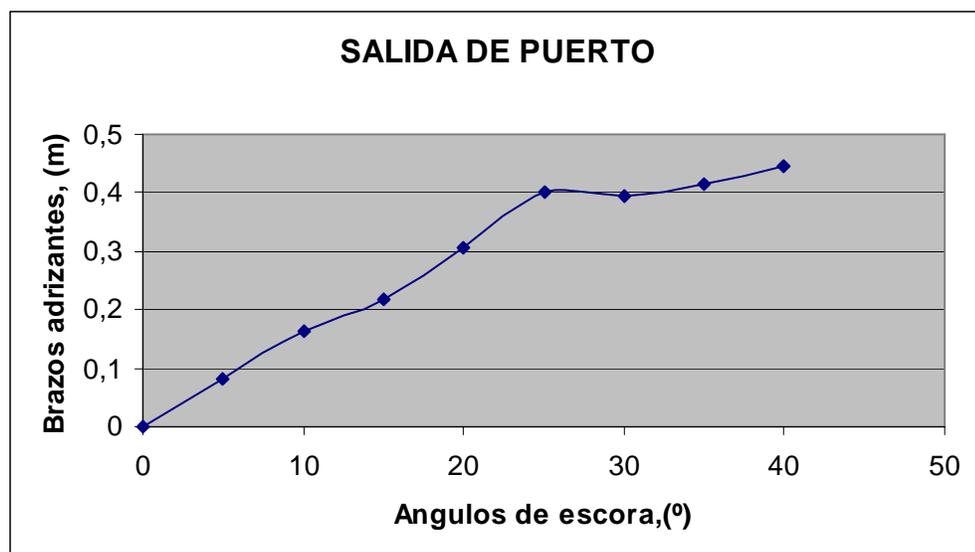


Figura N° 22 Condición de salida de puerto.

Criterios para el cumplimiento de la estabilidad transversal:

1. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a 0.055 ($m-rad$), hasta un ángulo de escora $\theta = 30^\circ$ ni inferior a 0.09 ($m-rad$), hasta un ángulo de escora $\theta = 40^\circ$.

Tabla N° 3 Área bajo la curva salida de puerto, hasta 30° .

θ	GZ	F.S.	P.A.
0°	0	1	0
5°	0.0808	4	0.3232
10°	0.1632	2	0.3264
15°	0.2184	4	0.8736
20°	0.3078	2	0.6156
25°	0.4029	4	1.6116
30°	0.3950	1	0.395
		$\sum P.A.$	4.145

$$A_{30^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{\Delta\theta}{180/\Pi} \times \sum P.A. \quad (28)$$

$$A_{30^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{5^\circ}{180/\Pi} \times 4.145$$

$$A_{30^\circ} = 0.1206 \quad (m-rad)$$

Se exige 0.055 ($m-rad$); se cumple el criterio IMO.

Tabla N° 4 Área bajo la curva salida de puerto, hasta 40° .

θ	GZ	F.S.	P.A.
0°	0	1	0
5°	0.0808	4	0.3232
10°	0.1632	2	0.3264
15°	0.2184	4	0.8736
20°	0.3078	2	0.6156

25°	0.4029	4	1.6116
30°	0.395	2	0.7900
35°	0.415	4	1.6600
40°	0.446	1	0.4460
$\sum P.A.$			6.6464

$$A_{40^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{\Delta\theta}{180/\Pi} \times \sum P.A.$$

$$A_{40^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{5^\circ}{180/\Pi} \times 6.6464$$

$$A_{40^\circ} = 0.1934 \text{ (m-rad)}$$

Se exige 0.09 (m-rad); se cumple el criterio IMO.

2. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) entre los ángulos de escora entre 30° y 40°, no será inferior a 0.03 (m-rad).

$$A = A_{40^\circ} - A_{30^\circ}$$

$$A = 0.1934 - 0.1206 = 0.0728 \text{ (m-rad)}; \text{ se cumple el criterio IMO.}$$

3. El valor mínimo del brazo adrizante GZ será de 0.2 (m) a un ángulo de escora igual o superior a 30°.

$$GZ = 0.3950 \text{ (m)}; \text{ se cumple el criterio IMO.}$$

4. El valor máximo del brazo adrizante corresponderá a un ángulo de escora preferiblemente superior a 30° pero no inferior a 25°.

Para un GZ máximo = 0.446 (m), le corresponde un $\theta = 40^\circ$; se cumple el criterio IMO.

5. La altura metacéntrica GM_t , no será inferior a 0.35 (m).

$$GM_t = KM_t - KG \quad (29)$$

Donde:

GM_t : Altura metacéntrica; Corresponde a la distancia vertical entre el centro de gravedad de la embarcación y su metacentro; (m).

KM_t : Distancia entre la línea base al metacentro; se obtiene de las curvas hidrostáticas del barco pesquero; (m).

Obtenemos:

$GM_t = 2.84 - 2.17 = 0.67$ (m) ; Se cumple el criterio IMO.

Observación:

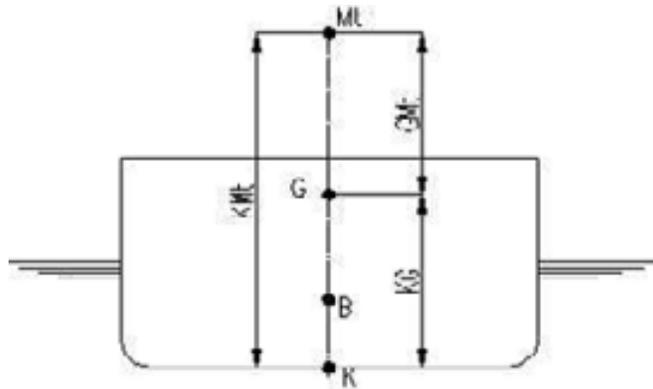


Figura N° 23 Parámetros finales de estabilidad.

Hay dos condiciones que se deben cumplir para una buena estabilidad del buque, estas son:

- El GM_t tiene que ser mayor que cero, de modo que la estabilidad será positiva, por lo que se produce un equilibrio estable.
- Si el valor de $KM_t - KG > 0$ y $GM_t > 0$, se genera un momento que tiende a adrizar (volver a su posición inicial) el barco.

Con nuestros resultados obtenidos se cumplen estas dos observaciones, la estabilidad queda garantizada.

- A continuación se muestra la tabla con los resúmenes de pesos en las diferentes condiciones de carga de regreso de caladeros, que será analizada.

Tabla N° 5 Condición de regreso de caladero

Condición de regreso de caladero					
Elemento	Peso (Ton)	KG (m)	Mto. Vert. (Ton×m)	LCG (m)	Mto. Long (Ton×m)
Barco liviano	28.770	1.830	52.66	7.998	230.16
Combustible	0.978	1.812	1.772	5.281	5.165
Agua bebida	0.275	1.897	0.522	9.548	2.626
Tripulación	0.500	4.300	2.150	10.000	5.000
Provisiones	0.088	4.500	0.396	10.000	0.88
Red de pesca	2.500	3.820	9.550	2.700	6.750
Carga	14.000	1.712	23.968	7.048	98.672
Lastre fijo	0.550	0.831	0.460	12.570	6.910
Aislamiento bodega	1.868	1.596	2.980	8.608	16.080
G. Electrónico y estructura	0.640	2.621	1.680	4.2	2.680
Evaporador y estructura	0.170	8.942	1.520	3.02	0.510
U. Condensadora y estructura	0.300	4.42	1.330	5.217	1.570
Total (Desplazamiento)	50.64		98.988		377.003

KG, centro de gravedad vertical.

LCG, centro de gravedad longitudinal.

Referencia Vertical: Canto inferior exterior del alefriz en cuaderna maestra.

Referencia Longitudinal: Extremo de Popa.

Luego:

$$KG = \frac{\sum Mto.Vert.}{\sum Peso}$$

$$KG = \frac{98.988}{50.64} = 1.955(m)$$

$$LCG = \frac{\sum Mto.Long.}{\sum Peso}$$

$$LCG = \frac{377.003}{50.64} = 7.445(m)$$

Se procederá a determinar los Brazos adrizantes GZ, utilizando la ecuación 27, se procede a elaborar la tabla N° 8.6.

