

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS AUXILIARES  
DE UNA EMBARCACION PESQUERA 550TON**

**INFORME DE SUFICIENCIA**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO NAVAL**

**GERALD ALFREDO PAIBA GABRIEL**

**PROMOCIÓN 2008-II**

**LIMA-PERU**

**2012**

**Dedicado:**

**A mi familia**

## INDICE

	Página
<b>PRÓLOGO</b>	1
<b>CAPÍTULO I</b>	
1 INTRODUCCIÓN	3
1.1 Objetivo	3
1.2 Alcances	3
<b>CAPÍTULO II</b>	
2 GENERALIDADES	5
2.1 Tipo de embarcación	5
2.2 Características principales	5
2.3 Distribución de espacios y compartimentos	6
2.3.1 Bajo cubierta principal	6
2.3.2 Sobre cubierta principal	7
2.4 Estructura principal	7
2.5 Maquinaria principal	9
2.6 Aparejos de pesca	10
<b>CAPÍTULO III</b>	
3 FUNDAMENTO TEORICO	11
3.1 Sistema de refrigeración en bodegas de carga del tipo RSW	11

	Página
3.1.1 Ciclo de refrigeración Ideal	14
3.1.1.1 El proceso de expansión	16
3.1.1.2 El proceso vaporizante	17
3.1.1.3 El proceso de compresión	17
3.1.1.4 El proceso de condensación	18
3.1.2 Ciclos reales de refrigeración	18
3.1.2.1 Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión	19
3.1.2.2 Sobrecalentamiento sin aprovechamiento del enfriamiento	20
3.1.2.3 Sobrecalentamiento para aprovechar el enfriamiento	20
3.1.3 Conceptos generales	21
3.1.4 El refrigerante	22
3.2 Sistema auxiliar de arranque del motor principal	24
3.2.1 Sistemas de Arranque	24
3.2.1.1 Sistema de arranque eléctrico	24
3.2.1.2 Sistema de arranque Neumático	27
3.2.1.3 Sistema de Arranque Hidráulico	29
3.2.2 Equipo compresor	31
3.2.3 Proceso Adiabático	33
3.2.4 Proceso Isobaro	36
3.3 Sistema de achique	36
3.3.1 Determinación de las cargas	37
3.3.1.1 El principio de continuidad	37



	<b>Página</b>
3.3.1.2 Tipos de flujos	37
3.3.1.3 Número de Reynolds	37
3.3.1.4 Pérdidas de presión por fricción en las tuberías	38
3.3.1.5 Pérdidas de presión en válvulas y conexiones	39
3.3.1.6 Carga o Altura dinámica total de bombeo (A.D.T)	40
3.3.1.7 Potencia de la bomba al eje	41
3.3.1.8 El NPSH	41
3.4 Sistema de ventilación de Sala de Máquinas en las embarcaciones	42
3.4.1 Ventilación de sala de máquinas de popa	43
3.4.1.1 Aire de enfriamiento	43
3.4.1.2 Aire de combustión	43
3.4.1.3 Tipos de Ventilación y temperatura del cuarto del motor	45
3.4.2 Ventilación de sala de máquinas de proa	50
3.4.3 El ventilador	52
3.4.3.1 Características del ventilador	53
3.4.4 Ductos	55
3.5 Sistema de abastecimiento agua dulce en las embarcaciones	56
3.5.1 El Tanque Hidroneumático sin membrana	56
3.5.2 Equipo Hidroneumático con tanque de membrana	57
3.6 Sistema de abastecimiento de agua salada en las embarcaciones	59
3.6.1 Tanque de tratamiento de aguas residuales	59
3.7 Sistema hidráulico en las embarcaciones	60
3.7.1 Principios del sistema hidráulico	60

3.7.2 Principales sistemas en las embarcaciones pesqueras que operan con sistema hidráulico	62
3.7.3 Sistemas Auxiliares de las embarcaciones de funcionamiento hidráulico	62
3.7.3.1 Sistema hidráulico de fondeo	63
3.7.1.1.1 Molinete	63
3.7.1.1.2 Ancla	64
3.7.1.1.3 La cadena	64
3.7.3.2 Sistemas hidráulicos destinados a la pesca del tipo cerco	67
3.7.3.2.1 Halador de red	67
3.7.3.2.2 Ordenador de Red	67
3.7.3.2.3 Bomba absorbente de Pescado	67
3.7.3.2.4 Winche Principal	68
3.7.3.2.5 Winche de la Panga	68
3.7.3.2.6 Winche de la Pluma Principal	68
3.7.3.2.7 Winche de la Pluma Auxiliar	68
3.7.3.2.8 Winche del Tangón	68
3.7.3.2.9 Winche de Fricción	68
3.8 Sistema eléctrico de las embarcaciones pesqueras	69
3.8.1 Principio y requerimiento	69
3.8.2 Normas que disponen la iluminación en las embarcaciones pesqueras	69
3.8.3 Balance eléctrico	70

	Página
3.8.4 Generador eléctrico	71
 <b>CAPÍTULO IV</b>	
<b>4 CÁLCULO Y SELECCIÓN</b>	<b>74</b>
4.1 Sistema de refrigeración en bodegas de carga del tipo RSW – cálculo y selección de equipos	74
4.1.1 Selección del equipos	77
4.2 Sistema auxiliar de arranque del motor principal - calculo y selección de equipos	86
4.3 Sistema de achique – Calculo y selección del sistema de bombeo	90
4.3.1 Achique en Bodegas	91
4.3.2 Achique en Lazareto	93
4.3.3 Achique en Sala de máquinas de popa	95
4.3.4 Achique en Sala de máquinas de proa	98
4.3.5 Achique en Tanque de lastre	100
4.3.6 Selección de las bombas	102
4.4 Sistema de ventilación de sala de máquinas en las embarcaciones	104
4.4.1 Ventiladores en sala de Máquinas de Popa	104
4.4.2 Ventiladores en sala de Máquinas de Proa	111
4.5 Sistema de abastecimiento de agua dulce en las embarcaciones – Calculo y selección de equipos	114
4.6 Sistema de abastecimiento de agua salada en las embarcaciones – Calculo y selección de equipos	118

	Página
<b>4.7 Sistema Hidráulico en las embarcaciones – calculo y selección de equipos</b>	<b>122</b>
4.7.1 Equipos del sistema de fondeo	122
4.7.1.1 Ancla y cadena	122
4.7.1.2 Molinete	123
4.7.2 Equipos del sistema de pesca por cerco	125
4.7.2.1 Halador de red	126
4.7.2.2 Ordenador de Red	127
4.7.2.3 Bomba absorbente de Pescado	129
4.7.2.4 Winche Principal	131
4.7.2.5 Winche de la Panga	132
4.7.2.6 Winche de la Pluma Principal	133
4.7.2.7 Winche de la Pluma Auxiliar	136
4.7.2.8 Winche del Tangón	137
4.7.2.9 Winche de Fricción	138
<b>4.8 Sistema eléctrico de las embarcaciones pesqueras de las embarcaciones</b>	
pesqueras - Balance de cargas	140
<b>CAPÍTULO V</b>	
<b>5 Costos de los equipos auxiliares</b>	<b>148</b>
<b>CONCLUSIONES</b>	<b>150</b>
<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>151</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>152</b>
<b>PLANOS</b>	

**ANEXOS**

Anexo N° 6.1 Longitud equivalente de accesorios de tuberías

Anexo N° 6.2 Longitud equivalente de accesorios de tuberías (continuación)

Anexo N° 6.3 Selección de equipo compresor para refrigeración

Anexo N° 6.4 Selección de equipo compresor por desplazamiento teórico

Anexo N° 6.5 Clasificación de equipo compresor MYCOM

Anexo N° 6.6 Equipo evaporador MMC Kulde As

Anexo N° 6.7 Curva característica de la bomba de recirculación del refrigerante

Anexo N° 6.8 Curva característica de Bomba para el condensador de RSW

Anexo N° 6.9 Curva característica de Bomba para recirculación del RSW

Anexo N° 6.10 Datos técnicos de equipos compresores de Atlas Copco

Anexo N° 6.11 Datos técnicos de las bomba de achique

Anexo N° 6.12 Modelos de ventiladores Marca Chicago VAV FANS

Anexo N° 6.13 Superficie para cada modelo de ventilador

Anexo N° 6.14 Curvas de selección de bomba del sistema sanitario

Anexo N° 6.15 Curvas características de las bombas del sistema sanitario

Anexo N° 6.16 Especificaciones técnicas del motor principal

Anexo N° 6.17 Densidad del agua dulce a diferentes temperaturas

Anexo N° 6.18 Viscosidad del agua dulce a diferentes temperaturas

Anexo N° 6.19 Propiedades del líquido y del vapor saturado – refrigerante 717

Anexo N° 6.20 Diagrama de Mollier – refrigerante 717 (Amoniaco)

## **PRÓLOGO**

El propósito de la instalación de los equipos auxiliares es de atender los diferentes servicios propios de la embarcación. Es de importancia proporcionar el equipo idóneo o que cumpla los requisitos básicos, para que conjuntamente con los equipos principales brinde la autonomía de la embarcación.

En el presente informe está orientado a seleccionar los equipos auxiliares de una embarcación pesquera industrial destinada a la pesca por cerco, para una capacidad de bodega de 550 Toneladas. Es cierto que puede encontrarse en alguna parte del planeta el equipo que mejor se adecue a nuestros requerimientos, además puede tener el mejor precio del mercado y con garantía. Pero de la fluidez de la información técnica y de la capacidad de almacenaje de los diferentes modelos de equipos de los proveedores determinara que el modelo idóneo para la embarcación pesquera no esté en almacén y tener que escoger entre dos opciones: la primera opción es esperar la importación de aquel modelo o la otra opción que es comprar el modelo de equipo que cumple con regular demasía las necesidades de la embarcación lo cual conlleva a un mayor costo en cuanto a precio de venta y costo por la operación propia del equipo debido a tener mayor potencia.

Se debe tener en cuenta que en el tiempo de construcción de una embarcación similar es de 6 meses solo en acero faltando el montaje de la propulsión, gobierno, maquinaria auxiliar con sus respectivas tuberías, sistema eléctrico y electrónicos, también será

necesario aislamiento de bodegas o de acomodación , carpintería, las pruebas de estabilidad de la embarcación para el lastrado. Con lo último mencionado quiero que el lector comprenda que se necesita gran rapidez y criterio en la selección de equipos y que las órdenes de compra se realicen cada vez que se ha determinado las características básicas de un producto.

Sabemos de la importancia del equipamiento de una embarcación, para ello lo desarrollamos de algunos sistemas auxiliares con los siguientes capítulos:

En el capítulo I se presenta los objetivos y el alcance del presente informe.

En el capítulo II describimos las características de la embarcación tomada como base para el desarrollo de los cálculos y selección de equipos.

En el capítulo III presentamos el fundamento teórico básico para el entendimiento de los diferentes temas tratados como el ciclo de refrigeración, la compresión del aire y los factores para la selección de ventiladores y las bombas para el servicio de los diferentes sistemas que tiene la embarcación.

En el capítulo IV se resuelve paulatinamente cada uno de los temas tratados en el capítulo anterior; donde determinamos primero las características técnicas de los equipos por medio de cálculos y posteriormente mediante el empleo de gráficas, tablas, manuales e información proporcionada por el fabricante a los distribuidores obtenemos el equipo.

En el capítulo V se encuentra los costos por la compra de los equipos seleccionados en este informe. No incluye costos por instalación, montaje de tuberías y parte eléctrica.

# **CAPÍTULO I**

## **INTRODUCCIÓN**

### **1.1 OBJETIVO**

Mediante cálculos proporcionar las características técnicas de los equipos auxiliares para el normal funcionamiento de una embarcación pesquera de 550 Ton de capacidad de bodega.

El presente trabajo contribuya como fuente de información para establecer criterios para los temas que tengan relación con el equipamiento de embarcaciones pesqueras del tipo industrial.

### **1.2 ALCANCES**

Se toma como base una embarcación construida en acero y que fueron aplicadas las buenas prácticas de la ingeniería naval para su construcción; donde las características principales solo haremos mención.

Sobre esta base calcularemos y seleccionaremos los equipos auxiliares de funcionamiento mecánico, son productos reconocidos en el mercado nacional, de información técnica accesible, con servicio al cliente durante la compra y posterior a la venta.



Solo tomaremos los equipos auxiliares de los siguientes sistemas de la embarcación que haremos mención a continuación:

En el sistema de achique las electrobombas que además cumplirán funciones adicionales en los sistema de baldeo y de contra incendio.

El sistema de agua dulce tenemos como equipos el hidroneumático y la electrobomba; en el sistema de agua salada tendremos una electrobomba y un equipo de tratamiento de aguas servidas.

En el sistema RSW contarán como equipos a los evaporadores, compresores y condensadores.

En el sistema de arranque del motor principal la capacidad de tanque de aire como el equipo compresor para el arranque neumático.

En el sistema de fondeo tenemos como equipos al molinete y haremos mención de las dimensiones del ancla necesaria para la nave.

El sistema eléctrico tiene como principales equipos a los generadores eléctricos

Los equipos de pesca para cerco tenemos sobre cubierta: el winche Principal, el Halador de red, el Ordenador de red, winche de la Pluma Principal, winche de la Pluma Auxiliar, winche del Tangón, el winche de Fricción, winche de la Panga y la Bomba Absorbente de pescado.

## **CAPÍTULO II**

### **GENERALIDADES**

#### **2.1 TIPO DE EMBARCACIÓN**

Es una embarcación pesquera industrial construida en acero naval, destinado a la pesca por cerco que prestara servicios para la extracción de pescado para elaboración de harina y para consumo humano en el litoral norte del Perú. Contará con sala de frio para la refrigeración de las bodegas (06) con doble forro para ser aislada mediante inyección de poliuretano expandido entre los costados, mamparos, fondo y cubierta de acero naval.

#### **2.2 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES**

La embarcación tiene las siguientes características:

- |   |             |
|---|-------------|
| • Eslora total                                | 54.50m      |
| • Eslora entre perpendiculares                | 46.80m      |
| • Manga moldeada                              | 10.10m      |
| • Puntal Moldeada                             | 4.90m       |
| • Tripulación                                 | 20 personas |
| • Velocidad                                   | 13 nudos    |
| • Peso en rosca                               | 432Ton      |
| • Capacidad de bodegas con RSW final          | 550m3       |
| • Capacidad de tanque de agua potable de proa | 12.60m3     |
| • Capacidad de tanque de combustible total    | 74m3        |
| • Motor Caterpillar 3516B, 1200rpm            | 1875BHP     |
| • Autonomía                                   | 4 días      |

## **2.3 DISTRIBUCION DE ESPACIOS Y COMPARTIMENTOS**

### **2.3.1 Bajo cubierta Principal**

El bulbo de proa de la nave será también el tanque de lastre ubicado delante del mamparo 28.

Entre los mamparos 26 y 28 en la parte inferior estará ubicado el compartimento de ecosonda.

El pique de proa se ubicara a partir del mamparo 26 sobre la cubierta del compartimento del ecosonda y el tanque de lastre.

El compartimento de sonar estará ubicado entre los mamparos 24 y 26.

Entre los mamparos 18 y 24 será la ubicación de la sala de frio para la refrigeración de la pesca de consumo. Contará a proa junto al mamparo 24 con dos tanques estructurales continuos de agua dulce. Adicionalmente a babor y estribor entre el mamparo 18 y cuaderna 21 tendrá dos tanques de combustible.

Entre las dos sala de máquinas está ubicado las bodegas (06) las cuales son refrigeradas con el sistema de refrigeración de agua de mar RSW. Tiene doble forro y como material aislante inyectado Elastopor® R480AF-RA/ Lupranate M20S es un sistema poliuretánico de dos componentes empleado en la obtención de espuma rígida cuya densidad de espuma aplicada es 40 Kg/m<sup>3</sup>, rendimiento (con espesor: 25mm) es de 1.3 Kg/m<sup>2</sup>.

Entre los mamparos 1 y cuadernas 9 de la embarcación estará ubicada la sala de máquinas el cual tendrá al motor de propulsión, los grupos electrógenos, las

electrobombas de achique, contra incendio y de servicios, maquinas compresoras para arranque del motor principal y ventiladores

A popa de la nave contara con un lazareto donde se ubicaran dos tanques de aceite de lubricación, el primero para la maquinaria auxiliar y el segundo para el motor principal. También estará ubicado a babor y estribor los tanques de combustible y dos cilindros hidráulicos para control del timón en el sistema gobierno.

### **2.3.2 Sobre cubierta Principal**

A Proa tiene un castillo donde estará ubicado los camarotes (03) de la tripulación y un camarote para los motoristas, la cocina, el comedor y el baño de tripulantes.

Sobre el castillo está el puente de mando construida en fibra de vidrio donde a popa estará ubicado el camarote del capitán y un baño.

A popa de la cubierta principal babor estará un compartimento que servirá de ingreso a sala de máquinas de popa que contendrá los ventiladores, las tuberías de descarga de los gases de combustión de los motores y servirá de apoyo para el ordenador de red.

Ver plano de Disposición general de la embarcación ubicado en los anexos.

## **2.4 ESTRUCTURA PRINCIPAL**

La embarcación pesquera está construido en acero naval ASME A-131 donde la cuaderna maestra ubicada en bodegas tiene la siguiente estructura:

Varenga de bodegas laterales: alma de 300mm de 3/8" de espesor y ala de 12.7x100mm.

Varenga de bodega central: alma de altura variable de 350 a 500mm y como ala tiene la platina de 200x19mm

Baos: plancha doblada con alma de 250mm, ala de 90mm y espesor de 12.7mm

Cuaderna: plancha doblada con alma de 250mm, ala de 90mm y espesor de 9.5mm

Refuerzo vertical de mamparo longitudinal es de plancha doblada tiene de alma de 175mm, ala de 100mm y espesor de 9.5mm.

En esta zona las longitudinales de costado tienen las tres primeras de platinas de 110x8mm y las 04 inferiores de platina de 120x9.5mm

Las longitudinales de fondo de platina de 135x12.7mm.

Longitudinales de cubierta de platina de 80x8mm espaciados a 470mm.

Mamparo longitudinal y transversal de plancha de 8mm y 6.4mm.

El doble forro en la cubierta de 5mm, los mamparos en la zona superior de 5mm y en la zona inferior, el espacio entre el casco y el doble forro es de 200mm.

El doble forro de fondo tiene de 6.4mm y el espaciamiento entre el forro y el casco es de 250mm. Como refuerzos para el anclaje de las planchas de doble forro mediante soldadura tipo botón al ángulo de 5x50x50mm. Unidos a la estructura principal mediante tacos de madera, arandelas, pernos y tuercas asegurando el aislamiento.

La sala de máquinas de popa tiene la siguiente estructura principal:

Varenga: alma de 400mm de 3/8" de espesor y ala de 12.7x100mm.

Baos: plancha doblada con alma de 160mm, ala de 65mm y espesor de 8mm

Cuaderna: plancha doblada con alma de 250mm, ala de 100mm y espesor de 9.5mm

En esta zona las longitudinales de costado tienen las cuatro primeras de platinas de 110x8mm y las 04 inferiores de platina de 120x9.5mm

Las longitudinales de fondo de platina de 135x12.7mm.

Longitudinales de cubierta de platina de 80x8mm espaciados a 470mm.

Tres puntales de tubo de 100Ømm SCH 40 a babor y estribor espaciados.

Un tubo 200Ømm SCH 40 de apoyo al ordenador de red.

Carlinga de plancha de 19mm y bancada de 260x50mm.

Dos codillos en el pantoque de barra redonda de 38mmØ

Quilla de plancha de 19mm.

Traca de Cubierta Principal de 6.4mm.

Traca de aparadura de 9.5mm.

Traca de costados de 8mm.

Traca de cubierta de castillo de 4.75mm

## **2.5 MAQUINARIA PRINCIPAL**

En el sistema de Propulsión tenemos los siguientes equipos:

- Motor Diesel Caterpillar 3516B, Potencia 1875BHP, 13nudos, diesel V-16 de 4 tiempos. (Las especificaciones técnicas está ubicado en los anexos 6.12)
- Caja de reducción Reintjes, modelo WAF 843
- Toma Fuerza IT -8P-318C, relación 3.9:1
- Electrobomba de desplazamiento positivo para petróleo de 1 ¼"x1 ¼" de 28.5GPM, con motor de 3HP, 440VAC, 1730rpm, 60Hz.
- Purificador de Petróleo centrifugo de 364GPH con motor de 0.75Kw, 440VAC, 60Hz.
- Eje de cola de 7"Ø, lubricado por grasa, Hélice de bronce de 5 Palas (diámetro 2330mm.)

- En el sistema de Gobierno tenemos la unidad de gobierno modelo IT-15L marca Italmecan, giro de 35°BR @ 35°ER en 28 segundos; un electro bomba, 01 bomba manual, 02 electro bombas de pilotaje, un Servomotor, indicador de ángulo de timón.

## **2.6 APAREJOS Y SISTEMAS DE PESCA**

El sistema de pesca es de cerco de jareta, preparado para la captura de recursos hidrobiológicos formado principalmente con paños de redes.

Adicionalmente contara con equipos sobre cubierta de apoyo para la maniobra de pesca como winche principal, halador de red y Ordenador de red.

## **CAPÍTULO III**

### **FUNDAMENTOS TEORICO**

#### **3.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN BODEGAS DE CARGA DEL TIPO RSW**

Aparte del sistema de refrigeración RSW existe el sistema combinado hielo – agua de mar (C.S.W.) donde el agua es refrigerada en las bodegas mediante el empleo de hielo en forma de escamas y la temperatura de bodegas paulatinamente desciende mediante las bombas que toman la combinación agua de mar con hielo del fondo de las bodegas y lo regresan a la parte superior de las bodegas. Posteriormente se llenan las bodegas de pescado. Este sistema necesita tiene como desventaja el que necesariamente debe contar con una fábrica de hielo a bordo o en tierra. Aparte que el hielo reduce espacio en bodegas.

Otro sistema es el de Refrigeración con hielo es cuando el pescado se pone en contacto directo con el hielo. La forma de almacenar será a granel o en cajas con las desventajas que el tamaño de los trozos de hielo debe ser finos y estar homogéneamente rodeando al pescado para no fracasar utilizando este sistema.

- El sistema R.S.W. será el utilizado en la embarcación de este informe por las ventajas de estiba y manipulación es rápida, además del mayor aprovechamiento del volumen de bodega.



- El objetivo de cualquier sistema de refrigeración consiste en recoger el calor de una zona de alta temperatura y trasladarlo a una zona de baja temperatura mediante un receptor de calor.

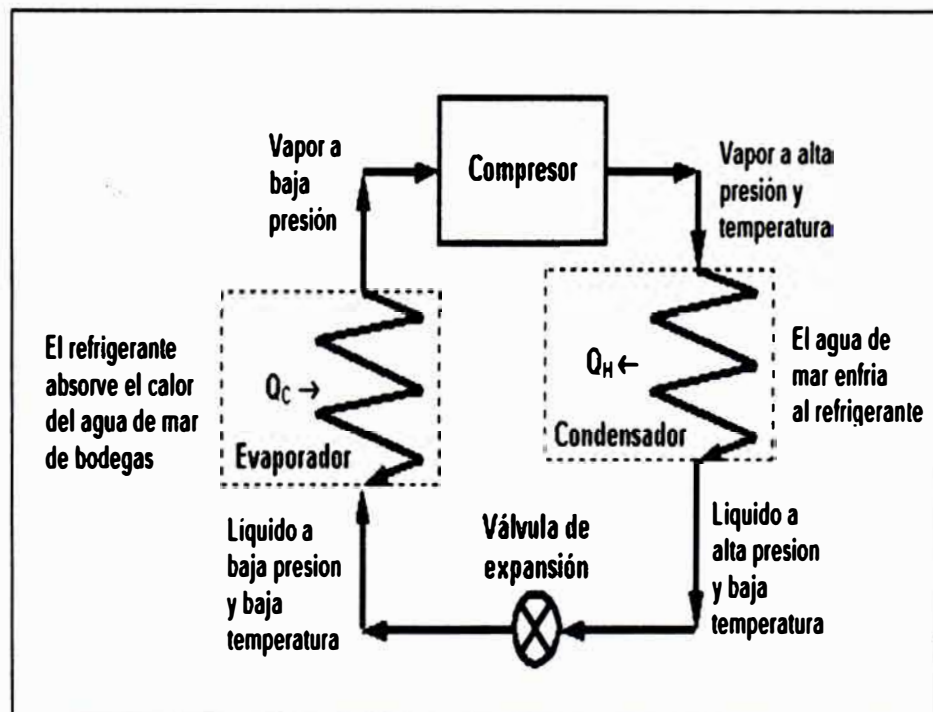
Mediante el uso de bombas se recircula agua de mar de las bodegas absorbiendo el calor del pescado de las bodegas y de la toma de agua de mar del exterior se logra enfriar el condensador del sistema de frío.

El refrigerante es la sustancia que actúa como un agente de enfriamiento, absorbiendo (evaporador) y liberando calor (Condensador) en el equipo de frío en sala de máquinas.

El barco luego de zarpar rumbo a la zona de pesca y encontrar el cardumen, carga sus bodegas con agua de mar limpia hasta alcanzar un volumen aproximado a 25% a 30 % de la capacidad de bodega. El agua de mar comienza a circular desde las bodegas hasta pasar por el equipo de refrigeración, para producir un descenso de la temperatura del agua de mar cercano a 0°C, se debe conseguir antes de llegar a la zona de pesca. Al cabo de ese tiempo con el agua de mar ya enfriada se selecciona la primera bodega en cargar, así el pescado cae a la bodega lográndose una proporción de 75 % de pescado y 25% de agua de mar. Debido a que la temperatura corporal del pescado es mayor que la de agua de mar previamente enfriada (0°C) tiene como consecuencia 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.

El sistema de RSW es básicamente un sistema de refrigeración tipo Chiller (enfriador de agua) que opera mediante el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el cual cuenta con:

- Compresor (del tipo alternativo o rotativo, esto dependerá de las capacidades que se manejen)
- Condensador (por lo general es un intercambiador de calor del tipo casco y tubo o un Intercambiador de calor del tipo placas)
- Evaporador (generalmente un intercambiador de calor tipo casco y tubo)
- Tuberías, válvulas y accesorios. Conjunto de bombeo de agua de mar.
- Refrigerantes primario, el cual mediante el cambio de fase extrae calor del agua de mar.



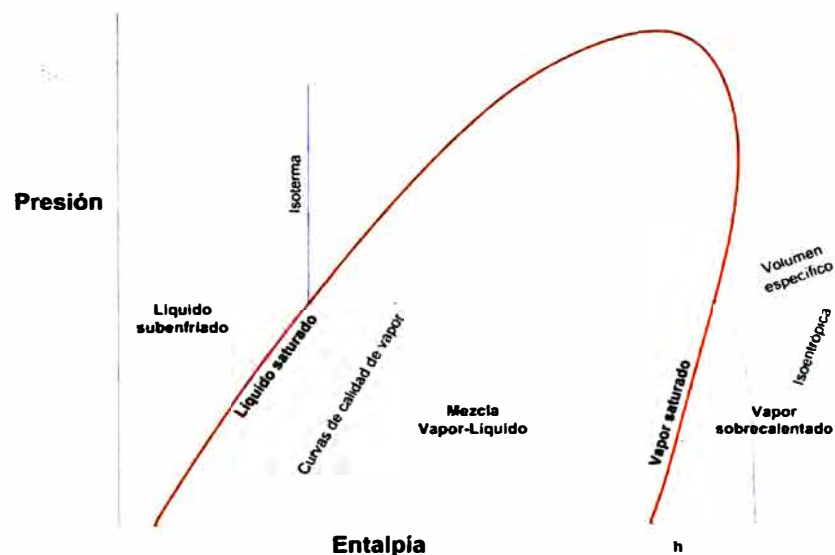
**Gráfico N° 3.1 - Principio de funcionamiento de la refrigeración por RSW**

Fuente: [www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap07\\_ciclos\\_termicos.php](http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap07_ciclos_termicos.php)

### 3.1.1 Ciclo de refrigeración Ideal

Para el análisis del ciclo de refrigeración se recurre al diagrama presión-entalpía (pH) donde la condición del refrigerante en cualquier estado termodinámico se puede representar por un punto en el diagrama pH (diagrama de Mollier)

Una de las grandes ventajas del diagrama de pH es la facilidad con que se pueden representar el proceso y realizar los cálculos de sistemas frigoríficos y selección de componentes como evaporadores, condensadores, compresores y dispositivos de expansión, tuberías y accesorios, así como trazar todo tipo de sistemas frigoríficos, bien sea de una etapa, compresión múltiple, sistemas en cascada, sistemas con recirculado por bomba y otros.-



**Gráfico N° 3.2 - Entalpía Vs Presión**

Fuente: [es.m.wikipedia.org/wiki/Diagrama\\_Ph](https://es.m.wikipedia.org/wiki/Diagrama_Ph)

El diagrama pH mediante los seis tipos de trazas a través de las cuales se describen los ciclos de refrigeración y los estados de agregación del refrigerante.

- **Isobaras:** son las rectas paralelas que coinciden en iguales valores de presión. Estas son perpendiculares al eje de las ordenadas.
- **Isoentálpicas:** Se llaman a las rectas paralelas que coinciden en iguales valores de entalpía en masa. Estas son perpendiculares al eje de las abscisas.
- **Isotermas:** que en la zona de líquido sub enfriado son paralelas a la ordenada y dentro de la campana de mezcla son paralelas a la abscisa, y en la zona de vapor sobrecalentado descienden en forma curva. Estas trazas –“paralelas” entre sí- coinciden los valores de igual temperatura del sistema, y en las tablas PH en el SI está expresado en grados Celsius (*color azul*).
- **Isocoras:** Son las curvas que coinciden los puntos con igual volumen específico y también son paralelas entre sí para distintos valores. En el SI está expresado en  $[m^3/kg]$ . Se desarrollan en la izquierda de la zona de mezcla líquido-vapor y se extiende hacia la derecha hasta la de vapor sobrecalentado hasta el final del diagrama (*color verde*).
- **Isoentrópicas:** Son las curvas que coinciden los valores de igual entropía en el sistema. En el SI se miden en  $[KJ/kg K]$  ó  $[KJ/kg ^\circ C]$ . Paralelas entre sí y de una elevada pendiente (*color amarillo*).
- Nueve curvas de "*calidad de vapor*" que indican el porcentaje en masa de vapor contenido en la mezcla líquido-vapor. Estas curvas, existentes sólo dentro de la campana de mezcla, son coincidentes en su extremo superior más su extremo inferior se encuentra relativamente equidistante a la adyacente y así sucesivamente. Son nominadas con los valores del 0,1 al 0,9 (*color violeta*).

En la parte superior de la curva de saturación se define el llamado punto crítico el cual es el límite a partir del que, por mucho que se aumente la presión, no es posible condensar el gas.

Tomaremos los siguientes procesos representativos del diagrama de un ciclo saturado simple:

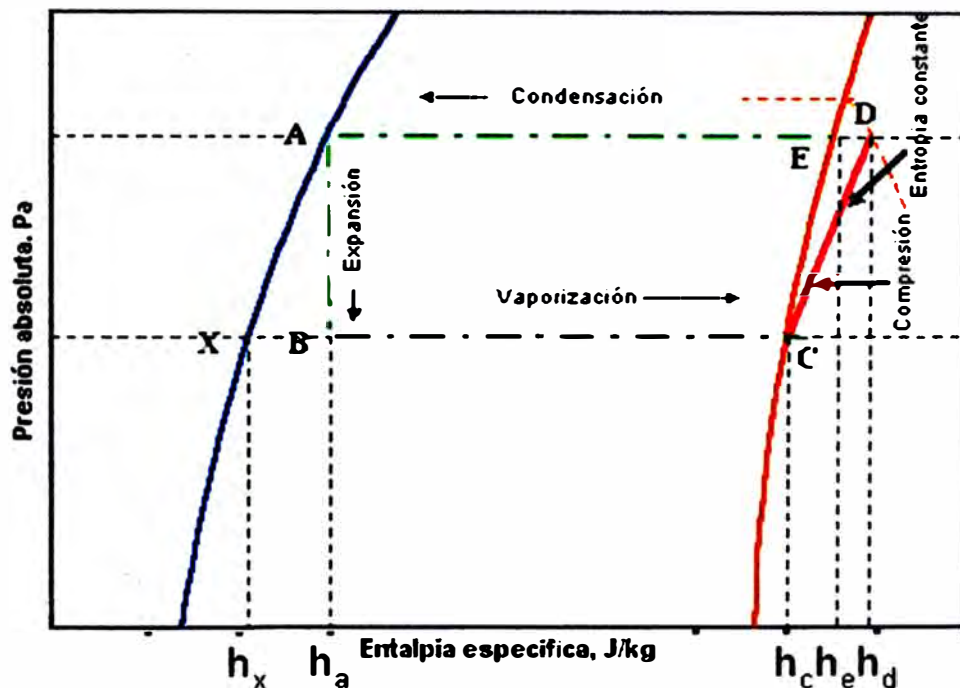


Gráfico N° 3.3 -Diagrama de un ciclo saturado simple

Fuente: <http://airefrionet.com/entalpia.html>

### 3.1.1.1 El proceso de expansión

Esta zona en el diagrama p-h está comprendida entre la salida del condensador hasta el control del refrigerante (sector A-B) cuando la presión del líquido es reducida desde la presión de condensador a la presión de evaporación a medida que el refrigerante pasa por la válvula de control, permaneciendo la entalpía constante.

### 3.1.1.2 El proceso vaporizante

Este proceso está comprendido entre la válvula de control y terminando el paso por el condensador (sector B-C).

La vaporización se efectúa a presión y temperatura constante y en el diagrama p-h este proceso está representando por una línea recta. La cantidad de calor absorbida por el refrigerante en evaporador es el cambio de entalpia en este sector.

$$q_e = h_c - h_b \quad (3.01)$$

$h_c$  es la entalpia por unidad de masa (Btu/Lb) en el punto C del diagrama p-h

En el punto C el refrigerante está en su totalidad vaporizado.

$$Q_e = m(h_c - h_b) \quad (3.02)$$

### 3.1.1.3 El proceso de compresión

En el proceso de compresión C-D es isoentropico que viene ser un proceso adiabático que ocurre sin fricción. En este proceso se efectúa el aumento de la presión del vapor del refrigerante esto va desde la presión de evaporador hasta la presión del condensante.

El punto D puede ubicarse siguiendo la curva de entropía constante que empieza en el punto C hasta el punto donde la curva de entropía se cruce con la línea de presión constante correspondiente al del condensante.

La energía equivalente al trabajo efectuado durante el proceso de compresión:

$$q_w = h_d - h_c \quad (3.03)$$

La energía térmica equivalente al trabajo del compresor por unidad de tiempo:

$$Q_w = m(h_d - h_c) \quad (3.04)$$

Donde  $m$  (en lb/hora) es la masa de la razón de flujo del refrigerante que circula para producir la capacidad de refrigeración requerida  $Q_w$  (en Btu/hora)

#### 3.1.1.4 El proceso de condensación

Es este proceso la presión del vapor permanece constante (sector D-A) el punto "D" está localizado en la intersección de la línea horizontal D-A y la curva de vapor saturado. En el punto "E" el refrigerante está en estado de vapor saturado.