Tabla N° 6 Brazos adrizantes regreso de caladero

Angulo θ	KN	$KG \times \text{sen} \theta$	GZ
5°	0.26	0.1704	0.089
10°	0.55	0.3395	0.2105
15°	0.81	0.5059	0.3041
20°	1.06	0.6687	0.3913
25°	1.33	0.8262	0.5038
30°	1.47	0.9775	0.4925
35°	1.72	1.1217	0.5983
40°	1.78	1.2562	0.5238

Condición de carga : Regreso de caladero

Desplazamiento : 50.64 (Ton)

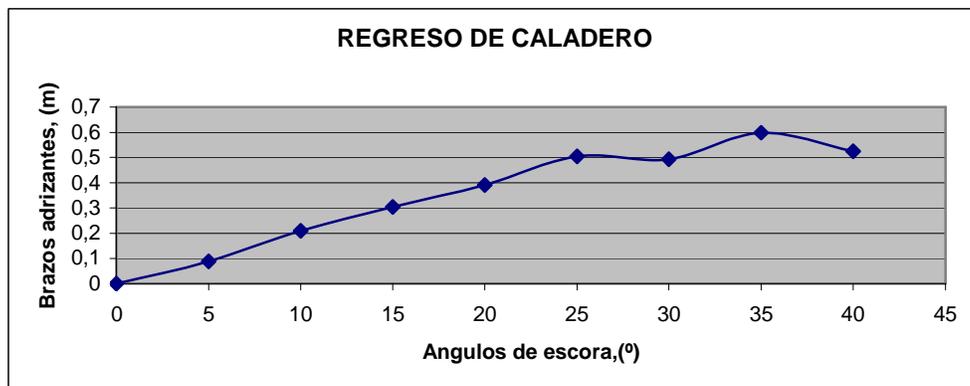


Figura N° 24 Condición de regreso de caladero.

Criterios para el cumplimiento de la estabilidad transversal:

1. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a 0.055 ($m-rad$), hasta un ángulo de escora $\theta = 30^\circ$ ni inferior a 0.09 ($m-rad$), hasta un ángulo de escora $\theta = 40^\circ$.

1.

Tabla N° 7 Área bajo la curva regreso caladero, hasta 30°.

θ	GZ	F.S.	P.A.
0°	0	1	0
5°	0.089	4	0.356
10°	0.2105	2	0.421
15°	0.3041	4	1.2164
20°	0.3913	2	0.7826
25°	0.5038	4	2.015
30°	0.4925	1	0.4925
$\sum P.A.$			5.2835

$$A_{30^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{\Delta\theta}{180/\Pi} \times \sum P.A.$$

$$A_{30^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{5^\circ}{180/\Pi} \times 5.2835$$

$$A_{30^\circ} = 0.1537 \text{ (} m-rad \text{)}$$

Se exige 0.055 ($m-rad$); se cumple el criterio IMO.

Tabla N° 8 Área bajo la curva regreso caladero, hasta 40°.

θ	GZ	F.S.	P.A.
0°	0	1	0
5°	0.089	4	0.356
10°	0.2105	2	0.421
15°	0.3041	4	1.2164
20°	0.3913	2	0.7826

25°	0.5038	4	2.015
30°	0.4925	2	0.985
35°	0.5983	4	2.393
40°	0.5238	1	0.5238
$\sum P.A.$			8.6928

$$A_{40^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{\Delta\theta}{180/\Pi} \times \sum P.A.$$

$$A_{40^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{5^\circ}{180/\Pi} \times 8.6928$$

$$A_{40^\circ} = 0.2529 \text{ (m-rad)}$$

Se exige 0.09 (m-rad); se cumple el criterio IMO.

2. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) entre los ángulos de escora entre 30° y 40°, no será inferior a 0.03 (m-rad).

$$A = A_{40^\circ} - A_{30^\circ}$$

$$A = 0.2529 - 0.1537 = 0.0992 \text{ (m-rad)}; \text{ Se cumple el criterio IMO.}$$

3. El valor mínimo del brazo adrizante GZ será de 0.2 (m) a un ángulo de escora igual o superior a 30°

$$GZ = 0.4925 \text{ (m)}; \text{ se cumple el criterio IMO.}$$

4. El valor máximo del brazo adrizante corresponderá a un ángulo de escora preferiblemente superior a 30° pero no inferior a 25°.

Para un GZ máximo = 0.5983 (m), le corresponde un $\theta = 35^\circ$; se cumple el criterio IMO.

5. La altura metacéntrica GM_t , no será inferior a 0.35 (m).

$$GM_t = KM_t - KG$$

Donde:

GMt : Altura metacéntrica; Corresponde a la distancia vertical entre el centro de gravedad de la embarcación y su metacentro; (m).

KMt : Distancia entre la línea base al metacentro; se obtiene de las curvas hidrostáticas del barco pesquero; (m).

Obtenemos:

$$GMt = 2.8 - 1.955 = 0.845 \text{ (m)} ; \text{ Se cumple el criterio IMO.}$$

Observación:

- Se cumple que el GMt tiene que ser mayor que cero, de modo que se tiene una estabilidad positiva, lo que produce equilibrio estable.
- Se cumple que $KMt - KG > 0$ y $GMt > 0$, de modo que se genera un momento que tiende a adrizar (volver a su posición inicial) el barco.
- A continuación se muestra la tabla con los resúmenes de pesos en las diferentes condiciones de carga de regreso a puerto, que será analizada.

Tabla N° 9 Condición de regreso a puerto

Condición de regreso a puerto					
Elemento	Peso (Ton)	KG (m)	Mto. Vert. (Ton×m)	LCG (m)	Mto. Long (Ton×m)
Barco liviano	28.770	1.830	52.66	7.998	230.16
Combustible	0.1955	1.644	0.321	5.593	1.093
Agua bebida	0.055	1.669	0.009	9.547	0.525
Tripulación	0.500	4.300	2.150	10.000	5.000
Provisiones	0.0175	4.5	0.0787	10	0.175
Red de pesca	2.500	3.820	9.550	2.700	6.750
Carga	14.000	1.712	23.968	7.048	98.672
Lastre fijo	0.550	0.831	0.460	12.570	6.910
Aislamiento bodega	1.868	1.596	2.980	8.608	16.080
G. Electrónico y estructura	0.640	2.621	1.680	4.2	2.680

Evaporador y estructura	0.170	8.942	1.520	3.02	0.510
U.Condensadora y estructura	0.300	4.42	1.330	5.217	1.570
Total (Desplazamiento)	50.722		99.65		378.704

KG, centro de gravedad vertical.

LCG, centro de gravedad longitudinal.

Referencia Vertical: Canto inferior exterior del alefriz en cuaderna maestra.

Referencia Longitudinal: Extremo de Popa.

Luego:

$$KG = \frac{\sum Mto.Vert.}{\sum Peso}$$

$$KG = \frac{99.65}{50.722} = 1.963(m)$$

$$LCG = \frac{\sum Mto.Long.}{\sum Peso}$$

$$LCG = \frac{378.704}{50.722} = 7.46(m)$$

Se procederá a determinar los Brazos adrizantes GZ, utilizando la ecuación 27, se procede a elaborar la tabla N° 8.10.

Tabla N° 10 Brazos adrizantes regreso a puerto.

Angulo θ	KN	$KG \times \text{sen} \theta$	GZ
5°	0.28	0.1711	0.1089
10°	0.55	0.3408	0.2091
15°	0.82	0.5080	0.3119
20°	1.05	0.6714	0.3786

25°	1.31	0.8296	0.4804
30°	1.49	0.9815	0.5085
35°	1.74	1.1263	0.6137
40°	1.84	1.2614	0.5786

Condición de carga : Regreso de puerto

Desplazamiento : 50.722 (Ton)

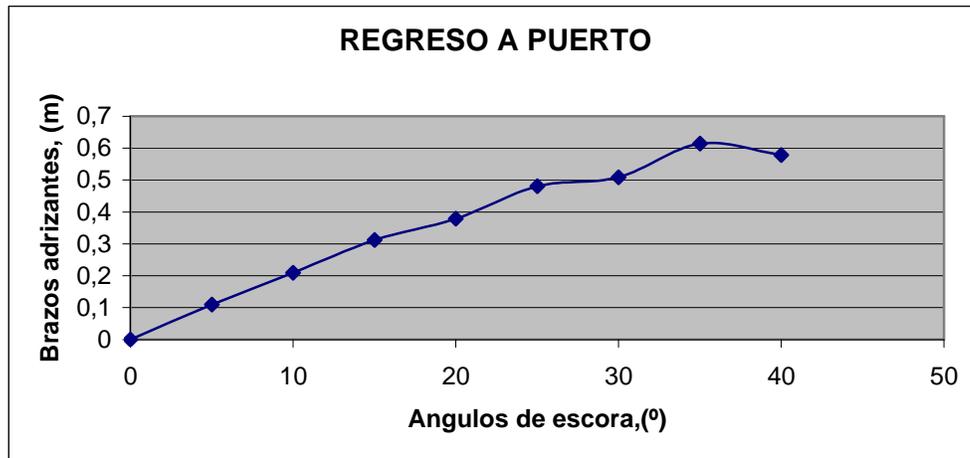


Figura N° 25 Condición de regreso a puerto.

Criterios para el cumplimiento de la estabilidad transversal:

1. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) no será inferior a 0.055 ($m-rad$), hasta un ángulo de escora $\theta = 30^\circ$ ni inferior a 0.09 ($m-rad$), hasta un ángulo de escora $\theta = 40^\circ$.

Tabla N° 11 Área bajo la curva regreso puerto, hasta 30°.

θ	GZ	F.S.	P.A.
0°	0	1	0
5°	0.1089	4	0.4355
10°	0.2091	2	0.4183
15°	0.3119	4	1.2479

20°	0.3786	2	0.7572
25°	0.4804	4	1.9216
30°	0.5085	1	0.5085
$\sum P.A.$			5.2890

$$A_{30^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{\Delta\theta}{180/\Pi} \times \sum P.A.$$

$$A_{30^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{5^\circ}{180/\Pi} \times 5.2534$$

$$A_{30^\circ} = 0.1539 \text{ (m-rad)}$$

Se exige 0.055 (m-rad); Se cumple el criterio IMO.

Tabla N° 12 Área bajo la curva regreso puerto, hasta 40°.

θ	GZ	F.S.	P.A.
0°	0	1	0
5°	0.1089	4	0.3556
10°	0.2091	2	0.4186
15°	0.3119	4	1.2092
20°	0.3786	2	0.7778
25°	0.4804	4	2.0032
30°	0.5085	2	1.017
35°	0.6137	4	2.4548
40°	0.5786	1	0.5786
$\sum P.A.$			8.8309

$$A_{40^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{\Delta\theta}{180/\Pi} \times \sum P.A.$$

$$A_{40^\circ} = \frac{1}{3} \times \frac{5^\circ}{180/\Pi} \times 8.8309$$

$$A_{40^\circ} = 0.2569 \text{ (m-rad)}$$

Se exige 0.09 (m-rad); se cumple el criterio IMO.

2. El área bajo la curva de brazos adrizantes (curva de brazos GZ) entre los ángulos de escora entre 30° y 40°, no será inferior a 0.03 (m-rad).

$$A = A_{40^\circ} - A_{30^\circ}$$

$$A = 0.2569 - 0.1539 = 0.1030 \text{ (m-rad)}; \text{ Se cumple el criterio IMO.}$$

3. El valor mínimo del brazo adrizante GZ será de 0.2 (m) a un ángulo de escora igual o superior a 30°

$$GZ = 0.5085 \text{ (m)}; \text{ se cumple el criterio IMO.}$$

4. El valor máximo del brazo adrizante corresponderá a un ángulo de escora preferiblemente superior a 30° pero no inferior a 25°.

Para un GZ máximo = 0.6137 (m), le corresponde un $\theta = 35^\circ$; se cumple el criterio IMO.

5. La altura metacéntrica GMt , no será inferior a 0.35 (m).

$$GMt = KMt - KG$$

Donde:

GMt : Altura metacéntrica; Corresponde a la distancia vertical entre el centro de gravedad de la embarcación y su metacentro; (m).

KMt : Distancia entre la línea base al metacentro; se obtiene de las curvas hidrostáticas del barco pesquero; (m).

Obtenemos:

$$GMt = 2.8 - 1.963 = 0.837 \text{ (m)}; \text{ Se cumple el criterio IMO.}$$

Observación:

- Se cumple que el GMt tiene que ser mayor que cero, de modo que se tiene una estabilidad positiva, lo que produce equilibrio estable.
- Se cumple que $KMt - KG > 0$ y $GMt > 0$, de modo que se genera un momento que tiende a adrizar (volver a su posición inicial) el barco.

Anexo 14

Cálculo del escatillonado y franco bordo del pesquero artesanal.

Los cálculos del escatillonado y francobordo corresponde al estado de regreso de caladero, el cual considera la bodega a su máxima capacidad, y 50 % consumible (combustible, agua bebida, provisiones). Estos parámetros fueron conseguidos siguiendo los conceptos y formulas de la Teoría Naval.

- Desplazamiento (Δ)

El desplazamiento de un barco se considera como el peso propio que actúa a través de una fuerza resultante, que corresponde a la sumatoria de todos los pesos parciales, y que actúa verticalmente hacia abajo en el centro de gravedad del buque. Cuyo valor es de 50.64 (*Ton*).

- Trimado (t)

$$t = \frac{(LCB - LCG) \times \Delta}{MTC \times 100} \quad (30)$$

Donde:

t : Trimado; (m)

LCB : Centro de gravedad longitudinal del empuje; (m)

LCG : Centro de gravedad longitudinal del barco; (m)

Δ : Desplazamiento; (*Ton*)

MTA : Momento de cambio de asiento; (*Ton* × m)

Se tiene:

$$LCB = 7.473 \text{ (} m \text{)} ; [4]$$

$$LCG = 7.455 \text{ (} m \text{)}$$

$$\Delta = 50.64 \text{ (} Ton \text{)}$$

$$MTA = 0.445 \text{ (} Ton \times m \text{)} ; \text{ se obtiene del grafico de curva hidrostática.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación:

$$t = \frac{(7.473 - 7.455) \times 50.64}{0.445 \times 100} = 0.032(m)$$

- Eslora de flotación (L_{WL})

La eslora de flotación es la longitud del buque medida en la línea de flotación de máxima carga, para pesqueros y remolcadores viene dado por la siguiente ecuación:

$$S_M = \left[\left(3 + 0.08 \times \frac{L_{WL}}{B_T} \right) \times X^{1/3} + 0.5 \times L_{WL} \right] \times X^{1/3} \quad (31)$$

$$\Delta = X \times \gamma_{aguamar} \quad (32)$$

Donde:

S_M : Superficie mojada; (m^2)

L_{WL} : Eslora de flotación; (m)

B_T : Manga Total; (m)

X : Volumen sumergido; (m^3)

$\gamma_{aguamar}$: Peso específico agua de mar; $\left(\frac{Ton}{m^3} \right)$

Se tiene:

$S_M = 69.7 (m^2)$; se obtiene de curva hidrostática.

$B_T = 4.8 (m)$

$50.64 = X \times 1.025 \rightarrow X = 49.405(m^3)$

Reemplazando los datos en la ecuación:

$$69.7 = \left[\left(3 + 0.08 \times \frac{L_{WL}}{4.8} \right) \times 49.405^{1/3} + 0.5 \times L_{WL} \right] \times 49.405^{1/3}$$

Se tiene que:

$L_{WL} = 14.4 (m)$

- Manga de flotación (B_{WL})

La manga de flotación es el ancho medido en la flotación de máxima condición de carga, viene dado por la siguiente ecuación:

$$B_{WL} = \frac{A_{WL}}{L_{WL} \times C_{WL}} \quad (33)$$

Donde:

B_{WL} : Manga de flotación; (m)

C_{WL} : Coeficiente del plano de flotación

A_{WL} : Área del plano de flotación; (m^2)

Se tiene:

$$L_{WL} = 14.4 \text{ (m)}$$

$$A_{WL} = 53.5 \text{ (m}^2\text{)} ; \text{ se obtiene de curva hidrostática.}$$

$$C_{WL} = 0.776; \text{ se obtiene de curva hidrostática.}$$

Reemplazando los datos en la ecuación:

$$B_{WL} = \frac{53.5}{14.4 \times 0.776} = 4.79 \text{ (m)}$$

- Calado Medio (T_{MEDIO})

Corresponde a la distancia vertical entre la quilla y la línea de flotación; su valor se obtiene de la curva hidrostática del buques pesquero, su valor es de 1.676 (m).

- Coeficiente de la Maestra (C_M)

Es la relación entre el área sumergida de la cuaderna maestra y la de un rectángulo cuyas dimensiones son la manga y el calado, su valor se obtiene de la curva hidrostática del barco pesquero, su valor es de 0.66.