La cantidad total de calor cedido por el refrigerante al medio condensante es la suma de las cantidades de calor en los procesos D-E y E-A. Es decir el calor cedido es el cambio de entalpías del vapor sobrecalentado (punto D) y el líquido saturado (punto A).

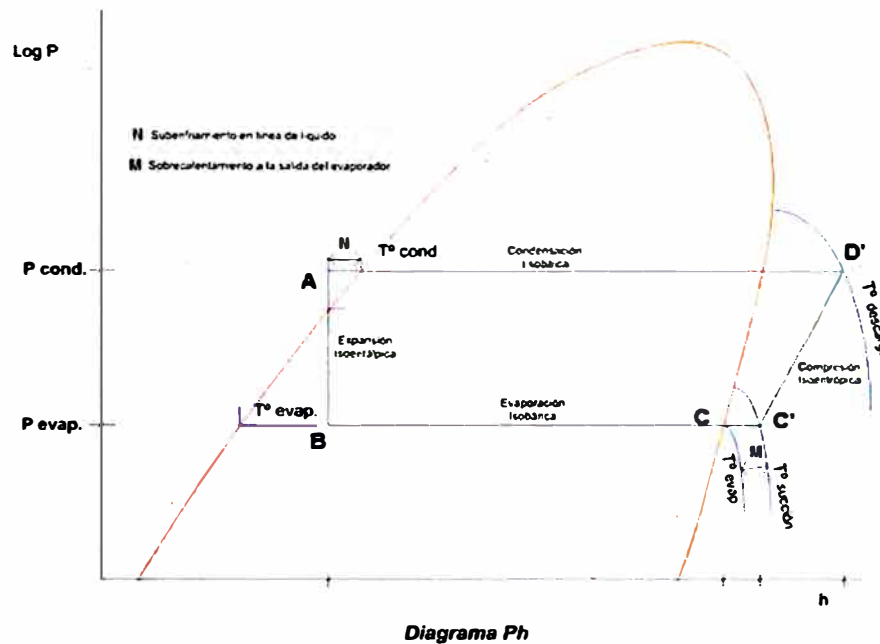
$$q_c = h_d - h_a = q_e + q_w \quad (3.05)$$

La cantidad de calor eliminado en el condensador por unidad de tiempo es:

$$Q_c = m (h_d - h_a) \quad (3.06)$$

#### 3.1.2 Ciclos reales de refrigeración

Los ciclos reales de refrigeración son algo diferentes del ciclo de refrigeración ideal. En el ciclo saturado simple no se considera la caída de presión en el paso por las tuberías del circuito de refrigeración. También no se considera el sub enfriamiento del líquido refrigerante ni el sobrecalentamiento del vapor en la tubería de succión. Además se considera que es isentropico la compresión. Estudiaremos los siguientes casos:



**Gráfico N° 3.4 -Diagrama de sub enfriamiento en el ciclo real de refrigeración**

Fuente: <http://airefrionet.com/entalpia.html>

### 3.1.2.1 Efecto del sobrecalentamiento en el vapor de succión

A la entrada del compresor se supone que llega vapor saturado seco a la presión y temperatura vaporizante. Si la línea atraviesa por un espacio caliente no refrigerado continuara absorbiendo calor por lo que resulta sobrecalentado.

Despreciando pérdidas de presión por fricción en las tuberías se puede asumir que la presión no cambia. Dependiendo de la temperatura de sobre calentamiento se podrá ubicar en el diagrama pH el nuevo punto C' luego de la intersección de la curva de la nueva temperatura adquirida por el sobrecalentamiento y de la línea de presión inicial.

El calor de compresión por unidad de masa en el ciclo de sobrecalentamiento es ligeramente mayor que del ciclo saturado.



La cantidad de calor eliminado en el condensador es mayor para el de ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado.

La temperatura del vapor descargado a la salida del compresor en el ciclo sobrecalentado es mayor que para el ciclo saturado.

### 3.1.2.2 Sobrecalentamiento sin aprovechamiento del enfriamiento

Cuando el sobrecalentamiento de vapor ocurre sin aprovechar el enfriamiento, la razón de flujo de volumen de vapor por capacidad unitaria, la potencia requerida por capacidad unitaria y la cantidad de calor eliminada en el condensador por capacidad unitaria son mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado. Esto quiere decir que el compresor y el condensador deberán de ser mayores para el ciclo sobrecalentado que para el ciclo saturado (Sector C-A).

Donde el coeficiente de rendimiento ( $Cr$ ) en el ciclo saturado es

$$Cr = \frac{h_c - h_a}{h_d - h_c} \quad (3.07)$$

Donde el coeficiente de rendimiento ( $Cr$ ) en el ciclo sobrecalentado sin aprovechamiento del enfriamiento es:

$$Cr = \frac{h_c - h_a}{h_{d'} - h_{c'}} \quad (3.08)$$

### 3.1.2.3 Sobrecalentamiento para aprovechar el enfriamiento

Cuando todo el calor es tomado por el vapor de succión en aprovechamiento del enfriamiento esto hace que el efecto aumente el efecto refrigerante en proporción al sobrecalentamiento (sector C'-A).

El coeficiente de rendimiento para el ciclo sobrecalentado con aprovechamiento del enfriamiento es mayor que del ciclo saturado.

$$Cr = \frac{h_{c'} - h_a}{h_{d'} - h_{c'}} \quad (3.09)$$

El sobrecalentamiento puede ocurrir en cualquiera de las siguientes formas:

- En la tubería de succión ubicada fuera del espacio refrigerado
- En la tubería de succión ubicada dentro del espacio refrigerado
- A la salida del evaporador
- En la succión de líquido del cambiador de calor.

### 3.1.3 Conceptos Generales

*Calor específico* de una sustancia se define como la cantidad de calor necesaria para cambiar la temperatura de la sustancia, la ecuación de calor sensible.

$$Q' = \frac{m * C_e * \Delta T}{t} \quad (3.10)$$

Donde  $m$  es la cantidad de flujo de masa,  $C_e$  es el coeficiente que depende de la sustancia y es la energía por cada unidad de masa por temperatura,  $\Delta T$  es el cambio de temperatura de la sustancia.  $T$  es el lapso de tiempo para aquel evento.

*La cantidad de flujo de masa*  $m$  se puede encontrar a partir de la relación de densidad de la sustancia. Donde  $d$  es la densidad del agua de mar y  $V$  el volumen.

$$m = d * V \quad (3.11)$$

*El desplazamiento volumétrico* es la cantidad de volumen de una sustancia gaseosa que fluye por unidad de tiempo. Donde  $v$  es el volumen específico de la cantidad de volumen por unidad de masa y  $m$  es la cantidad de masa de la sustancia por unidad de tiempo.

$$V_s = v * m \quad (3.12)$$

*Relación Volumétrica* en el caso del compresor de tornillo el gas se introduce en el espacio entre los rotores donde el volumen de gas disminuye y la presión aumenta. Un espacio ranurado sirve de escape del gas de volumen reducido. El valor de la relación volumétrica  $V_i$  es la siguiente

$$V_i = \frac{\text{Volumen del Gas atrapado cuando comienza la compresión}}{\text{Volumen de la misma cantidad de Gas cuando comienza la descarga}} \quad (3.13)$$

Los compresores de tornillo de la Marca MYCOM tienen tres tipos de  $V_i$ : 2.6 (L), 3.6 (M) y 5.8 (H)

$$(V_i)^k = p_i = P_a / P_s \quad (3.14)$$

En donde

$$k = C_p / C_v \text{ coeficiente del gas refrigerante} \quad (3.15)$$

$p_i$  es la relación de compresión diseñada

$P_a$  es la presión de descarga

$P_s$  es la presión en la succión

#### 3.1.4 El refrigerante

Como refrigerante el Amoniaco ofrece claras ventajas sobre otros refrigerante utilizados:

- El amoniaco es compatible con el medio ambiente, se descompone naturalmente en moléculas de nitrógeno e hidrogeno. No tiene una fecha límite en que se pueda producir o usar.
- No destruye la capa de ozono y no contribuye al calentamiento global de la tierra.
- El amoniaco tiene propiedades termodinámicas superiores, por lo que los sistemas de refrigeración con amoniaco consumen menos energía eléctrica.

- El olor característico del amoniaco es su mayor cualidad de seguridad, las fugas son detectadas fácil y rápidamente. El olor punzante del amoniaco motiva a los individuos a abandonar el área donde se presente una fuga antes de que se acumule una concentración peligrosa.

Respecto a la seguridad de la tripulación se debe tener en cuenta:

- Una concentración de 25 ppm es claramente perceptible; concentración máxima en el lugar de trabajo: 50 ppm.
- El amoniaco en estado gaseoso es muy irritante y daña los ojos, tiene un olor penetrante causando lágrimas y su inhalación es tóxica.
- El amoniaco en estado líquido, en estado gaseoso en altas concentraciones y como solución acuosa concentrada causa irritación grave de la piel, membranas mucosas y ojos.
- El amoniaco líquido puede congelar la piel al contacto con la misma.
- El amoniaco y el aire producen una mezcla explosiva en proporciones entre el 15 y 28%.

Cada refrigerante tiene su propio diagrama PH, con propiedades exclusivas como relación temperatura/presión tanto de saturación como en mezcla, efecto refrigerante, temperatura de descarga del compresor en función de la entropía, entre otros.

## **3.2 SISTEMA AUXILIAR DE ARRANQUE DEL MOTOR PRINCIPAL**

El motor principal de la embarcación suministra la fuerza motriz para su desplazamiento, esta va acoplada a la caja marina, está a la toma fuerza y al eje empuje de propulsión que da el giro y el par torsor a la hélice.

Una característica del motor marino es que trabajan en condiciones ambientales exigentes, elevadas temperatura y humedad existente en sala de máquinas. Por lo que el radiador y ventilador no cumplen las exigencias para un motor marino. Para el sistema de refrigeración se podrá utilizar según las características de embarcación de cada embarcación: Las embarcaciones pesqueras industriales tienen refrigeración por Circuito Cerrado (Keel Cooling). En cambio los Yates el sistema de refrigeración es por Circuito abierto (intercambiador de Calor).

Las características técnicas del motor marino otorgadas por el fabricante se presentan en el anexo 6.12

Puesto que un motor es incapaz de arrancar sólo por el mismo, su cigüeñal debe ser girado por una fuerza externa a fin de que la mezcla aire-combustible sea tomada, para dar lugar a la compresión y para que el inicio de la combustión ocurra. Los motores Caterpillar tienen tres tipos de sistemas de arranque.

### **3.2.1 Sistemas de Arranque**

Estudiaremos tres sistemas de arranque: eléctrico, neumático e Hidráulico

#### **3.2.1.1 Sistema de arranque eléctrico**

El sistema está constituido básicamente por baterías, motor de arranque, interruptor de desconexión y el circuito de arranque (cables).

En un banco de baterías se acumula energía química que se entregara al motor de arranque para iniciar la combustión del motor. Este banco de baterías deberá ser cargado automáticamente mediante un alternador movido por el motor principal durante su normal funcionamiento.

Otro método para cargar las baterías es utilizar cargadores de carga flotante para una duración máxima de las baterías. Además de tener regulación de carga y dispositivo de limitación de la corriente que permiten una salida de potencia nominal continua.

Las baterías exigen continuo mantenimiento además de que su rendimiento depende de la temperatura del ambiente, a menor temperatura la intensidad de salida baja. En climas bajos es necesario calentadores de baterías.

Durante la carga de las baterías se desprende gas hidrogeno, el cual es explosivo por lo que los compartimientos de las baterías de plomo deben ser ventiladas.

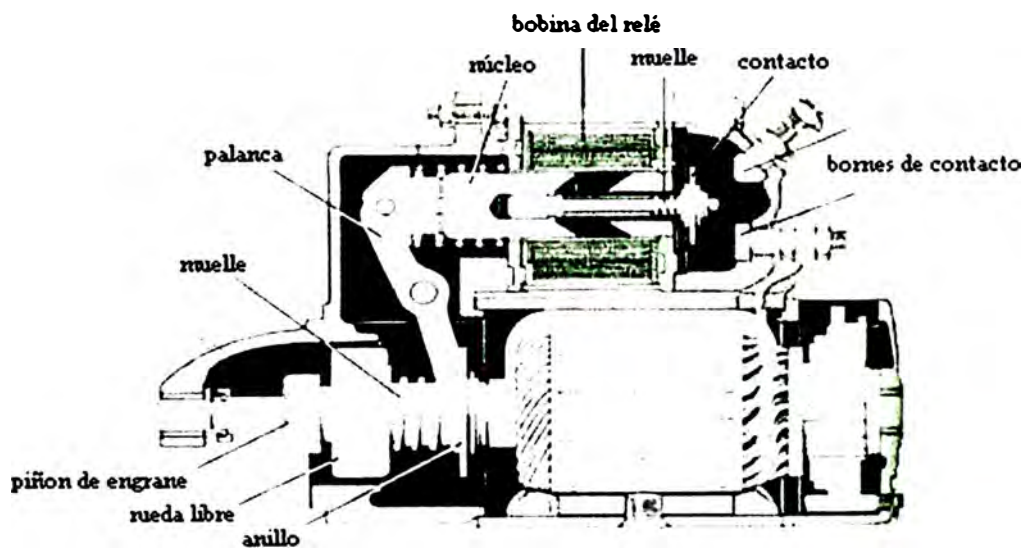
El motor de arranque funciona como un motor eléctrico, con un piñón y un dispositivo para guiar el piñón en la rueda dentada del volante. Exteriormente, la armadura, las zapatas polares y el devanado de excitación son semejantes a los del generador. El devanado de excitación se conecta en serie, funcionando como el motor gracias a la corriente principal se adapta bien a la marcha, debido a que, por su elevado par motor, consigue desde el principio sobrepasar la resistencia impuesta por el motor.

La relación de transmisión entre el anillo y la cremallera es de aproximadamente 20:1. En esta alta relación de transmisión el piñón no permanece engranado

continuamente puesto que el motor de marcha alcanzaría una frecuencia de giro demasiada alta. Por ende, se necesita un dispositivo especial de desenganche, con el fin de que haya separación entre el motor principal y el de marcha, cuando la frecuencia de giro del motor sobrepase cierto valor.

El tamaño del piñón depende de la velocidad propia del arrancador eléctrico.

La utilización de los motores de arranque no deberá ser mayor de 30 segundos continuos. Se deberá reanudar el intento de arranque luego de dos minutos para evitar el recalentamiento.



**Gráfico N° 3.5 - Partes del Motor de arranque típico**

Fuente: [http://www.aficionadosalamecanica.com/curso\\_motor.htm](http://www.aficionadosalamecanica.com/curso_motor.htm)

Un buen interruptor magnético es el dispositivo de desconexión de batería que no produce voltajes transitorios. De no usarse este tipo de dispositivos producirá la avería de cualquier componente cuyos transistores no estén protegidos.

### 3.2.1.2 Sistema de arranque Neumático

En este sistema es necesario tener maquinas compresoras que llenaran aire en botellas, la presión dependerá del modelo del motor. Estas botellas deberán estar equipadas con manómetro y válvula de presión máxima certificadas.

El consumo de aire del motor de arranque depende de la temperatura de aire atmosférico, estado del motor, velocidad nominal de arranque, viscosidad del aceite. La presión de aire puede variar hasta un máximo de 1034 KPag en el motor de arranque en las condiciones más desfavorables, es por eso importante el reglaje una válvula reguladora de presión. La mínima presión en el motor de arranque es de 690 KPag.

La estimación del total de consumo será la medida de la botella de aire comprimido para que proporcionen un número de arranque sin necesidad de recarga será:

$$V_t = \frac{V_c \times T \times P_a}{P_t - P_{min}} \quad (3.16)$$

Dónde:

$V_t$  = Capacidad de la botella de aire comprimido (en metros cúbicos o pies cúbicos).

$V_c$  = Es el consumo de aire del motor de arranque (en metros cúbicos o pies cúbicos por segundo). Ver la tabla de parámetros para el arranque por aire.

$T$  = Es el tiempo total de arranque necesario (en segundos)

$P_a$  = Presión atmosférica (psia o KPaa) normalmente la presión atmosférica es de 14.7 Psia o 101 Kpaa.

$P_t$  = Presión de la botella de aire comprimido (Psia o Kpaa). Es la presión de la botella al comienzo del arranque.

$P_{min}$  = Presión mínima de la botella de aire comprimido. Necesaria para mantener el arranque a 100 rpm.



La determinación de la presión de aire más elevada para el arranque se recoge de datos del fabricante del motor, que están en la siguiente tabla (Pt máximo).

Fijar las máximas caídas de presión admitidas tanto para los diversos elementos como para las conducciones. Presión mínima en la botella según tabla adjunta

**Tabla N°3.1 Requerimiento de aire de arranque**

<b>Requerimiento de aire de arranque</b>								
Consumo de aire del motor de arranque neumático en función del caudal en m <sup>3</sup> /seg. (ft <sup>3</sup> /seg) de aire a presión atmosférica. Presión de la botella de aire de arranque (Pt)								
Modelo del motor	Pt						P min de la botella	
	793 Kpa (115 psia)		965 Kpa (140 psia)		1137 Kpa (165 psia)			
	690 Kpag (100 psig)		862 Kpag (125 psig)		1034 Kpag (150 psig)		Kpa (psia)	
	m <sup>3</sup> /seg	ft <sup>3</sup> /seg	m <sup>3</sup> /seg	ft <sup>3</sup> /seg	m <sup>3</sup> /seg	ft <sup>3</sup> /seg		
3304B	0.16	(5.8)	0.20	(6.8)	0.21	(7.7)	345	(50)
3306B	0.17	(5.9)	0.20	(6.8)	0.22	(7.8)	352	(51)
3406B	0.17	(6.2)	0.21	(7.3)	0.23	(8.3)	379	(55)
3406B	0.18	(6.4)	0.21	(7.3)	0.24	(8.6)	372	(54)
3412	0.25	(9.0)	0.29	(10.3)	0.33	(11.8)	310	(45)
D379	0.26	(9.3)	0.30	(10.8)	0.36	(12.6)	310	(45)
D398	0.28	(9.8)	0.32	(11.4)	0.38	(13.3)	345	(50)
D399	0.30	(10.8)	0.34	(12.10)	0.40	(14.1)	448	(65)
3508	0.26	(9.3)	0.30	(10.8)	0.36	(12.6)	310	(45)
3512	0.28	(9.8)	0.32	(11.4)	0.38	(13.3)	345	(50)
3516	0.30	(10.5)	0.34	(12.1)	0.40	(14.1)	448	(65)

Nota: para motores equipados con bomba de prelubricación neumática, añadir 0.3 m<sup>3</sup>/seg (1 ft<sup>3</sup>/seg.) de consumo de aire

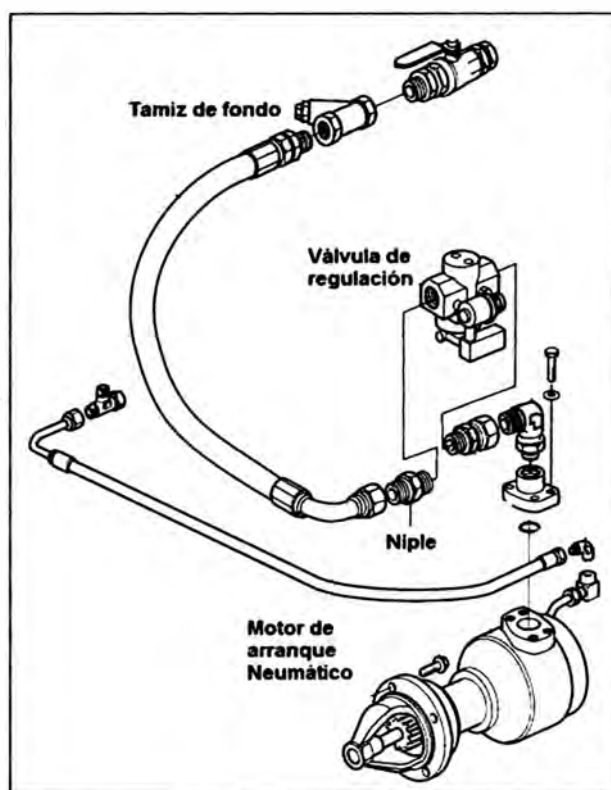
Fuente: Guía de aplicación e instalación de motores marinos, Manual Caterpillar, 1989

Para el cálculo y selección del compresor se asumirá que no hay fugas en el sistema.

El factor de carga del compresor trata de tener en cuenta los consumos intermitentes, para optimizar al máximo los tiempos de arranque del compresor se rellenan las botellas de aire antes de encender el motor.

Una vez encendido el motor se deberá cortar automáticamente el suministro de aire para evitar bajar la presión de aire en el tanque.

El aire comprimido en el buque puede emplearse para otras funciones como limpieza de las toma de mar, para soplar la sirena y para expulsar la tierra de ciertos lugares (limpieza).



**Gráfico N° 3.6 -Motor de arranque Neumático**

Fuente: [www.marinepartseurope.com/es/volvo-penta-despiece-7746440-30-10036.aspx](http://www.marinepartseurope.com/es/volvo-penta-despiece-7746440-30-10036.aspx)

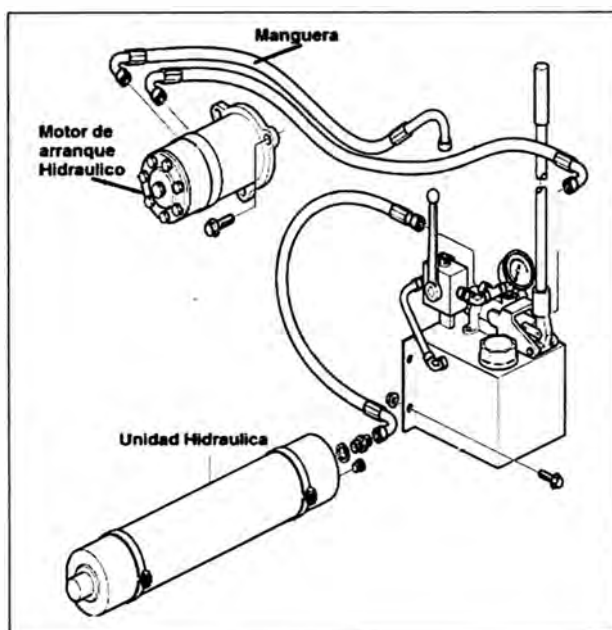
### 3.2.1.3 Sistema de Arranque Hidráulico

Los sistemas de arranque hidráulico se suministran con una bomba de mano para la carga manual y una válvula de arranque de pie como accesorios

estándar. Los sistemas se pueden equipar con un motor eléctrico o bombas de recarga impulsadas a motor y válvulas de solenoide para las opciones de arranque a distancia o automático

La alta presión exige tubos y conexiones extremadamente herméticas. La pérdida de aceite en el caso de fuga se puede compensar debido que trabaja en altas presiones (300PSI). La recarga de los acumuladores exige equipo especial.

Los acumuladores hidráulicos contienen grandes cantidades de energía mecánica acumulada por lo que se debe proteger de roturas o perforaciones.



**Gráfico N° 3.7 -Motor de arranque Hidráulico**

Fuente: [www.volvopentashop.com/TallersCornet/es-ES/Details/PentaPartsCatalog/7746440\\_080?path=MarineDieselEngines%2F7746440%2F7746440\\_30%2F7746440\\_080](http://www.volvopentashop.com/TallersCornet/es-ES/Details/PentaPartsCatalog/7746440_080?path=MarineDieselEngines%2F7746440%2F7746440_30%2F7746440_080)

Este sistema tiene gran eficacia donde las temperaturas son bajo cero y entorno peligroso, cuando el uso de conexiones eléctricas pueda traer riesgo para la

seguridad. Fabricado en aluminio o hierro fundido, los arrancadores hidráulicos combinan una rápida aceleración con una elevada salida de par motor, lo que garantiza el arranque a temperaturas extremas, después de largos períodos de inactividad o en condiciones hostiles y de elevada humedad y además, se puede suministrar con piñones de cobre de berilio que eliminan la posibilidad de generar chispas.

### 3.2.2 Equipo compresor

Existen varias clasificaciones, si los clasificamos por la forma de producción sería:

**Compresores dinámicos:** Poseen dentro de su mecanismo elementos giratorios que aportan energía cinética al aire. A mayor velocidad se consigue elevar la presión estática. Se caracterizan por producir un movimiento del aire continuo. Estos a su vez se dividen en: axial, radial, radiaxial.

**Compresores de desplazamiento positivo:** Aumentan la presión al reducir el volumen, a veces con pistones, tornillos o compartimentos plásticos.

**Alternativas u Rotativas.**

El compresor viene acompañado de una serie de dispositivos:

**Dispositivos de arranque:** Regula la energía al momento de encendido del equipo, para ese fin se disponen en los motores eléctricos de variadores de frecuencia y en los motores de explosión con el arranque en vacío o el embrague

**Dispositivos de regulación:** mediante válvulas que permiten o impiden el paso del aire a los pistones. Este sistema se utiliza para que el motor no trabaje de forma continuada cuando no se le requiere.

**Dispositivos de refrigeración:** Son dispositivos necesarios para la refrigeración del aire de admisión ya que así se reduce el trabajo realizado en la compresión y se condensa el agua de entrada al circuito que nos oxida la maquinaria. Existen diversos tipos de refrigeración: por aceite, por aire (Ventilador) y por agua

**Accesorios de acumulación:** El más importante es el tanque que es un depósito destinado a almacenar aire comprimido situado a la salida del compresor. Su finalidad es regular la salida de aire comprimido, condensar el agua y regular el rendimiento compensando las variaciones en la toma del aire. Generalmente se estima su volumen en la producción del compresor en metros cúbicos por minutos

**Accesorios de filtro:** Es muy importante que los compresores tengan un filtro para que no se introduzcan impurezas.

Dentro del grupo de compresores alternativos tenemos el compresor de una etapa que se recomienda para una operación continua cuando la presión máxima necesaria es menor de 80 Lb/Pulg<sup>2</sup>, si se está usando menos del 50% de la capacidad del compresor.

En un compresor de una sola compresión, cuando se comprime el aire por encima de 6 bares, el calor excesivo que se crea reduce en gran medida su eficacia. Debido a esto, los compresores de émbolo utilizados en los sistemas industriales de aire comprimido son generalmente de dos etapas.

El aire recogido a presión atmosférica se comprime en dos etapas hasta la presión final. La primera compresión normalmente comprime el aire hasta

aproximadamente 3 bares, tras lo cual se enfría. Se alimenta entonces el cilindro de la segunda compresión que comprime el aire hasta 7 bares.

El aire comprimido entra en el cilindro de segunda compresión a una temperatura muy reducida, tras pasar por el refrigerador intermedio, mejorando el rendimiento en comparación con una unidad de una sola compresión.

Compresor de dos etapas se recomienda para operación continua cuando la presión necesaria excede de 80 Lb/Pulg. o para operación intermitente cuando la presión excede 125 Lb/Pulg.<sup>2</sup>

### 3.2.3 Proceso Adiabático

Un proceso adiabático es aquel que se lleva a cabo sin intercambio de calor entre el sistema y los alrededores. Este tipo de proceso, se puede efectuar de dos maneras:

- Aislado el sistema mediante paredes adiabáticas (que no permiten el intercambio de calor).
- Efectuando el proceso de manera muy rápida, de tal manera que el sistema no tenga tiempo para intercambiar calor con los alrededores.

El gas al expandirse realiza un trabajo a expensas de la energía interna del propio sistema, ya que no puede fluir calor del medio externo, por lo que la temperatura final debe ser menor que la temperatura inicial.

El proceso de compresión adiabática, en teoría describe en sentido inverso la misma adiabática, por lo que el trabajo efectuado es de igual magnitud pero con signo

contrario. En este caso, la temperatura final será mayor que la inicial, dado que al comprimirse el gas aumenta su energía interna.

Primera Ley de la Termodinámica:

$$\Delta E = Q - W \quad (3.17)$$

Como  $Q = 0$ , la expresión de la primera Ley para un proceso adiabático es

$$\Delta E = -W \quad (3.18)$$

Si desarrollamos esta ecuación para cambios infinitesimales:

$$dE = -PdV \quad (3.19)$$

$$nC_v dT = -PdV \quad (3.20)$$

De acuerdo con la ecuación del Gas Ideal,

$$P = nRT/V \quad (3.21)$$

$$nC_v dT = -(nRT/V) (dV) \quad (3.22)$$

Reordenando:

$$\frac{dT}{T} = -\frac{R}{C_v} \left( \frac{dV}{V} \right) \quad (3.23)$$

Como:  $R = C_p - C_v$

El coeficiente de dilatación adiabático para el aire a 20°C:

$$\frac{C_p}{C_v} = k = 1.4 \quad (3.24)$$

Sustituyendo:

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = -(k-1) \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} \quad (3.25)$$

Integrando:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (3.26)$$

Utilizando la ley de gas ideal esta ecuación puede transformarse en las ecuaciones equivalentes:

$$T_1^k P_1^{1-k} = T_2^k P_2^{1-k} \quad (3.27)$$

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad (3.28)$$

La fórmula para razón de compresión en una etapa ( $R_c$ ) es:

$$R_c = \frac{P_d}{P_s} \quad (3.29)$$

$P_d$ : presión absoluta de descarga

$P_s$ : presión absoluta de succión

La fórmula para razón de compresión en dos etapas ( $R_c$ ) es:

$$R_c = \sqrt{P_d/P_s} \quad (3.30)$$

El trabajo para comprimir el gas de la temperatura uno a dos

$$W_{1 \rightarrow 2} = \Delta U = n c_v \Delta T = n c_v (T_2 - T_1) \quad (3.31)$$

Sustituyendo la ecuación de gases ideales

$$W_{1 \rightarrow 2} = \frac{c_v}{R} (p_2 V_2 - p_1 V_1) = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1} \quad (3.32)$$

$$V_2 = V_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}} \dots \quad (3.33)$$

$$W_{1 \rightarrow 2} = \frac{p_1 V_1}{k-1} \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.34)$$

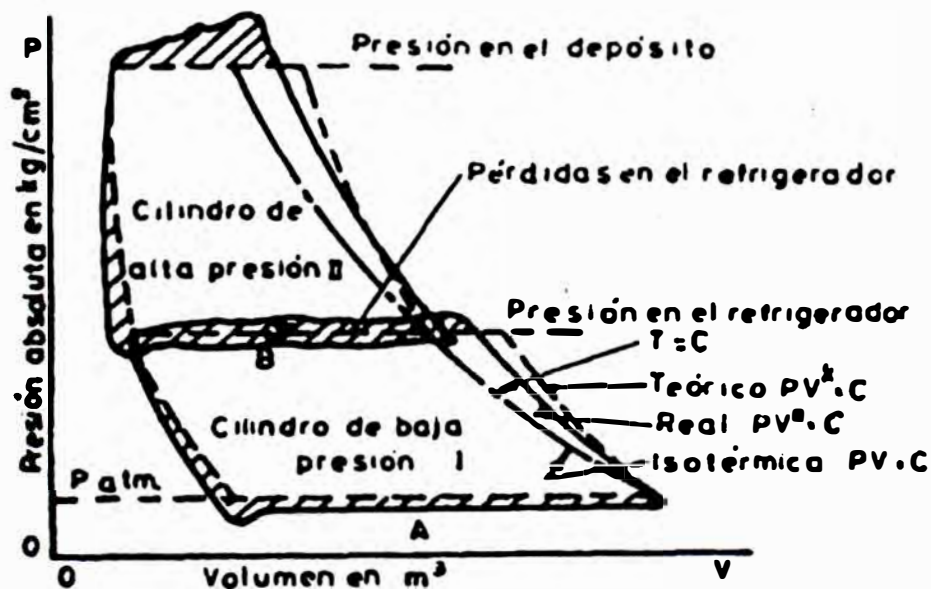


Figura N° 3.8 - Compresión en dos etapas

Fuente: [http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica\\_hidraulica10.html](http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica_hidraulica10.html)



### 3.2.4 Proceso Isobaro

Un proceso Isobaro es aquel que la presión no cambia durante el proceso termodinámico.

$$\Delta Q = \Delta U - P\Delta V \quad (3.35)$$

Dónde:

Q, es el calor transferido al sistema

U, es la energía interna

P, es la presión (constante en este proceso)

V, es el volumen.

Como el aire no cambiara de fase entonces el cambio de energía interna es cero por lo que la fórmula 3.17 se convierte en la siguiente

$$\Delta Q = W_{1 \rightarrow 2} = P(V_2 - V_1) \quad (3.36)$$

## 3.3 SISTEMA DE ACHIQUE

El sistema de achique en una embarcación, consiste en la evacuación de líquidos de un determinado lugar que ha sido previamente inundado ya sea por lastre, agua proveniente de las bodegas, fugas de las tuberías, lluvia o por producto de abertura en el casco producto de una colisión, por este motivo, las embarcaciones llevan diferentes bombas, según lo requiera el buque o el compartimento (dimensiones, acceso, etc.).

El sistema de achique está constituido por bombas, tuberías que parten de sala de máquinas a los diferentes compartimentos del casco, válvulas, manifold y los accesorios como los codos, niples, bridas, pernos, uniones, etc.

### 3.3.1 Determinación de las cargas

#### 3.3.1.1 El principio de continuidad

Durante el paso del agua por las tuberías de diferente o igual sección transversal se cumple el principio de continuidad

$$Q = A * V = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}} \quad (3.37)$$

En un tramo del tubo donde existe cambio de área de la sección transversal se cumplirá la ecuación de continuidad:

$$A_1 * V_1 = A_2 * V_2 = A_3 * V_3 \text{ (m}^3\text{/seg)}$$

Dónde:

Q: Caudal ( $m^3$ /seg.)

A: Área de la sección transversal del tubo ( $m^2$ )

D: Diámetro interno del tubo (m)

V: Velocidad media de la corriente (m/seg).

#### 3.3.1.2 Tipos de flujos

Definiremos dos tipos de flujos dentro de una tubería según el número de Reynolds:

Flujo Laminar: Es aquel en que sus partículas se deslizan unas sobre otras en forma de láminas formando un perfil de velocidades simétrico y en forma de parábola.  $R_e < 2000$

Flujo Turbulento: Es aquel cuyas partículas se deslizan en forma desordenada.  $R_e > 3000$

#### 3.3.1.3 Número de Reynolds

Osborne Reynolds dedujo que el régimen de flujo en tuberías depende de los cuatro factores siguientes:

Diámetro de la tubería (D = metros)

Densidad del fluido ( $\rho$  = grs/cm<sup>3</sup>)

Viscosidad absoluta ( $\mu$ ) en centispoise o cinemática ( $\nu$ ) en m<sup>2</sup>/seg.)

Velocidad del flujo (V=m/seg).