- Coeficiente del plano de flotación (C_{WL})

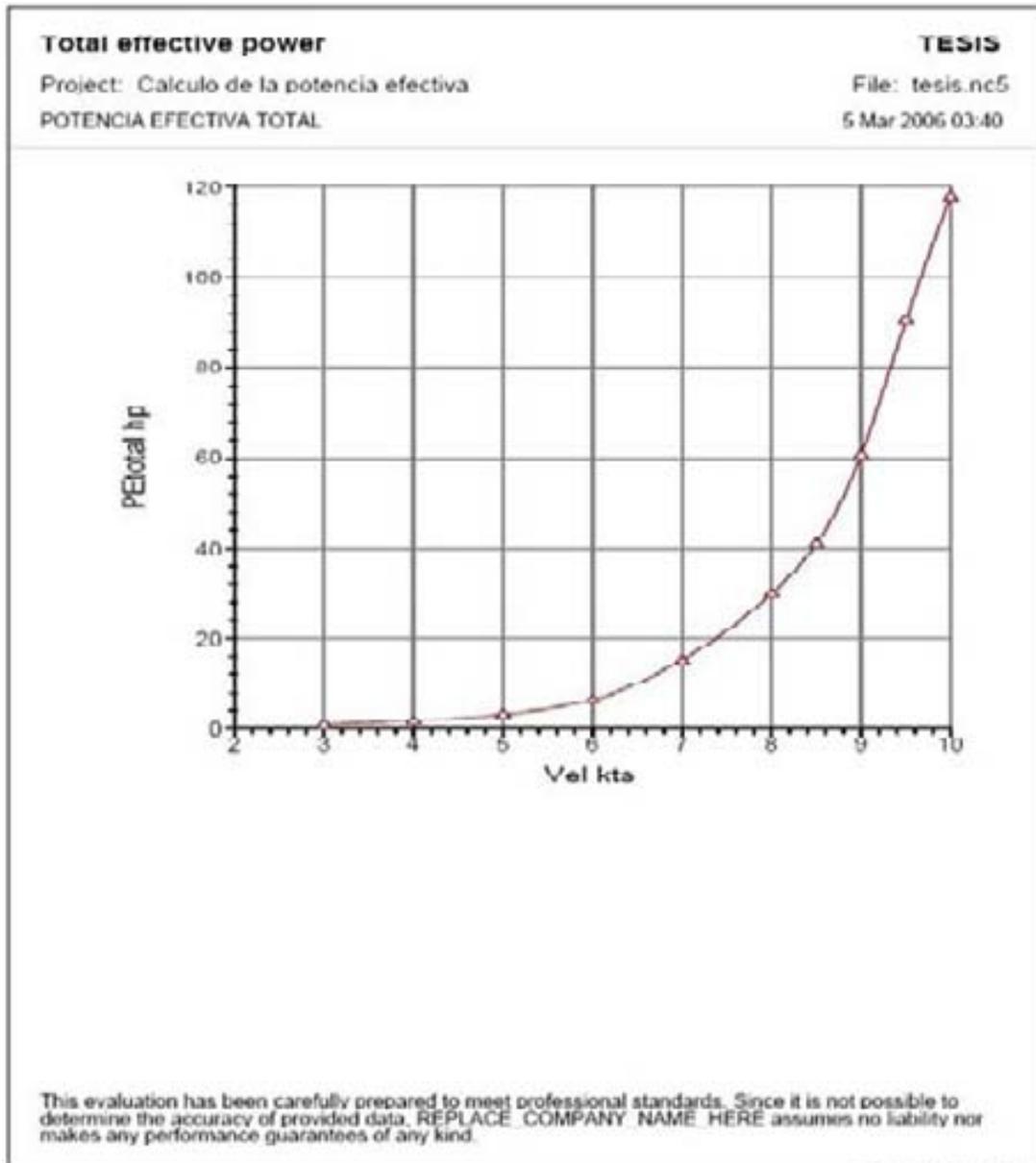
Es la relación entre el área de un determinado plano de flotación y un rectángulo de largo igual a la eslora y su ancho igual a su manga, su valor se obtiene de la curva hidrostática del barco pesquero, su valor es de 0.776

Anexo 15

Propulsión del barco pesquero con el programa Navcad con las nuevas condiciones de escatillonado y franco bordo.

PREDICCIÓN DE POTENCIA EFECTIVA			
<i>Ítem de cálculo</i>		<i>Método de Predicción</i>	
<i>Casco Desnudo</i>		<i>Holtrop 1984</i>	
<i>Apéndices del Casco</i>		<i>% Resistencia Casco Desnudo</i>	
<i>Resistencia por Viento</i>		<i>Método simple de Viento por Proa</i>	
<i>Estado de mar</i>		<i>Método simple de olas por Proa</i>	
DATOS DE ENTRADA DEL CASCO			
<i>Dimensiones Principales del Buque</i>		<i>Dimensiones Secundarias del Buque</i>	
L_{WT}	14,4 m.	LCB (popa PPr)	7,473 m.
B_{WT}	4,79 m.	Área Bulbo (PPr)	—
T_{suman}	1,070 m.	Centro Bulbo	—
<i>Desplazamiento</i>	50640 Kg.	Área Espejo Sum.	0,00 m ²
<i>Trimado</i>	0,032 m.	Forma Secc. Popa	Normal
C_{w}	0,000	$\frac{1}{2}$ Ángulo Entrada	35,04°
C_{wa}	0,776	Correlación	0,00076
<i>Sup. Mojada</i>	69,70 m ²	Modelo-Buque	(estimado)
DATOS DE ENTRADA ADICIONALES			
<i>Resistencia por Apéndices</i>		<i>Resistencia por Estado de Mar</i>	
Porcentaje Rbh	5%	Estado de mar	—
<i>Resistencia por Viento</i>			
$\text{Velocidad del Viento}$	0 Kn	$\text{Dirección de las olas}$	—
$\text{Dirección del Viento}$	0°(proa popa)		
$\text{Área Transversal Exp.}$	15,0 m ²		

Nota: La resistencia por aire corresponde a la resistencia del viento para la velocidad de éste igual a cero nudos.



Vel [kts]	Rapp [N]	Rwind [N]	Rseas [N]	Rchan [N]	Rmisc [N]	Rtotal [N]	PFtotal [hp]
3,00	0	0	0	0	0	341	1
4,00	0	0	0	0	0	581	2
5,00	0	0	0	0	0	919	3
6,00	0	0	0	0	0	1536	6
7,00	0	0	0	0	0	3132	15
8,00	0	0	0	0	0	5419	30
8,50	0	0	0	0	0	6995	41
9,00	0	0	0	0	0	9768	61
9,50	0	0	0	0	0	13806	90
10,00	0	0	0	0	0	17101	118

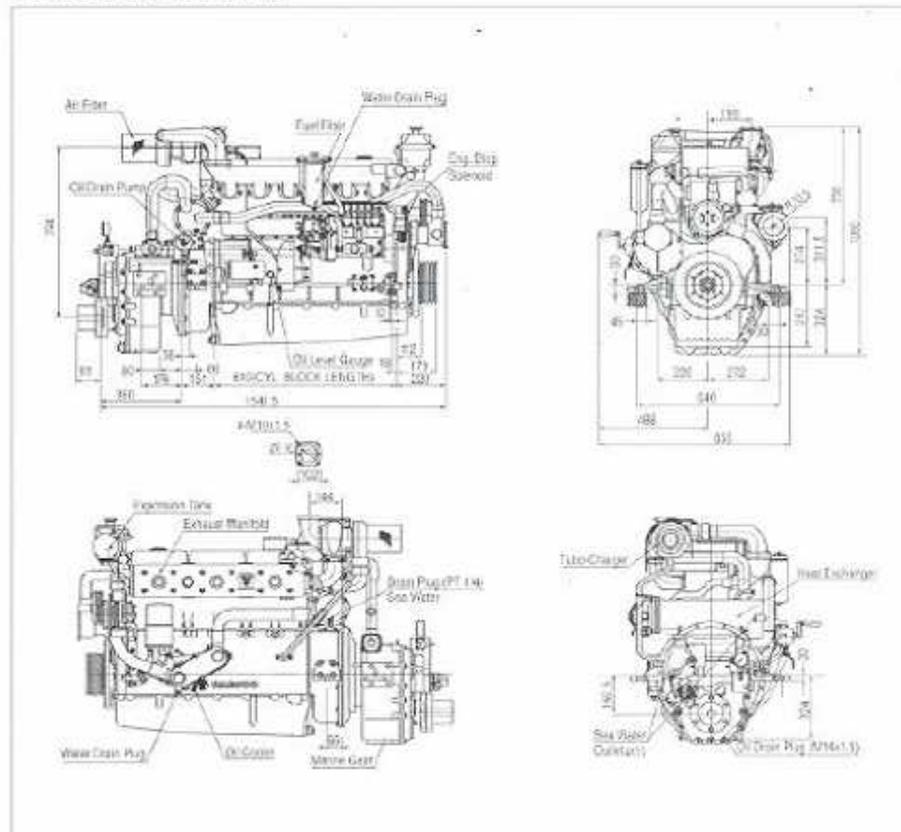
Anexo 16

Datos Técnicos del Motor Barco Pesquero MD136 T, Fuente:DAEWOO.

■ MAIN SPECIFICATION

		UNIT	MD136T (D1146T)
MAX. CONTINUOUS RATING	BHP (SHP)		200 ps (190ps)
	kw		147 (140)
RATED SPEED	rpm		2,200
TYPE	4CYCLE, WATER COOLED IN-LINE		
NO. OF CYL.			6
BORE x STROKE	mm		111 x 139
DISPLACEMENT	cc		8,071
COMP. RATIO			16.8 : 1
ASPIRATION			Turbo
COMBUSTION			Direct Injection
COOLING TYPE			Indirect Sea Water Cooling
LUBRICATION SYSTEM-			Forced Feed by Gear Pump
STARTING SYSTEM			Electric System (DC24V)
INJECTION PUMP			BOSCH In-Line Type
GOVERNOR			All Speed (RSV)
FUEL OIL			Diesel Light Oil
LUBRICATION OIL			SAE 15W or 40W
FUEL CONSUMPTION	g/ps-h		160
OIL CONSUMPTION	g/ps-h		0.5
INJECTION TIMING	deg		18°
REDUCTION GEAR	TYPE		Hydraulic Multi Disc
	MODEL		DMT90A
	RATIO		2.06 / 2.45 / 2.82 / 3.1
DIRECTION OF ROTATION	CRANK SHAFT		Clockwise on Bow
	PROPELLER		Clockwise on Stern
DIMENSION	LENGTH	mm	1,542
	WIDTH	mm	720
	HEIGHT	mm	1,060
ENGINE WEIGHT(DRY)	kg		950(Including Marine Gear)

■ ENGINE DIMENSION



Anexo 17

Extracto de la tabla de vida útil de los bienes físicos del activo inmovilizado; Fuente: Servicio de Impuestos Internos (S.I.I.).

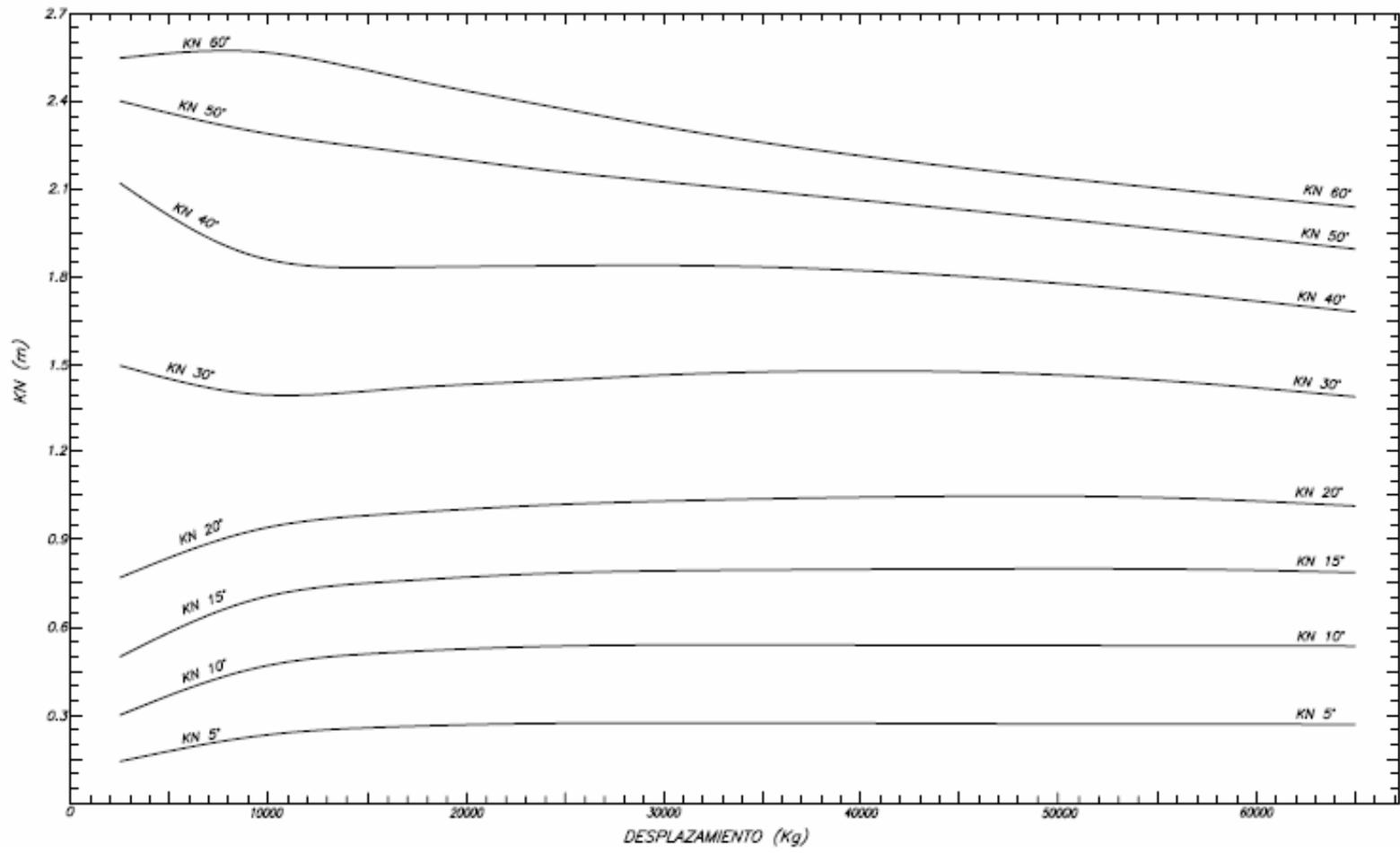
NUEVA TABLA DE VIDA UTIL DE LOS BIENES FISICOS DEL ACTIVO INMOVILIZADO
Nueva Tabla de Vida Útil fijada por el Servicio de Impuestos Internos para bienes físicos del activo inmovilizado, según Resolución N°43, de 26-12-2002, con vigencia a partir del **01-01-200**

NOMINA DE BIENES SEGUN ACTIVIDADES UTIL NORMAL ACCELERADA

A.- ACTIVOS GENERICOS

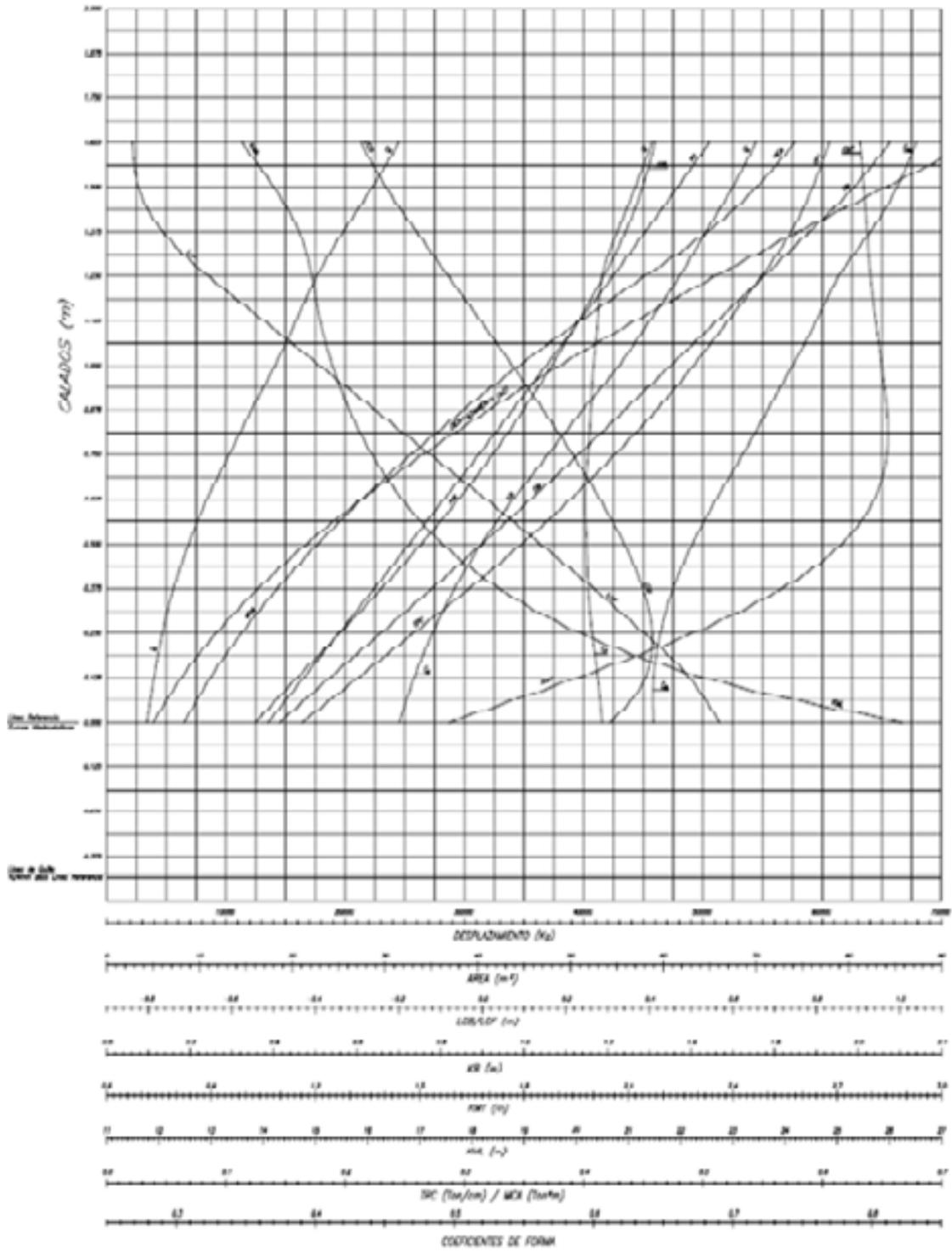
	NUEVA VIDA	DEPRECIACION
1) Construcciones con estructuras de acero, cubierta y entresijos de perfiles.	80	26
2) Edificios, casas y otras construcciones, con muros de ladrillos o de hormigón, con cadenas, pilares y vigas hormigón.	50	16
3) Edificios fábricas de material sólido albañilería de ladrillo, de concreto armado y estructura metálica.	40	13
4) Construcciones de adobe o madera en general.	30	10
5) Galpones de madera o estructura metálica.	20	6
6) Otras construcciones definitivas (ejemplos: caminos, puentes, túneles, vías férreas, etc.).	20	6
7) Construcciones provisorias.	10	3
8) Instalaciones en general (ejemplos: eléctricas, de oficina, etc.).	10	3
9) Camiones de uso general.	7	2
10) Camionetas y jeeps.	7	2
11) Automóviles	7	2
12) Microbuses, taxibuses, furgones y similares.	7	2
13) Motos en general.	7	2
14) Remolques, semiremolques y carros de arrastre.	7	2
15) Maquinarias y equipos en general.	15	5
16) Balanzas, hornos microondas, refrigeradores, conservadoras, vitrinas refrigeradas y cocinas.	9	3
17) Equipos de aire y cámaras de refrigeración.	10	3
18) Herramientas pesadas.	8	2
19) Herramientas livianas.	3	1