La fórmula para calcular el número de Reynolds (Re) es:

$$Re = \frac{D * V * \rho}{\mu} = \frac{D * V}{\frac{\mu}{\rho}} = \frac{D * V}{\nu} \quad (3.38)$$

#### 3.3.1.4 Pérdidas de presión por fricción en las tuberías

Un fluido en su trayectoria dentro de una tubería debido a la fricción de este con las paredes de la misma, experimenta pérdidas causadas por los cambios de dirección, contracciones y expansiones a todo lo largo de una red de distribución. Para el cálculo de las pérdidas de carga se ha tomado como base la fórmula de Hazen & Williams para tuberías de acero:

$$J\% = \left[ \frac{131.455 * Q}{C * D^{2.63}} \right]^{1.852} \quad (3.39)$$

Dónde:

j%: % de pérdidas por fricción (m)

C: Constante de rugosidad (adimensional) = 140 tubo de acero nuevo

Q: Caudal pasante (l/min.)

D: Diámetro interior del tubo (cm)

De la formula de 3.39 encontramos la perdida por fricción por unidad de longitud (J%) por lo que las pérdidas en el conducto será de:

$$H_f = L_1 * J_1 + L_2 * J_2 + \dots \quad (3.40)$$

L es la longitud del tubo y J es el coeficiente de perdida por unidad de longitud

Cálculo del diámetro del tubo:

$$D = \sqrt[2.63]{\frac{Q}{0.2785 \cdot C \cdot S^{0.54}}} \quad (3.41)$$

D: diámetro en (m)

C: Constante de rugosidad (adimensional) = 140 tubo de acero nuevo

Q: Caudal pasante ( $m^3/seg.$ )

S: Perdida unitaria o pendiente de energía = altura de carga/Long. Total

Otro método para determinar la pérdida de energía a lo largo de una tubería debido a la fricción es aplicando la ecuación de Darcy

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (3.42)$$

L: longitud de la tubería

D: diámetro nominal del conducto

V: velocidad del flujo

f: Coeficiente de fricción

El cálculo del coeficiente de fricción se puede realizar a través de la ecuación explícita desarrollada por P. Swamee y A. Jain (1976):

$$f = \frac{0,25}{\left[ \log_{10} \left( \frac{1}{3,7 \cdot (D/\epsilon)} + \frac{5,74}{N_{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3.43)$$

Esta ecuación se aplica si:  $1000 < D/\epsilon < 10^6$  y  $5 \cdot 10^3 < N_{Re} < 1 \cdot 10^8$

Consideramos que  $\epsilon$ : 0.0015 para tubería de acero nuevo

### 3.3.1.5 Pérdidas de presión en válvulas y conexiones

Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica de flujo y ocasiona

turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta.

En las válvulas y accesorios de una línea de tubería donde se alteran la configuración de flujo, producen una pérdida de presión adicional la cual se puede determinar por:

$$h_f = f * \frac{L_e}{D} * \frac{V^2}{2 * g} \quad (3.44)$$

Dónde:

$h_f$  = Caída de presión (m)

$L_e$  = Longitud equivalente, que depende de cada accesorio (anexo 6.1 y 6.2)

$D$  = Diámetro interior del tubo

$V$  = Velocidad en la sección recta

$g$  = gravedad (9.81m/s<sup>2</sup>)

### 3.3.1.6 Carga o Altura dinámica total de bombeo (A.D.T)

La Altura Dinámica total de bombeo representa todos los obstáculos que tendrá que vencer el líquido impulsado por una máquina (expresados en metros de columna del mismo) para poder llegar hasta el punto específico considerado como la toma más desfavorable.

La expresión para el cálculo de A.D.T. proviene de la ecuación de Bernoulli y es como sigue:

$$ADT = h + \sum h_f + \frac{V^2}{2 * g} + h_r \quad (3.45)$$

Dónde:

$h$  = Altura geométrica entre el nivel inferior y el superior del líquido.

$\sum h_f$  = Es la sumatoria de todas las pérdidas (tanto en tubería recta como en los accesorios) que sufre el fluido entre el nivel de succión y en la descarga.

$h_r$  = Es la presión residual que debe vencer la bomba cuando el fluido llegue a su destino o punto más desfavorable.

$\frac{v^2}{2 \cdot g}$  = Energía cinética o presión dinámica.

### 3.3.1.7 Potencia de la bomba al eje

$$P = \frac{13.3 \cdot Q \cdot ADT}{n} \quad (3.46)$$

Dónde:

Q = caudal ( $\frac{m^3}{seg}$ )

n = eficiencia mecánica de la bomba

En caso de que la electrobomba este fuera de servicio entrara a funcionar la bomba de reemplazo movido por el motor principal.

### 3.3.1.8 El NPSH

Este término que en castellano significa “altura neta de succión positiva”, determina la presión de aspiración mínima, límite fijado por la presión de vapor del fluido que se acciona, a la cual se puede producir la succión en la bomba sin causar cavitación.

El  $NPSH_{requerido}$  es un parámetro dependiente de la bomba y viene definido por el fabricante. Se determina mediante ensayos de cavitación.

El  $NPSH_{disponible}$  es un parámetro de la instalación, columna de succión o elevación, columna de fricción y la presión de vapor del líquido que se maneja. Dependiendo de las condiciones de la aplicación, la NPSH de que se dispone puede alterarse para conformarse con la que requiere la bomba para su operación satisfactoria.

$$NPSH_d = \frac{P_a}{\gamma} - H_g - H_f - H_r - \frac{P_v}{\gamma} \quad (3.47)$$

Dónde:

$\gamma$ : peso específico del líquido (adimensional).

$P_a$ : presión en el nivel de aspiración, en Pa

$H_g$ : Altura geométrica de aspiración en m

$H_f$ : Pérdida de carga por fricción de aspiración en m

$H_r$ : Pérdida de carga por accesorios en la aspiración en m

$P_v$ : presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, en Pa

Reemplazando valores en la fórmula del NPSH tenemos

$$NPSH = 10.33 - H_g - H_f - H_r - \frac{3564.9}{10055.25}$$

$$NPSH = 9.97 - H_g - H_f - H_r \quad (3.48)$$

### 3.4 SISTEMA DE VENTILACIÓN DE SALA DE MAQUINAS EN LAS EMBARCACIONES

En el diseño de un sistema de ventilación es importante considerar todo los equipos del cuarto del motor pues estos irradiaran calor al medio. La temperatura deseada del aire del compartimento del motor y proporcionar un ambiente cómodo para la tripulación y de mantenimiento de la embarcación. El aire de enfriamiento y el de combustión afectan directamente el rendimiento y la vida útil del motor y del grupo electrógeno.

Un sistema de ventilación del compartimento del motor diseñado apropiadamente mantendrá la temperatura del aire del cuarto del motor entre 8,5° C y 12,5° C (15° F y

22.5° F) por encima de la temperatura del aire ambiente mientras este en operación. La temperatura máxima del cuarto del motor no debe ser mayor que 49° C (120° F). Si esta temperatura no se puede mantener, entonces el aire del exterior debe enviarse directamente a los filtros de aire del motor. En el diseño del sistema de ventilación del cuarto del motor debe incluirse un sistema para evacuar el aire de ventilación.

### 3.4.1 Ventilación de sala de máquinas de popa

#### 3.4.1.1 Aire de enfriamiento

Parte del calor radiado desde los motores, generadores eléctricos y otra maquinaria en la sala de máquinas es absorbida por las superficies del cuarto del motor. Otra parte del calor se transfiere a la atmósfera, al mar a través del casco de la embarcación. El calor radiado restante debe transferirse al sistema de ventilación.

El calor emitido debido a ineficiencias del generador y de la tubería de escape puede llegar a ser igual al calor emitido por el motor. El uso de aislamiento en los tubos de escape, en las tuberías de agua de las camisas y en los silenciadores reducirá la cantidad de calor emitido.

La forma más eficaz de enviar aire limpio y frío es proporcionar una fuente de aire de ventilación a nivel del suelo, en la parte trasera del grupo electrógeno.

#### 3.4.1.2 Aire de combustión

Existen instalaciones que requieren que el aire de combustión sea tomado directamente del compartimento del motor. Los requisitos del aire de combustión se convierten en un parámetro significativo del diseño del sistema de ventilación. El



consumo aproximado de aire de combustión en un motor diesel es 0,1 m<sup>3</sup> de aire/min/kW al freno (2,5 pies<sup>3</sup> de aire/min/BHP) producido.

En otro caso el aire de combustión puede ingresar desde el exterior al compartimento del motor a través de un sistema de conductos diseñado para mover una gran cantidad de aire con muy poca restricción. Estas instalaciones tienen poco impacto en el diseño de ventilación del cuarto del motor.

El aire de ventilación requerido para la sala de máquinas dependerá de la radiación y requerimiento de aire de combustión en los motores y grupos electrógenos. La empresa Caterpillar presenta la siguiente formula:

$$V = \left[ \frac{H}{D * C_p * \Delta T} + \text{aire de combustión} \right] * F \quad (3.49)$$

Dónde:

V: aire de ventilación (m<sup>3</sup>/min), (pie<sup>3</sup>/min).

H: Radiación de calor, por ejemplo: motor, generador, aux. (kW), (Btu/min).

D: Densidad del aire a temperatura del aire de 38°C (100°F). La densidad es igual a 1.099kg/m<sup>3</sup> (0.071 lb/pie<sup>3</sup>).

C<sub>p</sub>: Calor específico del aire (0.017kW\*min/kg\*°C), (0.24 Btu/Lb\*°F).

ΔT: Aumento de la temperatura permisible del cuarto del motor (°C o °F).

F: Factor de direccionamiento de flujo basado en el tipo de ventilación

### 3.4.1.3 Tipos de Ventilación y temperatura del cuarto del motor

El objetivo de mantener la temperatura del compartimento del motor en un nivel apropiado es proteger a los diferentes componentes de las temperaturas excesivas. Los elementos que requieren aire frío son:

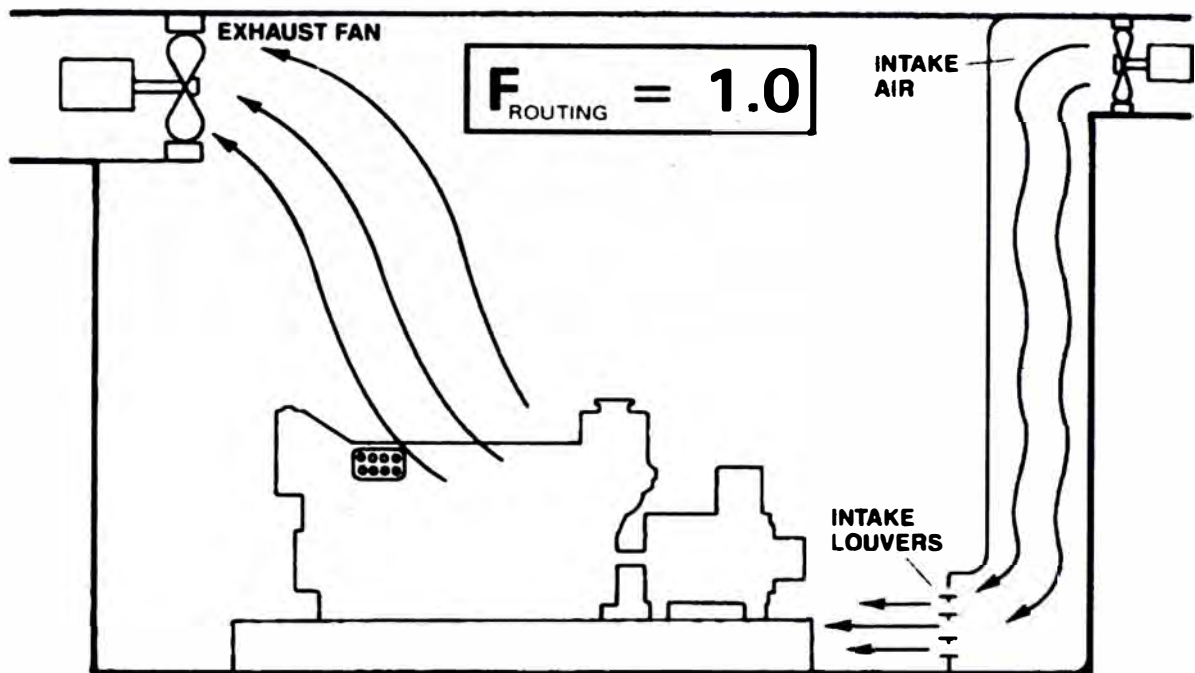
- La entrada del filtro de aire.
- Los componentes eléctricos y electrónicos
- El generador eléctrico u otro equipo impulsado.
- Temperaturas cómodas para el operador del motor o el personal de servicio.
- El amortiguador de vibración torsional.

A continuación los tipos de ventilación según la ubicación de los ventiladores y distribución en sala de maquinas

#### **Ventilación Tipo 1 (diseño preferido)**

El aire exterior es llevado al cuarto del motor a través de un sistema de conductos. Estos conductos deben colocarse entre los motores a nivel del suelo, y el aire de descarga cerca de la parte inferior del motor y el generador, como se muestra en la Figura No. 1.

Los ventiladores del aire de escape deben instalarse o canalizarse en el punto más alto del cuarto del motor. Éstos deben estar directamente sobre las fuentes de calor. El flujo ascendente de aire alrededor del motor sirve como un protector que minimiza la cantidad de calor liberado en el cuarto del motor.



**Gráfico N° 3.9 – Tipo de ventilación N° 1**

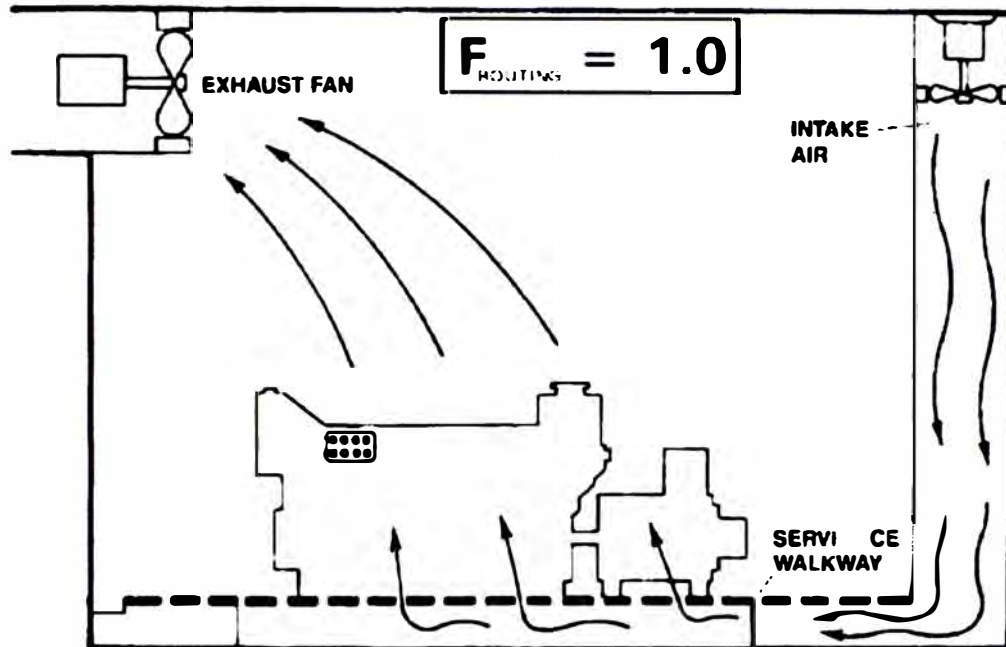
Fuente: Ventilación del cuarto del motor, Manual Caterpillar

### **Ventilación Tipo 2 (diseño de patín)**

El sistema Tipo 2 envía un sistema de conductos el flujo de aire por debajo del motor y del generador, de modo que el aire se descarga hacia arriba en los motores y generadores, como se muestra en el gráfico No. 10. Los sistemas Tipo 2 tiene un Factor de Direccionamiento del Flujo de 1. Este sistema proporciona la mejor ventilación con la menor cantidad requerida de aire.

Se requiere que la plataforma de servicio se construya de una plancha sólida antideslizante en lugar de una base perforada o expandida. La salida del conducto será el espacio entre el piso y la base del campo petrolífero. Debe revisarse permanente esta salida para asegurarse de que la base permanezca limpia y sin restricción de flujo de aire.

Los ventiladores del aire de escape deben instalarse o canalizarse en el punto más alto del cuarto del motor. Éstos deben estar directamente sobre las fuentes de calor.



**Gráfico N° 3.10 – Tipo de ventilación N° 2**

Fuente: Ventilación del cuarto del motor, Manual Caterpillar

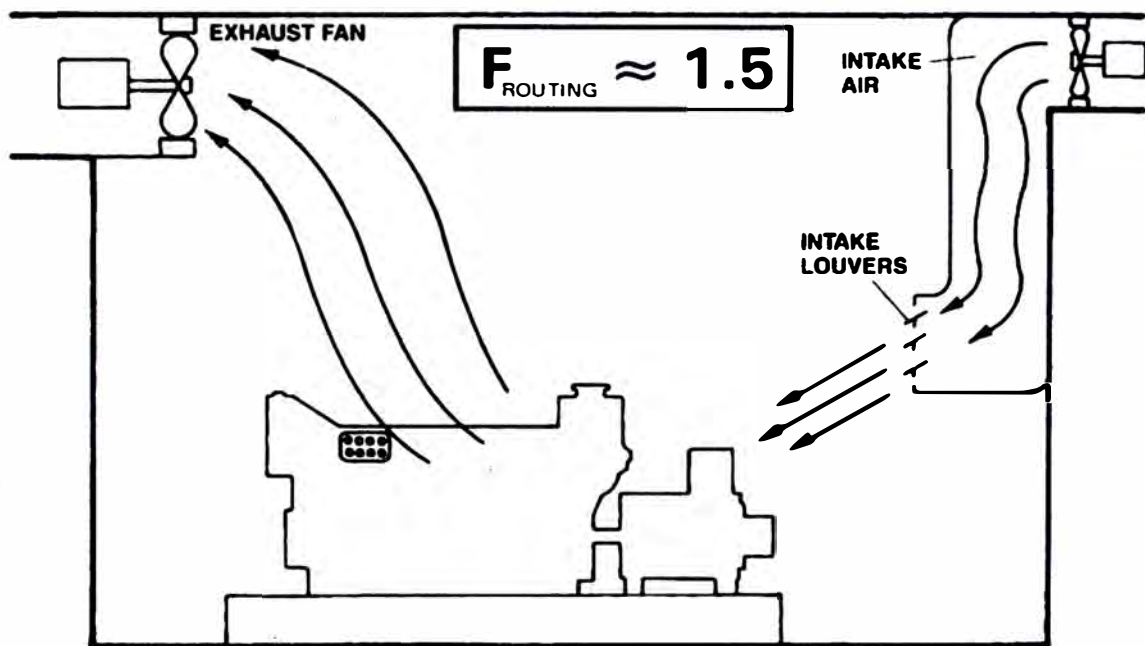
### **Ventilación Tipo 3 (diseño alterno)**

En el caso de no ser posible una ventilación Tipo 1 o Tipo 2, una alternativa es la ventilación Tipo 3. Con la consecuencia que este tipo de configuración requerirá aproximadamente 50% más de flujo de aire que la de Tipo 1.

Como se muestra en el Gráfico No. 11, el aire exterior es llevado al cuarto del motor usando ventiladores o conductos de admisión grandes. La entrada de aire se deberá encontrar lo más alejado posible de las fuentes de calor y se descarga en el cuarto del motor en la parte más baja posible hacia las fuentes de calor del motor y del equipo.

Los ventiladores del aire de escape deben instalarse o canalizarse en el punto más alto del cuarto del motor. Preferiblemente, éstos deben estar directamente sobre las fuentes de calor.

Si el aire del ventilador no se dirige apropiadamente, éste subirá hasta la cubierta antes de llegar a los motores.



**Gráfico N° 3.11 – Tipo de ventilación N° 3**

Fuente: Ventilación del cuarto del motor, Manual Caterpillar

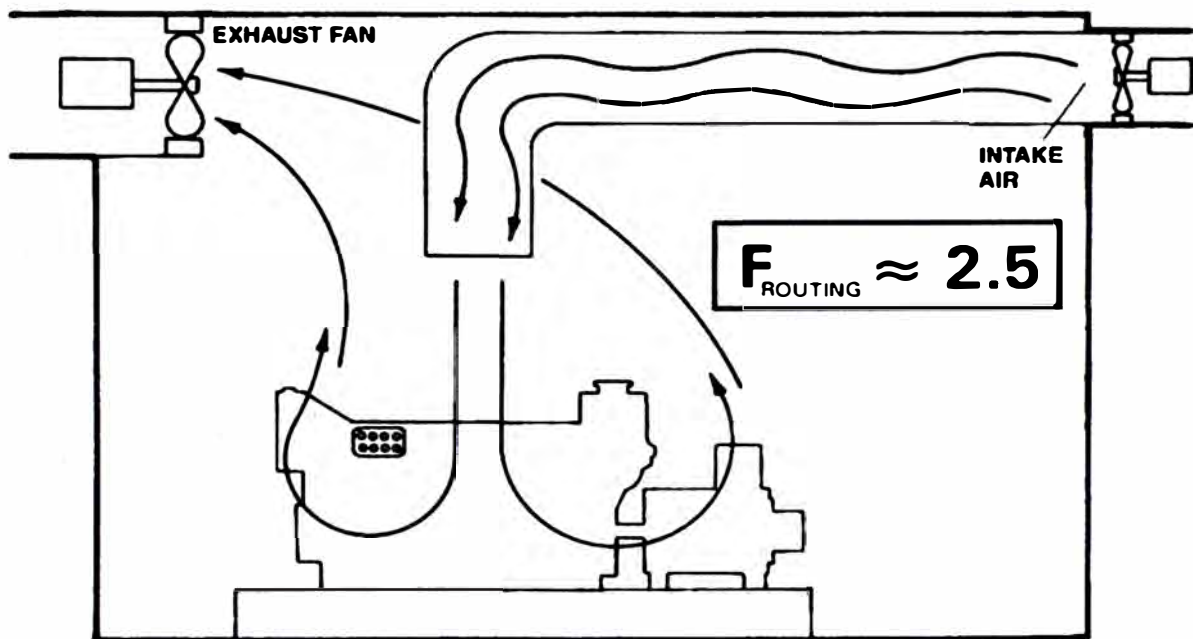
#### **Ventilación Tipo 4 (diseño menos eficaz)**

Si no son posibles la ventilación Tipo 1, 2 ó 3, puede usarse la ventilación N°4; sin embargo, proporciona la ventilación menos eficaz y requiere aproximadamente dos y media veces el flujo de aire de ventilación Tipo 1.

Como se muestra en el gráfico No. 12, el aire exterior es llevado al cuarto del motor usando los ventiladores de suministro y descargado en las entradas de aire del turbocompresor en los motores.

Los ventiladores de escape y ventilación deben instalarse o canalizarse desde las esquinas del cuarto del motor.

Este sistema requiere ventiladores de mayor capacidad pues este tipo de ventilación mezcla el aire más caliente con el aire frío entrante al cuarto del motor, aumentando la temperatura de todo el aire del cuarto del motor. Esto también interfiere con el flujo de convección natural del aire caliente que sube a los ventiladores de escape.

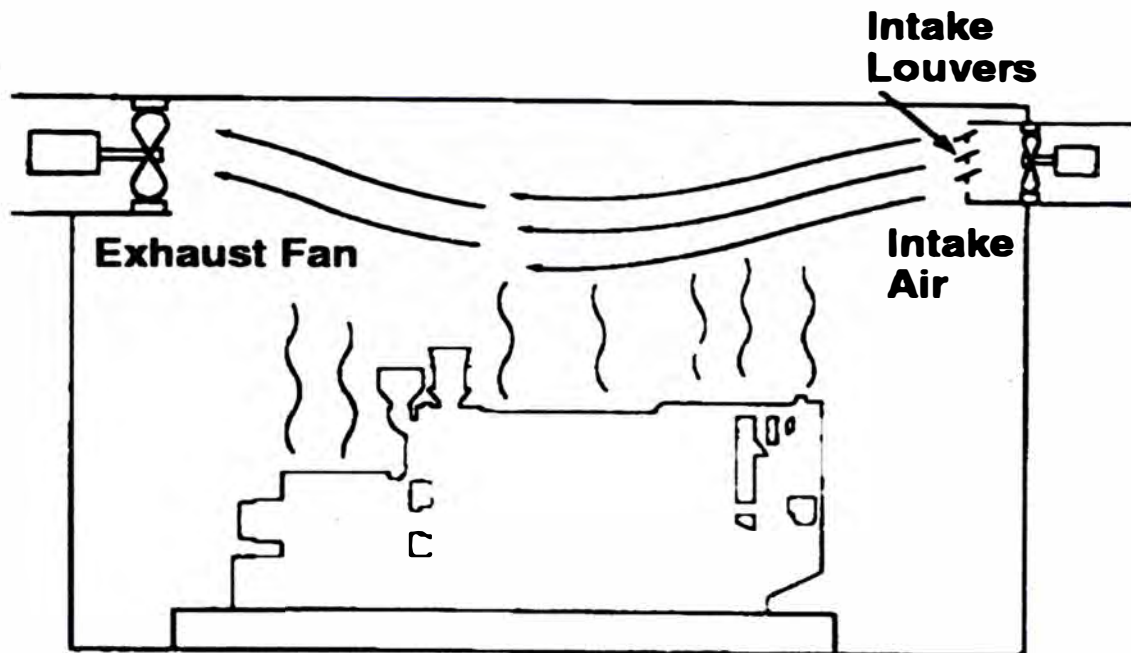


**Gráfico N° 3.12 – Tipo de ventilación N° 4**

Fuente: Ventilación del cuarto del motor, Manual Caterpillar

### **Flujo de aire incorrecto**

El Gráfico N° 13 muestra una forma incorrecta para ventilar el calor del cuarto del motor. Aunque el conducto de entrada tiene persianas para dirigir el flujo de aire hacia el motor, el calor irradiado calentará el aire frío antes de que llegue al motor.



**Gráfico N°3.13 – Tipo de ventilación incorrecto**

Fuente: Ventilación del cuarto del motor, Manual Caterpillar

Las tuberías de escape caliente y sin aislar pueden disipar más calor en el cuarto del motor que todas las otras superficies combinadas de la maquinaria, por eso es necesario el aislamiento de las tuberías dentro del área del cuarto del motor.

Las aberturas a través del casco o de la cubierta para la descarga del aire de ventilación calentado debe ubicarse hacia la popa y más arriba que todas las aberturas de admisión, para minimizar la recirculación. Los vientos cruzados y continuos hacen casi imposible eliminar totalmente la recirculación del aire de ventilación

#### 3.4.2 Ventilación de sala de máquinas de proa

En esta sala se ubicaran el equipo de frio principalmente, la perdidas de calor son mínimas pues el agua de mar absorberá la energía de los motores de los compresores del frio.

En el caso de pérdida del refrigerante del sistema de tuberías o equipos en la sala de máquinas deberá contar con ventilación forzada.

Sólo se conseguirá una descarga eficaz del aire si puede entrar una cantidad suficiente de aire del exterior. Debido a que el NH<sub>3</sub> es más ligero que el aire, el aire contaminado se deberá extraer a una altura cercana al techo, mientras que el aire fresco deberá entrar a una altura cercana al suelo.

Las salas de máquinas se deben poder abandonar rápidamente en caso de peligro, se recomienda disponer de salida de emergencia que salga directamente al exterior.

Las puertas se han de abrir en la dirección de escape y se deben poder abrir en cualquier momento desde el interior.

Los dispositivos de control se deben señalar adecuada y claramente. Los dispositivos para descargar el refrigerante se deben poder accionar desde un lugar seguro.

$$V = Vol_{S.M} * N_{ren} \quad (3.50)$$

Donde:

$Vol_{S.M}$ : Volumen de la sala de máquinas

$N_{ren}$ : Numero de renovaciones de aire por hora en sala de máquinas.

En el caso de que el equipo de refrigeración comparta el espacio con motores, se debe ubicar de modo que ninguna fuga de refrigerante pueda llegar al flujo de aire de combustión del motor. Los químicos refrigerantes, como el amoníaco y Freón, se convierten en ácidos altamente corrosivos en las cámaras de combustión del motor. Resulta apropiado ubicar los compresores de refrigerante cerca del área de escape de aire del cuarto del motor.



### 3.4.3 El Ventilador

Un ventilador es una turbo máquina que se caracteriza porque el fluido impulsado es un gas (fluido compresible) al que transfiere una potencia con un determinado rendimiento.

Están fabricados para resistir condiciones de operación severas, tales como altas temperaturas y presiones. Pueden manejar gases corrosivos con polvo y pueden ser tipo centrífugo o axial.

Los ventiladores centrífugos se caracterizan porque el flujo de aire o gases que manejan se mueve en dirección perpendicular al eje de rotación. Los ventiladores axiales se denominan así porque el aire o gas que manejan fluye paralelo al eje de rotación

Existen tres tipos básicos de ventiladores axiales: helicoidales, tubulares y tubulares con directrices.

- Ventiladores helicoidales: se emplean para mover aire con poca pérdida de carga y su aplicación más común es la ventilación general.
- Ventiladores tubulares: disponen de una hélice de álabes estrechos de sección constante o con perfil aerodinámico, montada en una carcasa cilíndrica. Pueden mover aire venciendo resistencias moderadas.
- Ventiladores turboaxiales con directrices: tienen una hélice de álabes con perfil aerodinámico montado en una carcasa cilíndrica que normalmente dispone de aletas enderezadoras del flujo de aire en el lado de impulsión de la hélice. En comparación con los otros tipos de ventiladores axiales, éstos tienen un rendimiento superior y pueden desarrollar presiones superiores.

Los ventiladores radiales (centrífugos) tienen tres tipos básicos de rodets:

- Ventiladores de álabes curvados hacia delante, también llamados de jaula de ardilla: tienen una hélice o rodete con los álabes curvados en el mismo sentido que la dirección de giro. Estos ventiladores necesitan poco espacio, baja velocidad periférica y son silenciosos. Se utilizan cuando la presión estática necesaria es de baja a media, tal como la que se encuentran en los sistemas de calefacción, aire acondicionado o renovación de aire, etc.
- Ventiladores centrífugos radiales: tienen el rodete con los álabes dispuestos en forma radial. Este tipo de ventilador es el comúnmente utilizado en las instalaciones de extracción localizada, en las que el aire contaminado con partículas debe circular a través del ventilador.
- Ventiladores centrífugos de álabes curvados hacia atrás: tienen un rodete con los álabes inclinados en sentido contrario al de rotación. Este tipo de ventilador es el de mayor velocidad periférica y mayor rendimiento con un nivel sonoro relativamente bajo y una característica de consumo de energía no sobre cargable.

#### 3.4.3.1 Características del ventilador

La "Presión estática" es la que ejerce una fuerza igual en todas direcciones, como la presión de aire en un globo o un recipiente a presión, y puede ser positivo o negativo.

La "Presión de Velocidad" es la energía cinética aplicada al movimiento o la velocidad del aire a través de un sistema de conductos. Siempre es positivo en el carácter.

Un ventilador "ve" sólo la presión total. No se puede reconocer la presión estática o velocidad como cantidades por separado. Por lo tanto, el "Concepto de presión

total" debe ser considerado para asegurar que cualquier variación de la instalación real de la instalación en la que se puso a prueba el ventilador se explica. Un ventilador es normalmente probado soplando en un conducto de la misma área de sección transversal en la salida del ventilador. Cuando se evalúa en la presión estática, la calificación está basada en la presión total menos la presión de velocidad en el conducto de la prueba. La calificación es válida sólo si el ventilador está instalado similar a la configuración de la prueba. Si no es así, la verdadera capacidad de presión estática será mayor o menor que la presión estática nominal. La diferencia será entre la presión de la velocidad real y la presión de velocidad del en función del área del ventilador

Presentamos un método general de selección de la marca Chicago Blower VAV Ventiladores Vaneaxial. Todos los ventiladores seleccionados a partir de este cuadro se deben comprobar para la potencia exacta y las características de funcionamiento mediante la consulta de la curva de ventilador para esa selección

A) Entrar en el gráfico con el volumen especificado y la presión estática para encontrar la selección más eficiente.

B) Puesto que el gráfico se basa en la presión total, la presión de velocidad se deben determinar para el ventilador seleccionado anteriormente y se añade a la presión estática para llegar a una presión total. La Presión de velocidad se determina mediante la siguiente fórmula

$$P_t = P_s + P_v \quad (3.51)$$

$$P_v = \left( \frac{q}{A \cdot 4005} \right)^2 \quad (3.52)$$

A: área de la sección transversal considerado para el flujo ( $ft^2$ )

$Q$ : Flujo de volumen de aire ( $ft^3/min$ )

$P_v$ : Presión de velocidad

$P_s$ : Presión estática

$P_t$  = Presión total (inches WG)

- C) Volver a entrar en el gráfico con el volumen y una presión total calculado para verificar la selección original.
- D) La Potencia aproximada del ventilador seleccionada se puede determinar mediante el uso de la eficiencia de la curva de eficiencia del ventilador seleccionado en la siguiente fórmula:

$$BHP = \frac{Q * P_t}{6362 * n_t} \quad (3.53)$$

$n_t$  = eficiencia del ventilador total.

#### 3.4.4 Ductos

Los que sirven como medio para el traslado del flujo de aire a la zona de interés a ventilar. Estos comienzan desde el exterior con ayuda del ventilador traslada el aire hacia el interior o la sala de máquinas.

El material más común de los ductos es de chapa de acero galvanizado, que puede el hojalatero transformar en la sección transversal de forma circular o rectangular.

También existe la fibra de vidrio, pero produce mayor perdidas por fricción.

Debido al recorrido de las derivaciones se producen perdidas por fricción de acuerdo a la longitud del ducto, por los accesorios como los codos, derivaciones en "T" o en "Y". Lo que el ventilador debe tener la presión necesaria para superar lo requerido por el sistema.

### 3.5 SISTEMA DE ABASTECIMIENTO DE AGUA DULCE EN LAS EMBARCACIONES

Conformado por las diversas tuberías que distribuyen agua potable desde el tanque a los lavaderos, duchas de servicio de la tripulación. Impulsada mediante una electrobomba y que mantiene la presión constante mediante el equipo hidroneumático basan en el principio de compresibilidad o elasticidad del aire. La bomba de mano por seguridad al servicio para la cocina. Se calculara la carga requerida con las formulas anteriormente presentadas para el ADT (formula 3.45) y NPSH (formula 3.48).

#### 3.5.1 El Tanque Hidroneumático sin membrana

Este tipo de tanques hidroneumáticos son recipientes cerrados donde se acumula agua bajo presión. Este almacenamiento da la posibilidad de disponer de una cantidad limitada de agua para distintos usos y además aprovechar la fácil compresión de aire para absorber los picos oscilatorios de presión en el sistema.

Cuando el agua entra al recipiente aumenta el nivel de agua, se comprime el aire y aumenta la presión, cuando se llega a un nivel de agua y presión determinados ( $P_{m\acute{a}x}$ ), se produce la señal de parada de bomba y el tanque queda en la capacidad de abastecer la red; cuando los niveles de presión bajan, a los mínimos preestablecidos ( $P_{min}$ ) se acciona el mando de encendido de la bomba nuevamente.