Anexo 18
Curvas Cruzadas del Barco Pesquero; Fuente: Fernández, 2004.



Anexo 19

Curvas Hidrostáticas del Barco Pesquero; Fuente: Fernández 2004.



Anexo 20

Planchas Lisas de Zincalum; Fuente: CAP

Rollos y Planchas Zincalum Lisas

Espesor mm.	Peso teórico kg/m ²
0,35	2,56
0,4	2,95
0,5	3,72
0,6	4,50
0,8	6,05



Ancho: 1000 mm
Largos estándar 2 y 2,5 , 3 y 3,5 m.
Largos especiales a pedido.



Rollos y Planchas Galvanizadas Lisas



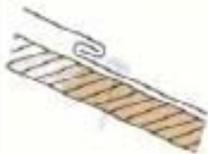
Espesor mm.	Peso teórico kg/m ²
0,35	2,74
0,4	3,14
0,5	3,80
0,6	4,48
0,8	6,19
1,0	7,94
1,5	12,00

Calidades: ASTM, G60, G90.
Ancho : 1000 mm.
Largos estándar 2 y 2,5 , 3 y 3,5 m.
Largos especiales a pedido.

Elementos accesorios para montaje e instalación de cubiertas: Fijación

Las especificaciones de los principales elementos recomendados para la fijación de las planchas a las costaneras, estructuras de apoyo o entre sí, se indican en el Cuadro N° 19

OBSERVACIONES: Utilice preferentemente elementos de fijación de acero galvanizado con gollitas de neoprene. Evite el uso de plomo o cobre ya que disminuye la vida útil de la plancha. Gollitas de neolite o goma pueden ser utilizadas en reemplazo de las de neoprene pero su duración es menor.

	Tipo de fijación	Especificación	Uso	APLICACION
	1. Clavo galvanizado con cabeza plana	1"	Fijación de planchas lisas a entablado de madera	
	2. Clavo galvanizado con gollita de acero galvanizado fija y gollita de neoprene o similar.	N° 8 2-1/2"	Fijación de planchas acanaladas Estándar o Toledana a costaneras de madera	
	3. Tornillo galvanizado con gollita de acero galvanizado y gollita de neoprene o similar.	N° 7 1-1/4"	Fijación de planchas acanaladas 5-4 a costaneras o entablado de madera Fijación de planchas acanaladas Estándar o Toledana a costaneras de madera	
	4. Tornillo roscaleta galvanizado con gollita de acero galvanizado y gollita de neoprene o similar.	N° 12 2-1/2"	Fijación de planchas entre sí o para sellar onfidos Fijación de planchas acanaladas Estándar o Toledana a perfiles de acero	

ADHESIVOS, ADITIVOS, SELLOS Y ELEMENTOS DE FIJACION / Sellos para techumbres / Henkel


Legaria Sur 3331, Providencia, Santiago
 Tel.: +56 1 7200 Fax: +56 1 610 - 641 8701
 Centro 3373, Santiago
 E-mail: masconhenkel.cl
 Web: www.henkel.cl
 Contacto: Ricardo Lopez
 381 7307 - 381 7301

Henkel, empresa líder en la fabricación de adhesivos, con presencia en más de 125 países, cuenta en Chile con más de 15 años en el mercado, con sus productos escolares Frill, productos para el hogar y profesionales Pattex, sellantes Elastoselo y productos especiales para la construcción Thomsit. Henkel, fiel a su compromiso con sus consumidores, entrega productos de la más alta calidad y tecnología, satisfaciéndolos al mismo tiempo, a hacer más agradable y fácil la vida de las personas.

ElastoSello. 300

Sellante Tapagoteras

Sellante para techos, ductos y canales.

- ▶ Excelente adherencia
- ▶ Amplia gama de aplicaciones
- ▶ Elástica y resistente
- ▶ Tixotrópico
- ▶ Listo para usar

Campo de aplicación

Se utiliza como sellante en encuentros de hojalatería, ductos y canales y como tapagoteras en techumbres, chimeneas y muros. Ideal para zincarum, toronento y hojalatería en general.

Composición

Dilatante a base de caucho, resinas epoxídicas y solventes.

Presentaciones

Catuche : 310 ml
 Tinto : 200 grs, 300 grs. y 450 kgs.

Características

Acurto : Pablogin
 Peso específico : 1,33 g/cm³
 Rendimiento : 50 mts lineales/lt.
 24 mts lineales/catuche, considerando
 cordón de 4 mm. de diámetro.
 Temperatura de aplicación : +5°C a +30°C.
 Resistencia a la temp. una vez fraguado : +10°C a +100°C.
 Tiempo de fraguado : 24 horas con cordón de 4 mm.
 Tiempo de alineación : 12 meses (20°C/65% H.A.)



Preparación de la superficie

Las superficies a unir deben estar limpias, secas y libres de polvo y grasa.

Aplicación

Aplica ElastoSello 300 con escilla en forma continua o en forma de cordón si está utilizando el catuche de 310 ml.

Alinear la superficie del cordón con una herramienta húmeda para darle una mejor terminación. Eliminar el exceso de producto con una vez fraguado.

Observaciones

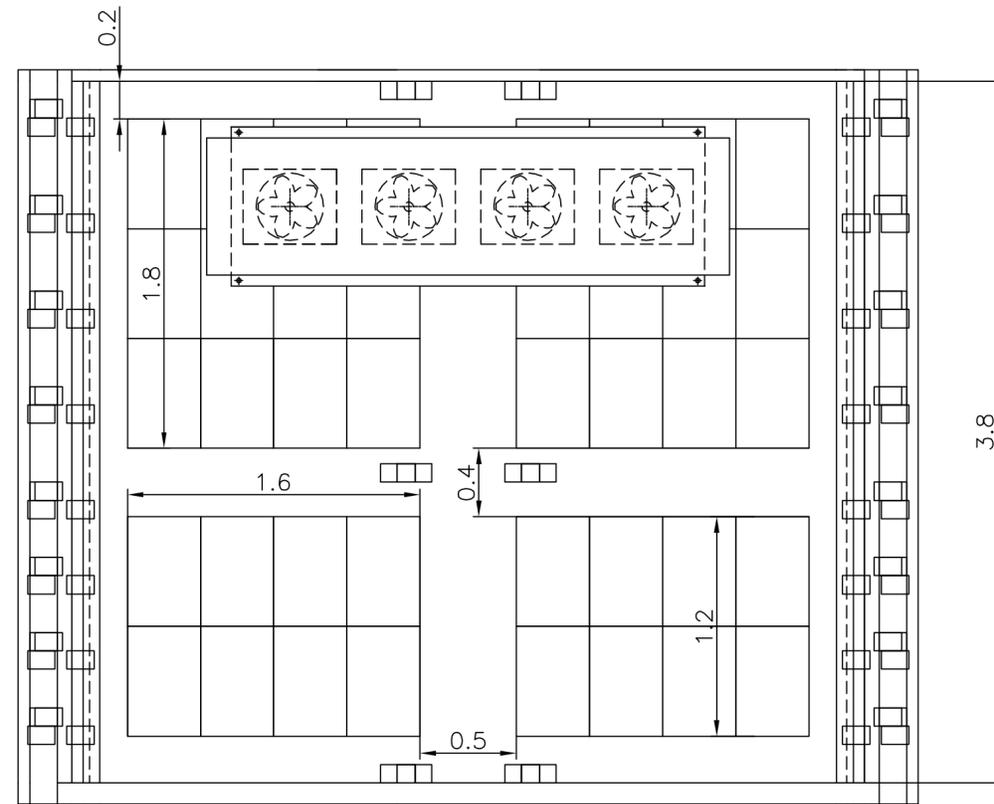
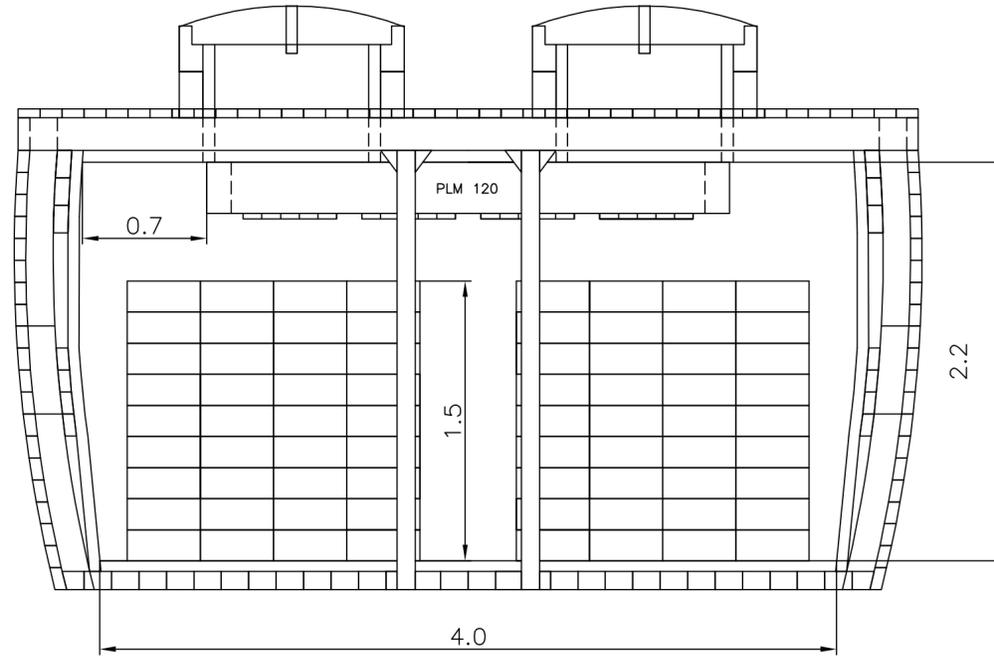
Este producto pierde volumen durante su fraguado. Las superficies metálicas no deben tener óxido, es recomendable usar anticorrosivo. Una vez fraguado el producto puede ser removido sólo en forma mecánica (espátula).

Precauciones

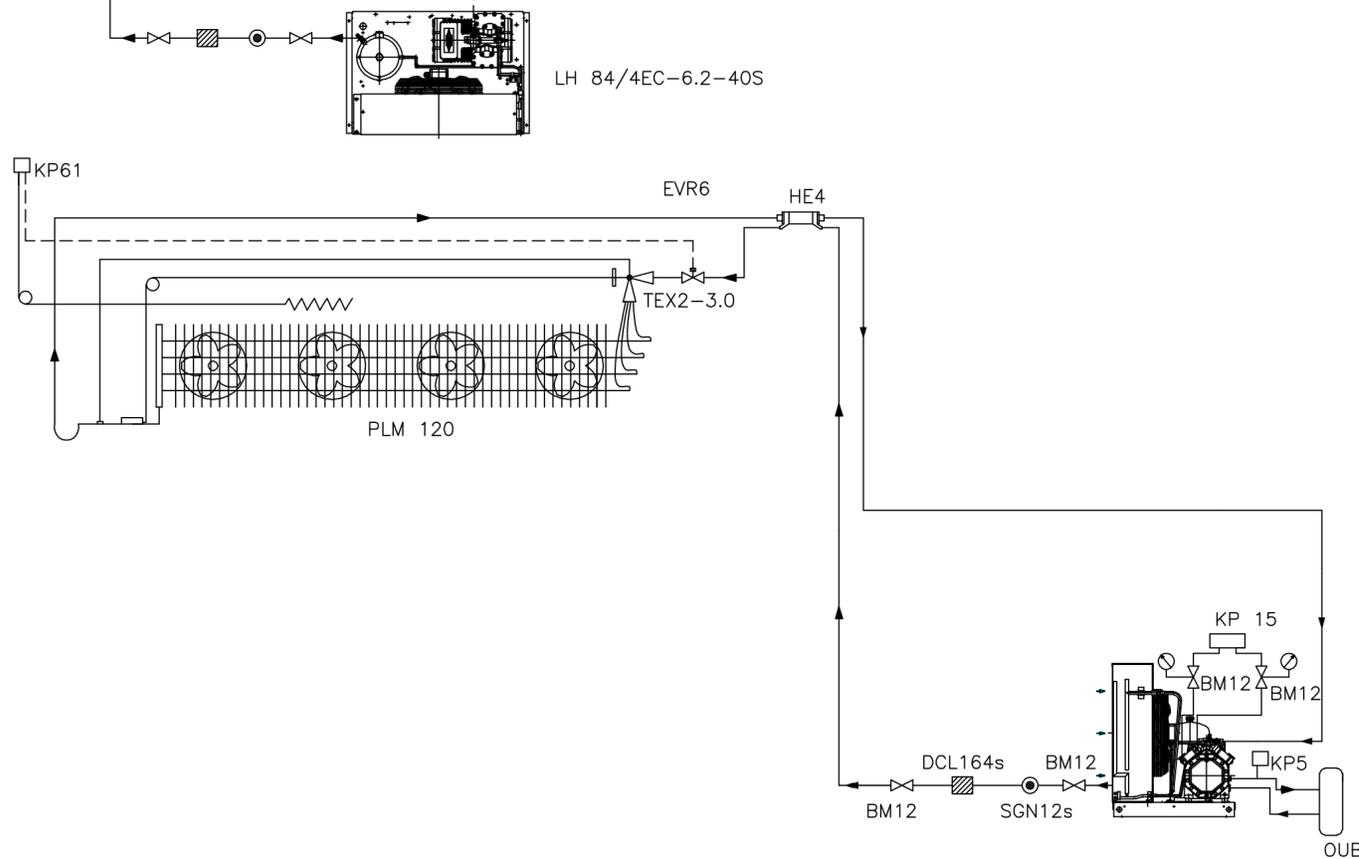
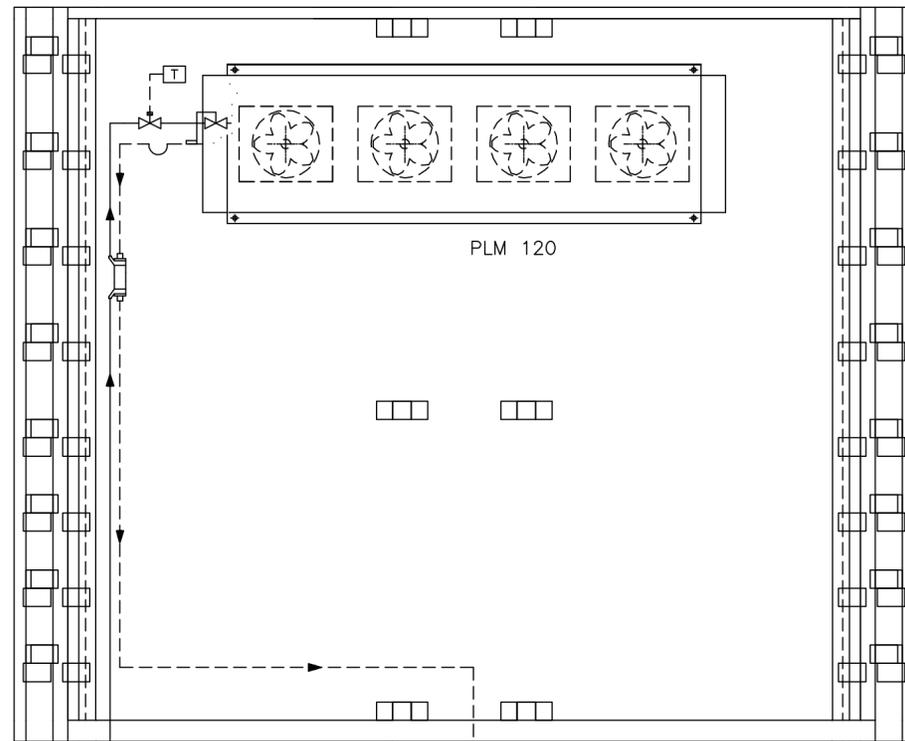
Mantener lejos del alcance de los niños.
 Mantener el envase bien cerrado, en lugar fresco y seco, entre -5°C y +50°C.
 No aplicar en presencia de humedad.