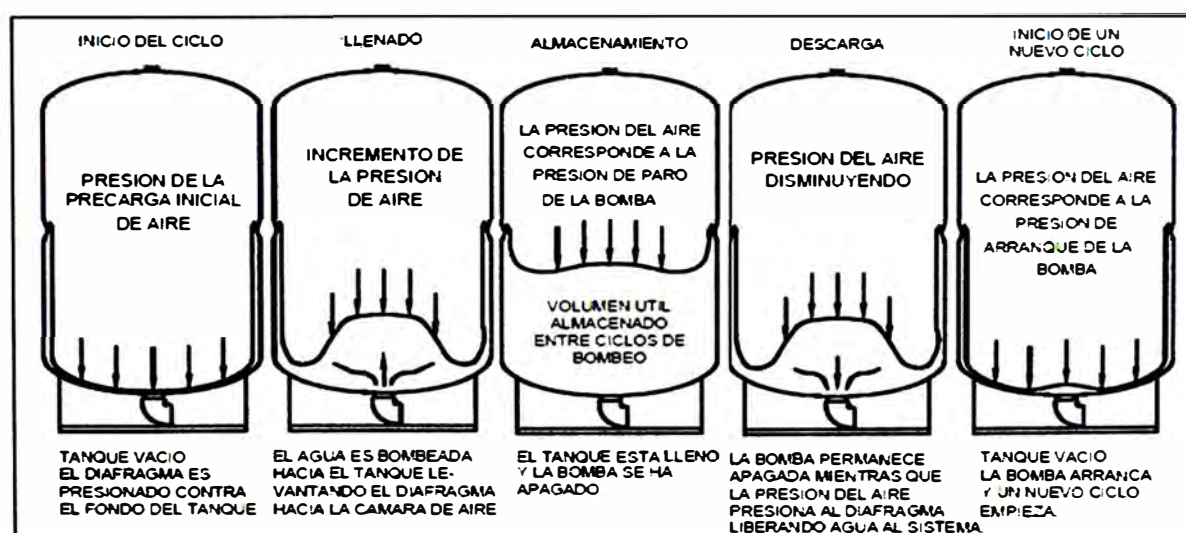
Como se observa la presión varía entre  $P_{m\acute{a}x}$  y  $P_{min}$  y las bombas prenden y apagan continuamente. El diseño del sistema debe considerar un tiempo mínimo entre los encendidos de las bombas conforme a sus especificaciones, un nivel de presión ( $P_{min}$ ) conforme al requerimiento de presión de instalación y un ( $P_{m\acute{a}x}$ ), que sea tolerable por la instalación y proporcione una buen calidad de servicio.

### 3.5.2 Equipo Hidroneumático con tanque de membrana

Este sistema tiene como característica que el agua no está en contacto con el tanque metálico, solo con la membrana vinílica, la cual no imparte sabor ni olor al agua. Ocupa menos de la mitad del volumen convencional a igualdad de servicio.

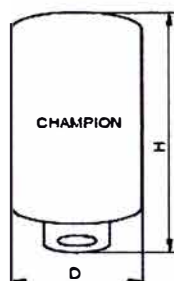
El tanque de diafragma (membrana) precargado está formado por dos cámaras. La cámara interior es la que contiene el agua, está formada por el diafragma de caucho (butyl) para trabajo pesado, sin costura, ni se estira y el forro de polyolefin adherido a la superficie del tanque. La cámara de agua retiene el agua entre los ciclos de la bomba.

La cámara exterior es la que almacena aire a presión. Esta ha sido precargada de fábrica. Cuando se abre alguna llave del sistema, la presión del aire presiona el diafragma liberando el agua almacenada al sistema a la presión determinada.



**Gráfico N°3.14 – Proceso de llenado de agua en el tanque tipo membrana**

Fuente: Hidrostral del Perú

**Tabla N°3.2- Modelos de Tanque con membrana**

	MODELO DEL TANQUE	VOLUMEN TOTAL (GAL)	VOLUMEN UTIL			PRESION DE PRECARGA (PSI)	DIMENSIONES (PULG)		DIAMETRO DE DESCARGA (PULG)	PESO (LB)
			20/40 PSI	30/50 PSI	40/60 PSI		D	H		
VERTICAL CON BASE	CM4202	200	7.3	6.2	5.4	28	15	32	1	35
	CM8003	320	11.2	9.9	8.6	28	15	48	1	43
	CM12051	620	22.9	19.2	16.7	38	22	47	1 1/4	92
	CM17002	860	31.8	26.7	23.2	38	26	47	1 1/4	123
	CM22050	1190	44.0	36.9	32.1	38	26	62	1 1/4	166

Fuente: Hidrostral del Perú

Designación de equipo (Fuente: Hidrostral del Perú):

**UM - UB - CM80003 - A11 - 1.4 - M**

↑            ↑            ↑            ↑            ↑            ↑  
 Cantidad    Cantidad    Modelo    Modelo    HP    M Monofásico  
 de tanques    de bombas    tanque    bomba    Motor    T Trifásico  
 en el equipo    en el equipo

UM = Un tanque    UB = Una bomba  
 DM = Dos tanques    DB = Dos bombas  
 TM = Tres tanques

**Tabla N°3.3- Valores para el cálculo de la carga de trabajo de equipo****Hidroneumático (Fuente: Hidrostral del Perú)**

Para casas y edificios		Escuelas, oficinas, restaurantes, etc.	
<u>UNIDAD</u>	<u>VALORES</u>	<u>UNIDAD</u>	<u>VALORES</u>
Lavatorio	1	Lavatorio	2
Lavatorio de cocina	2	Lavatorio de cocina	4
Tina	2	Urinario con tanque	3
Ducha	2	Inodoro	5
Inodoro	3	Ducha	4
Baño completo con Inodoro	6		
Medio baño poco usado	3		

En caso que el inodoro sea con válvula, agregar 5 valores mas.  
 El tipo de bomba más chica con la que se puede usar con válvula es el de 1.4 HP



**Tabla N°3.4 – Equipos según carga de trabajo (Hidrosta)**

VALORES	Q [l/s]	NUMERO DE PISOS												TUBERIA QUE SALE DEL EQUIPO
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
20	0.54	UM UB CM1202 A11 - 0.6 M		UM UB CM6003 A11 - 1.4 M				UM UB CM12051 MULTI H-204 - 1.5 M / T				3/4"		
30	0.68	UM UB CM8003 A11 - 0.8 M		UM UB CM6003 MULTI H-202 - 0.75 M / T				UM UB CM1702 MULTI H-404 - 2.0 M / T				1"		
40	0.85	UM UB CM8003 MULTI H-203 - 1.0 M / T		UM UB CM12051 MULTI H-403 - 1.5 M / T				UM UB CM2050 MULTI H-405 - 3.0 M / T				1 1/4"		
50	1.16	UM UB CM12051 MULTI H-402 - 1.0 M / T		DM UB CM1702 MULTI H-803 - 3.0 T				DM UB CM2050 MULTI H-804 - 4.0 T				1 1/2"		
60	1.25	DM UB CM12051 MULTI H-802 - 2.0 M / T		DM UB CM2050 C1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 C1 1/2 x 2 - 8.6 T				2"		
70	1.34	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
80	1.45	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
100	1.67	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
120	1.83	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
150	2	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
200	2.45	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
240	2.75	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
280	3.07	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
320	3.37	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
400	3.97	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
600	5.34	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		
800	6.6	DM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 3.4 T		TM UB CM2050 B1 1/2 x 2 - 5.7 T				TM UB CM2050 MULTI V-1804 - 10.0 T				2 1/2"		

### 3.6 SISTEMA DE ABASTECIMIENTO DE AGUA SALADA EN LAS EMBARCACIONES

Este sistema es utilizado en la embarcación para distribuir agua de mar para el servicio sanitario (Inodoros).

La entrega de energía potencial es proporcionada generalmente por una electrobomba, la presión de servicio continuo lo otorga un equipo Hidroneumático y la serie de tuberías, válvulas y otros accesorios. Además puede emplearse para seguridad medio ambiental un tanque de tratamiento de aguas residuales.

#### 3.6.1 Tanque de tratamiento de aguas residuales

El un tanque de tratamiento de aguas residuales provenientes del sistema sanitario es un dispositivo de saneamiento del tipo biológica aeróbica (bacteria y



aire) para el tratamiento de aguas residuales. Líquidos y sólidos desperdiciados son removidos del agua por bacterias naturalmente contenidos en las aguas.

El depósito por delante consiste en tres etapas de tratamiento, aireación, clarificación y cloración. En la cámara de aireación (etapa 1), las bacterias crecen y se multiplican con el suministro de alimentos (aguas residuales), esta acción reduce la cantidad y el tamaño de la materia sólida.

En la cámara de clarificación (etapa 2), la bacteria es separado del agua concentrada. El agua tratada es clara y libre de sólidos, sin embargo, el líquido debe ser desinfectado antes de la descarga en el mar para matar las bacterias que causan enfermedades. La Desinfección se lleva a cabo en la cámara de cloración (fase 3). Luego de terminado este ciclo sale por la borda., no es necesario bombas internas.

### **3.7 SISTEMA HIDRAULICO EN LAS EMBARCACIONES**

#### **3.7.1 Principios del sistema Hidráulico**

La Hidráulica es un término general que indica que se trabaja con fluidos. La Oleo hidráulica trabaja particularmente con aceite.

El sistema hidráulico se le llama al conjunto de trasmisión, movimiento y control de fuerzas de fluidos sometidos a presión, como ejemplo tenemos a las prensas de forjado, grúas, excavadoras, etc.

Las ventajas de la Hidráulica:

- Exactitud de movimiento y posicionamiento, fácil control y regulación.

- Las relaciones entre peso/potencia, tamaño/potencia e inercia/potencia estas son pequeñas, es decir para la misma potencia mientras el peso de un motor hidráulico es como 1, el peso de un motor eléctrico es como 14. Para la misma potencia un motor hidráulico tiene una inercia de 1 y un motor eléctrico tiene una inercia de 70. Como consecuencia los motores hidráulicos tienen un menor tiempo de respuesta, esto es más rápidos, al ser menor su inercia. Mientras que para la misma potencia un motor hidráulico tiene un tamaño de 1, un motor eléctrico tiene un tamaño de 26. La comparación de un motor hidráulico con un motor de combustión interna es obviamente mucho más remarcada.
- Reversibilidad: un actuador hidráulico puede invertirse instantáneamente, en pleno movimiento, sin problemas, empleando una válvula direccional o una bomba reversible proporcionan el control de la inversión, mientras que una válvula limitadora de presión protege a los componentes del sistema contra las presiones excesivas.
- Velocidad variable: El actuador (lineal o rotativo) de un sistema hidráulico, sin embargo puede moverse a velocidades infinitamente variables, variando el caudal de la bomba o usando una válvula de control de caudal o una válvula proporcional.
- Auto lubricado: Al trasladar aceite por sus diversas conexiones se lubrica, además de ser un líquido no corrosivo.

Las desventajas del sistema hidráulico son:

- Dependencia a la Temperatura, el aceite al cambiar de temperatura también varía su viscosidad, por lo que no lubricara apropiadamente las piezas internas por lo que producirá desgaste por contacto metal con metal.
- Mayor Perdida de energía calorífica comparada al agua pues la viscosidad del aceite es mucho mayor de del agua.
- Sensibilidad a la suciedad: la que se introduce al sistema en forma de partículas de tamaño microscópica a más.
- Peligro de accidentes. explosiones por fugas además de producir contaminación.

Desventajas de la hidráulica frente a la neumática: Costo inicial alto, peligro que revienten algunas conexiones, necesitan tuberías de retorno, la traslación de fluido es limitado (100m) en cambio para el sistema neumático es de (1000m), la velocidad de los actuadores hidráulicos es menor que los actuadores neumáticos.

### 3.7.2 Principales sistemas en las embarcaciones pesqueras que operan con sistema hidráulico

Tenemos el principal que es el sistema de gobierno también el sistema de fondeo, el sistema para los equipos de maniobras de pesca, de abertura y cierre de las compuertas de bodega, grúas si es el caso.

### 3.7.3 Sistemas auxiliares de las embarcaciones de funcionamiento hidráulico

Está compuesto por el winche de la cadena del ancla y los equipos de pesca.

### 3.7.3.1 Sistema hidráulico de fondeo

El sistema de fondeo es destinado para mantener la nave a una latitud y longitud específica sin cambiar de posición por factores como el viento o la corriente.

Para el sistema de fondeo se debe considerar el desplazamiento, eslora, la resistencia al viento del barco, el tamaño del ancla y la línea de fondeo. Por la ubicación es importante conocer la caída de la cadena hacia el pañol de cadenas.

#### 3.7.3.1.1 *Molinete*

Es un dispositivo mecánico de eje horizontal, impulsado manualmente, por un motor eléctrico o hidráulicamente destinado a levantar y desplazar grandes cargas. Su pieza fundamental es el barboten ubicado a los lados en caso de ser un molinete bi-ancla, que es una corona con unas muescas que hacen que al enrollarse la cadena, ésta se acople perfectamente para el arriado e izaje del ancla; va provisto de un freno.

El molinete de eje vertical es llamado cabrestante. Del grosor de la plancha de cubierta y del espacio de debajo de la cubierta son dos puntos de referencia a tener en cuenta la hora de decidir el molinete a utilizar.

La potencia que necesita el molinete es variable dependiendo de la longitud de la cadena (L),  $v$  es la velocidad de izado (m/seg.) y  $g$ : 9.81m/seg<sup>2</sup>:

$$d(Pot_{(x)}) = v * d(F_{(x)}) , \quad 0 < x < L \quad (3.54)$$

$$F_{ancla} = Masa_{ancla} * g \quad (3.55)$$

$$F_{cadena} = g * \left( Masa_{cadena} - \frac{Masa_{cadena}}{L} dx \right) \quad (3.56)$$

$$dF_{molinete} = dF_{ancla} + dF_{cadena} \quad (3.57)$$

Reemplazando las formulas 3.42, 3.43 y 3.44 en la fórmula 3.41 tenemos:

$$Pot_{molinete} = g * v * \int_0^L \left( Masa_{ancla} + Masa_{cadena} - \frac{Masa_{cadena}}{L} x \right) dx$$

$$Pot_{molinete} = g * v * \left( (Masa_{ancla} + Masa_{cadena}) * L - \frac{Masa_{cadena}}{2L} * L^2 \right) \quad (3.58)$$

Donde  $Pot_{molinete}$  máximo será cuando  $x$  es igual a 0 es decir cuando el ancla este en el fondo del mar.

$$Pot_{al eje} = \frac{Pot_{molinete max.}}{n} \quad (3.59)$$

Dónde:  $n$  es la eficiencia mecánica

Si el molinete debe izar dos anclas la potencia necesaria seria el doble de la encontrada en esta última formula.

### 3.7.3.1.2 Ancla

Las anclas deben ser del tipo sin cepo. La masa de la cabeza de un ancla de cepo, incluyendo los pernos y accesorios, no debe ser menos de tres quintas partes de la masa total del anclaje

### 3.7.3.1.3 La cadena

Existen dos clases de principales de cadena de ancla. La cadena de eslabón corto se utiliza en barcos pequeños, mientras que la cadena con concreto se utiliza en barcos grandes

Al concreto es recomendado para evitar la deformación cuando están cargadas. El largo del eslabón debe ser seis veces el diámetro de sección.

La carga del molinete dependerá del peso de lo que va a levantar y a qué velocidad izará el conjunto conformado por el ancla y la cadena.

La longitud total de la cadena que deben llevarse a bordo figura en la tabla 1 del capítulo 3-5-1 de la ABS, debe estar razonablemente dividida entre las dos anclas de leva.

El tercer anclaje está diseñado como ancla de repuesto, el molinete debe ser capaz de izar cualquiera de las cadenas.

Según la clasificadora ABS para el amarre temporal de un buque en un puerto o de otras áreas de agua abrigada. La ecuación que da el "Número de Equipo" se basa en que es 25 m/s (49 nudos) la velocidad del viento y un alcance de 6 a 10, siendo el alcance de la relación entre la longitud de la cadena de caída a la profundidad del agua.

$$N_E = k\Delta^{2/3} + mBH + nA \quad (3.60)$$

$\Delta$ : Desplazamiento de trazado en la flotación de verano

$B$ : manga máxima de trazado

$H$ :  $a + h_1 + h_2 + h_3 + \dots$

$a$ : francobordo de verano,  $K$ : 1.

$h_n$ : Altura de las superestructuras o casetas con manga superiora  $B/4$

$A$ : superficies laterales del casco, de las superestructuras y de las casetas de manga superior a  $B/4$  por encima de la flotación en carga de verano, comprendida dentro de la eslora entre perpendiculares.

La masa del ancla podrá un 7% del valor tomado de la tabla N°2

**Tabla N°3.5 – Características del Ancla según número de equipo**

SI, MKS Units				Cadena con concreto para ancla de proa			
Código	Número de equipo	Anclas sin cepo		Longitud m	Diámetro		
		Número	Peso de ancla kg		Acero de Resistencia normal (Grado 1) mm	Acero alta resistencia (Grado 2) mm	Acero de resistencia superior (Grade 3) mm
U6	150	2	480	275	22	19	
U7	175	2	570	302.5	24	20.5	
U8	205	3	660	302.5	26	22	20.5
U9	240	3	780	330	28	24	22
U10	280	3	900	357.5	30	26	24
U11	320	3	1020	357.5	32	28	24
U12	360	3	1140	385	34	30	26
U13	400	3	1290	385	36	32	28
U14	450	3	1440	412.5	38	34	30
U15	500	3	1590	412.5	40	34	30

Nota: Para valores intermedios de número de equipos, utilizar el equipo de complemento en el tamaño y peso que se da a los equipos inferiores

Una ancla es de respeto

Fuente: ABS American Bureau Shipping

Con el número de equipo definimos el peso del ancla, dimensiones, cadena con lo que cumplimos el convenio de Torremolinos de 1977, en la regla 26 donde dice que es necesario contar con dispositivos para izar o dejar caer las anclas con rapidez y seguridad.