IMPORTANTE

Este producto contiene un aditivo que produce el avance en el momento. Los usuarios pueden observar el efecto de este aditivo cuando se aplica el producto. El aditivo es un producto químico que se aplica en la superficie a sellar y no es responsable de la adhesión.



E.Herrera R.	2006.06.01		FORMATO	UNIDAD DIMENSIONAL	ESCALA
M. Fuentes P.	2006.06.01		A 2	m	1:25
M. Fuentes P.	2006.06.01		Esquema de cámara pesquero		
UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA ESCUELA DE MECANICA TESIS			Hoja	Identificación Plano:	
			01	EMEC 298-01	



SIMBOLOGIA

: VALVULA SOLENOIDE	: VALVULA EXPANSION	: VALVULA DE CIERRE
: TERMOSTATO	: FILTRO SECADOR	: VISOR DE LIQUIDO
: MANOMETRO DE PRESION	: MANOMETRO DE VACIO	: TUBERIA CON INDICACION DE FLUJO

MATERIALES

PIPING			
SISTEMA	MATERIAL	DIAMETRO	LONGITUD
TUBERIA DE LIQUIDO	COBRE	1/2 "	6.5 (m)
TUBERIA DE SUCCION	COBRE	1 1/8 "	9 (m)

COMPONENTES

POS.N°	CANT.	DESIGNACION	DESCRIPCION	DATOS
1	1	LH84/4EC-6.2-40S	UNIDAD CONDENSADORA	BITZER
2	1	BM12	VALVULA DE CIERRE	DANFFOS
3	1	SGN12s	VISOR DE LIQUIDO	DANFFOS
4	1	DCL164s	FILTRO SECADOR	DANFFOS
5	1	HE4	INTERCAMBIADOR DE CALOR	DANFFOS
6	1	EVR6	VALVULA SOLENOIDAL	DANFFOS
7	1	TEX2-3.0	VALVULA DE EXPANSION	DANFFOS
8	1	PML120	EVAPORADOR	FRIMETAL
9	1	KP61	TERMOSTATO	DANFFOS
10	1	KP15	PRESOSTATO DUAL	DANFFOS
11	1	KP5	PRESOSTATO DE ALTA	DANFFOS
12	1	OUB	SEPARADOR DE ACEITE	DANFFOS

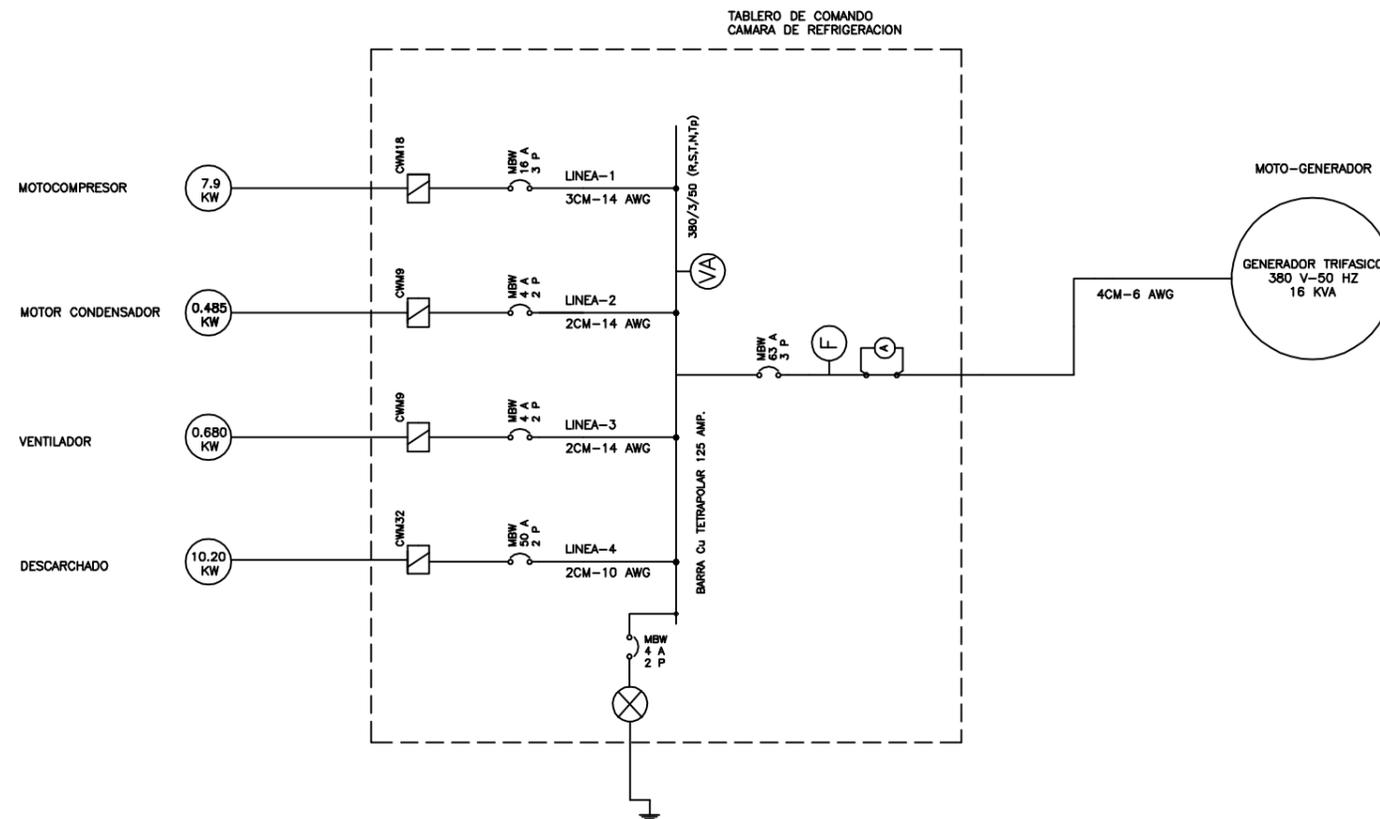
DIB:	E.Herrera R.	2006.06.01		FORMATO	UNIDAD DIMENSIONAL	ESCALA
REV:	M. Fuentes P.	2006.06.01		A 2	m	1:25
APR:	M. Fuentes P.	2006.06.01		Esquema de cámara pesquero		
VERSION:	UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE			Hoja		
DISKETTE:	FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA			Identificación Plano:		
ARCHIVO:	ESCUELA DE MECANICA			02	EMEC 298-02	
	TESIS					

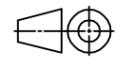
SIMBOLOGIA

 : DISYUNTOR AUTOMATICO TRIPOLAR, TIPO MBW	 : DISYUNTOR AUTOMATICO BIPOLAR, TIPO MBW	 : VOLTIMETRO C.A.
 : AMPERIMETRO	 : FRECUENCIMETRO	 : LUZ PILOTO
 : PUESTA A TIERRA	 : CONTACTOR, TIPO CWM	

ESPECIFICACION MULTICONDUCTORES XCM

NUMERO DE CONDUCTOR	CALIBRE AWG	SECCION mm ²	DIAMETRO DEL CONDUCTOR mm	CAPACIDAD DE CARGA AMP.
2	14	2.08	9.44	35
2	10	5.26	11.55	62
3	14	2.08	9.98	35
4	6	13.30	20.81	85



DIB:	E.Herrera R.	2006.06.01		FORMATO	UNIDAD DIMENSIONAL	ESCALA
REV:	M. Fuentes P.	2006.06.01		A 3	m	1:25
APR:	M. Fuentes P.	2006.06.01		Diagrama unilineal eléctrico		
VERSION:	UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA ESCUELA DE MECANICA TESIS			Hoja		
DISKETTE:				Identificación Plano:		
ARCHIVO:				03	EMEC 298-03	