### 3.7.3.2 Sistemas Hidráulicos de pesca destinados a la pesca del tipo cerco

Estos equipos sirven de apoyo para completar la faena de pesca por cerco, estarán ubicadas en la cubierta principal y estos son: El halador de red, el ordenador de Red, la bomba absorbente de pescado, el winche principal, winche de la pluma principal, winche de la pluma auxiliar, winche del tangón y el winche de Fricción..

#### 3.7.3.2.1 *Halador de Red*

Este equipo cumple la función de recuperar la red del mar una vez vacío el copo de la red. Está conformado por un mástil giratorio y en la parte superior cuenta con un carrete que en su interior tiene un canal en forma de “V”. El giro del carrete da el tiro a la red. Este equipo funciona en combinación con un carrete hidráulico para que la red pase uniformen sobre el halador de red.

#### 3.7.3.2.2 *Ordenador de Red*

La función de este equipo es el estibado de la red sobre la cubierta principal a popa. Estará ubicado a babor cuenta con un mástil y que es sostenido en la parte superior por varios refuerzos que permitirán girar el brazo hidráulico e izar parcialmente la red y acomodarla gracias al momento lateral que tienen estos equipos.

#### 3.7.3.2.3 *Bomba absorbente de Pescado*

Una vez cerrado la red se introduce al copo de la red la bomba absorbente para enviar los peces en combinación con agua de mar en una proporción aproximada de 25% de peces y 75% de agua de mar hacia las bodegas. De la



velocidad de esta maniobra y de la capacidad del equipo permitirá terminar con prontitud y estar listo para el próximo lance.

#### *3.7.3.2.4 Winche Principal*

Está compuesto por dos winches el primero tendrá como función el de tirar la relinga superior y el segundo winche tira la jareta de la red que cierra la parte inferior de la red evitando la pérdida de la pesca.

#### *3.7.3.2.5 Winche de la Panga*

Este winche mediante un cable de acero trenzado recupera la panga del mar y lo aloja sobre la rampa de popa de la embarcación. Luego de asegurarlo con el disparador de panga ubicado a popa de la escotilla de bodega.

#### *3.7.3.2.6 Winche de la pluma Principal*

Este winche permite levantar esta pluma y la resultante de la carga que este sostiene (la panga).

#### *3.7.3.2.7 Winche de la Pluma Auxiliar*

Esta pluma ayuda a la maniobra de pesca jalando la red mediante la tira que proporciona el winche.

#### *3.7.3.2.8 Winche del Tangón*

Junto con el tangón y mediante botones (poleas) sirve de apoyo para arriado e izaje de la bomba absorbente dentro del copo de red. Además sirve de apoyo para la maniobra de pesca.

#### *3.7.2.9 Winche de Fricción*

Este equipo sirve de apoyo para cerrar la red cuando se está cercando ala cardumen.

### **3.8 SISTEMA ELECTRICO DE LAS EMBARCACIONES PESQUERAS**

#### **3.8.1. Principio y requerimiento**

Una embarcación de pesca industrial debe ser independiente (autónomo), pues puede estar varios días lejos del litoral por lo que se tendrá de contar con fuente propia de energía eléctrica para los equipos de navegación, comunicación, como las luces de posición, luces de interiores, de seguridad, de soporte para la nave y de los diversos equipos eléctricos, por lo que deberán estar operativas cuando sea necesario.

El requerimiento es variable pues depende de los equipos eléctricos que estén funcionando en aquel momento, los estados característicos de la embarcación pesquera industrial son: en faena de pesca, Navegando con pesca, Navegando hacia la zona de pesca, en puerto próximo a zarpar, en espera en puerto y en estado de emergencia.

Debido a que el tendido eléctrico desde la fuente de energía al punto de la carga generara una caída de tensión por la resistencia del paso de corriente por el circuito., por lo que se asumirá un valor adicional de energía al requerimiento de carga de cada equipo.

#### **3.8.2. Normas que disponen la iluminación en las embarcaciones pesqueras**

Tener en cuenta para el montaje y distribución de los equipos lo descrito en:

Torremolinos de 1977, seguridad delos buques pesqueros:

- Regla N° 54: Fuente de energía eléctrica principal
- Regla N° 55: Fuente energía eléctrica de emergencia,
- Regla N° 56 Precauciones contra descargas eléctricas, incendios de origen eléctrico y otros riesgos del mismo tipo
- Regla N° 41: Generalidades, instalaciones eléctricas

### 3.8.3. Balance eléctrico

La batería o acumulador almacena energía, transformando la energía eléctrica en energía química y viceversa, sin embargo es una fuente de reserva de electricidad limitada. El generador o el alternador producen la corriente necesaria para alimentar al sistema eléctrico y recargar la batería. Para ello es necesario realizar el balance eléctrico para conocer la carga máxima de consumo y simultaneidad de los diferentes equipos eléctricos del sistema eléctrico de la embarcación.

Todos los equipos eléctricos están protegidos de posibles daños debido a una sobrecarga de corriente por fusibles o breakers.

Los fusibles han de sustituirse, en tanto los breakers pueden restaurarse pulsándolos.

- El amperímetro, analógico o digital, y las luces de aviso cuando existen, nos sirven para monitorizar el rendimiento del sistema eléctrico.
- El interruptor "master" apaga/enciende el sistema eléctrico.
- El master suele ser dual, un interruptor para la batería y otro para el alternador.

En relación con el cable de alimentación también acotada, de modo que su sección y su longitud, enchufes y tomas de corriente eléctrica que va a utilizar y que tendrá una intensidad adecuada para poder funcionar correctamente.

En caso de apagar el alternador por avería, debemos apagar también todos los equipos eléctricos no imprescindibles para alargar el periodo de reserva de la batería.

#### 3.8.4 Generador eléctrico

Un generador eléctrico consta de un motor térmico que acciona un alternador, el calor del motor. El alternador es una máquina eléctrica capaz de transformar la energía mecánica en eléctrica. La ley física que explica el funcionamiento de este coche eléctrico es la de Faraday-Neumann-Lenz, mediante el cual un circuito fijo sumergido en un campo magnético en movimiento o un circuito que opera en un campo magnético fijo, produce electricidad inducción electromagnética, este mismo principio se basa el funcionamiento de los alternadores, dinamos y transformadores.

##### *Características técnicas generador eléctrico con funcionamiento a combustible Diesel*

Lo más importante es la calidad de la electricidad producida, la "limpieza" de onda sinusoidal que describe la corriente alterna, la presencia de interferencias y sobrecargas de energía, para evitar problemas de calidad de la corriente del generador puede ser equipado con un estabilizador y un filtro electrónico que genera electricidad para alimentar en manera apropiada un equipo electrónico

delicado. El generador diesel estará equipado con disyuntor térmico, que desconecta la carga eléctrica en caso de sobrecalentamiento.

Consideramos que el tamaño, peso y capacidad del embalse y junto con el consumo del motor determina la autonomía de los generadores diesel.

Los generadores diesel pueden funcionar juntos (en paralelo). El uso del paralelo en los generadores eléctricos funciona y ofrecen las ventajas de una mayor capacidad, eficiencia y redundancia. Los generadores de corriente pueden ser conectados entre sí a través del proceso de sincronización. Sincronización implica comparar el voltaje, frecuencia y fase antes de conectar el generador eléctrico a una barra de bus en vivo. La falta de sincronización antes de la conexión podría causar una elevada corriente de cortocircuito o el desgaste en el generador diesel y / o de sus equipos de conmutación. El proceso de sincronización se puede hacer automáticamente por un auto-módulo sincronizador. La auto-sincronizador leerá el voltaje, la frecuencia y los parámetros de fase del generador y de las tensiones eléctricas prefabricadas, mientras que la regulación de la velocidad a través del gobernador de motor.

Los motores diesel pueden sufrir daños en determinadas condiciones, la acumulación de carbono debido a períodos prolongados de funcionamiento a bajas velocidades y / o carga baja. Tales condiciones pueden ocurrir cuando el motor se queda como una unidad de 'standby' de generación, o si el generador diesel de potencia máxima es muy superior a las cargas normales que se le plantean. Lo ideal sería que los motores diesel deben correr al menos alrededor de 60-75% de su carga máxima admisible, y en alrededor del 75% de su velocidad máxima.

Un generador diesel es la combinación de un motor diesel con un generador eléctrico (a menudo llamado un alternador) para generar energía eléctrica.

Los generadores de electricidad son seleccionados en base a la carga que se destinarán al suministro de energía para, y "que la carga de misión crítica" necesidades (por ejemplo un hospital necesita tener el 100% de redundancia y el tiempo, un patio trasero unidad de reserva para mantener un jacuzzi caliente ISN No tan crítico).

La carga puede ser compartida entre los generadores eléctricos funcionando en paralelo mediante el intercambio de carga. Como auto-sincronizar, compartir la carga puede ser automatizado mediante un módulo de distribución de la carga. La carga el módulo de compartir medirá la carga y la frecuencia en el generador eléctrico.

El costo de combustible por kilovatio producido es del treinta al cincuenta por ciento inferiores a la de los motores de gasolina.

## **CAPÍTULO IV CÁLCULO Y SELECCIÓN**

### **4.1 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN BODEGAS DE CARGA DEL TIPO RSW – CÁLCULO Y SELECCION DE EQUIPOS**

Graficaremos el ciclo termodinámico de refrigeración sin aprovechamiento del sobrecalentamiento en la línea de succión luego de salir del evaporador. A partir de este gráfico y las consideraciones iniciales encontraremos las cargas de trabajo preliminares. El refrigerante seleccionado es el amoniaco por sus propiedades además de ser más económico y menos nocivo para el ambiente.

La temperatura de agua de bodegas debe ser de  $0^{\circ}\text{C}$  una vez puesta en marcha el sistema de refrigeración RSW, por lo que la temperatura del refrigerante debe ser menor para poder absorber el calor del agua de mar. En su estado de vapor saturado del  $\text{NH}_3$  es decir el punto C será de  $-10^{\circ}\text{C}$ , es decir  $14^{\circ}\text{F}$  ( $42.18\text{Psia}$  y  $616.1\text{Btu/Lb}$ ).

Hemos asumido un sobrecalentamiento de  $9^{\circ}\text{F}$  en la línea de succión antes de entrar al compresor, entonces el amoniaco en el punto C' será de  $23^{\circ}\text{F}$  donde tendrá de entalpia  $623\text{ BTU/Lb}$  y  $42.18\text{ Psia}$ .

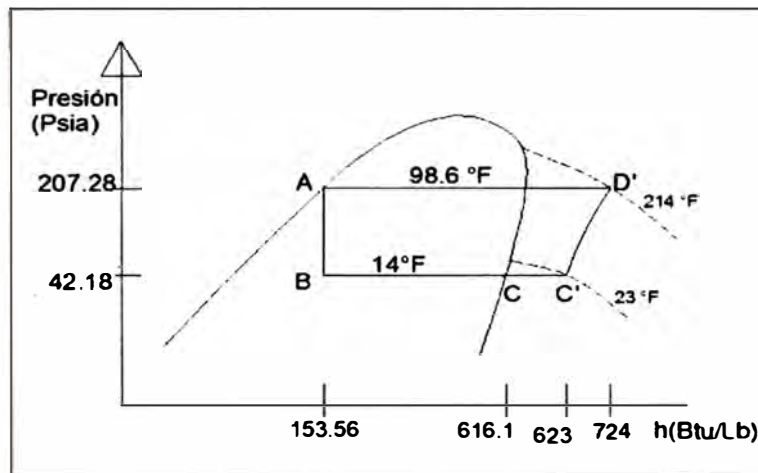
El agua de mar se encargara de absorber el calor del amoniaco que circula por el condensador, entonces la temperatura del amoniaco deberá ser mayor que la temperatura del agua de mar ( $27^{\circ}\text{C}$ )

El equipo compresor elevara la temperatura del NH<sub>3</sub> desde 23°F a 214°F asumiendo un proceso de entropía constante.

El estado líquido saturado a la salida del condensador da la temperatura de 98.6°F, la presión absoluta es de 207.28Psia y una entalpia de 153.56Btu/Lb lo cual define el punto A.

El punto B lo encontramos proyectando una línea vertical desde A hasta la intersección con la isoterma de 14°F.

El punto D lo encontramos trazando la curva de entropía constante desde el punto C' hasta la intersección de la línea isobara que representa la presión de condensación de 207.28Psia.



**Grafica N°4.1 Diagrama Entalpia Vs presión para el sistema de frío planteado**

Consideraciones:

Volumen de bodegas a refrigerar: 550 m<sup>3</sup>

Cantidad de agua a enfriar (27% de bodega): 148.5 m<sup>3</sup>

T inicial agua de mar: 27°C = 80.6F

T final agua de mar: 0°C = 32F

Tiempo de enfriamiento: 4.5 horas

Refrigerante: Amoniaco



Para obtener la carga térmica utilizamos la fórmula de calor sensible (3.10):

$$Q'' = \frac{m \cdot C_e \cdot \Delta T}{t}$$

De la fórmula 3.11

$$m = d \cdot V$$

$d$  es la densidad del agua de mar  $1025 \text{ kg/m}^3$  y el  $V$  es el volumen de agua de mar a refrigerar:  $148.50 \text{ m}^3$ . La masa es  $152212.5 \text{ Kg}$ , reemplazamos en la fórmula 3.09

$$Q'' = \frac{152212.5 \cdot 3935.6 \cdot 27}{4.5 \cdot 3600}$$

$$Q'' = 998.4 \text{ KW}$$

Asumiendo pérdidas de calor en las bodegas por radiación al medio, por conducción en el casco tomaremos en 106%. Recordar que las bodegas están aisladas con poliuretano.

$$Q' = Q'' \cdot 1.06 = 1058 \text{ KW} = 3607 \text{ KBtu/h} = 301 \text{ TR}$$

El trabajo de enfriamiento de las bodegas puede dividirse haciendo funcionar dos equipos en paralelo en su carga máxima. Dividiendo el resultado anterior entre dos

$$Q = \frac{Q'}{2} = \frac{3607000}{2} \text{ Btu/h} = 1803500 \text{ Btu/h} = 529 \text{ KW} = 150.5 \text{ TR}$$

Los intercambiadores de calor no son 100% efectivos por eso consideraremos una eficiencia ( $n$ ) del 85% para los evaporadores. Los evaporadores deben tener cada uno al menos la siguiente capacidad:

$$Q_e = \frac{Q}{n} = \frac{529}{0.85} = 622 \text{ KW} = 177 \text{ TR}$$

De la fórmula 3.02 encontramos el flujo másico de refrigerante del sistema es:

$$m = \frac{Q_e}{h_c - h_b} \quad (\text{Lb/hora})$$

$$m = \frac{1803500}{616.1 - 153.56}$$

$$m = 3900 \text{ Lb/hora} = 1773 \text{ kg/hora}$$

El desplazamiento volumétrico ( $V_s$ ) en la succión lo encontraremos con el volumen específico del refrigerante ( $v$ ) obtenido de las tablas de presión – entalpia con la temperatura de vapor saturado a 14°F y reemplazando en la fórmula 3.12 tenemos:

$$V_s = v * m = 0.4175 \frac{m^3}{kg} * 1773 \frac{kg}{h} = 740 \frac{m^3}{h}$$

La temperatura del agua de mar es oscilante comparando el día con noche, aparte que esta embarcación es dirigida por el norte del Perú donde se sabe que son las mayores del territorio nacional, por lo tanto el calor absorbido del refrigerante también será variable. Por este motivo daremos un factor de seguridad de 0.8 y así obtenemos la capacidad de los condensadores para el sistema, reemplazando en la fórmula 3.06:

$$\begin{aligned} Q'_c &= m * (h_d - h_a) \\ Q'_c &= 3900 * (724 - 153.56) \\ Q'_c &= 2224716 \frac{Btu}{h} = 653Kw \\ Q_c &= \frac{Q'_c}{0.8} = 816Kw \end{aligned}$$

Los compresores deben tener la siguiente potencia de acuerdo a la fórmula 3.04:

$$\begin{aligned} Q'_w &= m * (h_{d'} - h_{c'}) \\ Q'_w &= 3900 * (724 - 623) \\ Q'_w &= 393900 \frac{Btu}{h} = 116Kw = 155HP \end{aligned}$$

Es importante dar un margen por las conexiones de los equipos mecánicos, en este caso asumiremos el valor de 0.78, reemplazando

$$Q_w = \frac{Q'}{n_{mecanica}} = \frac{Q'_w}{0.78} = 199HP$$

#### 4.1.1 Selección de equipos

Para seleccionar el equipo compresor calcularemos el valor de la relación de compresión  $V_i$  de la fórmula 3.14:

$$V_i = (P_{descarga}/P_{succión})^{1/k} = (207.28/42.18)^{1/1.286} = 3.45$$

El modelo de compresor MYCOM que corresponde es de tornillo en que la relación de compresión ( $V_i$ ) puede ser ajustado. De fábrica tienen como relación de compresión  $V_i$  a 2.6, 3.6 y 5.8 (denominados L, M y H respectivamente) se selecciona el que tiene como  $V_i = 3.6$  (M) pues este puede ajustarse hasta obtener el  $V_i$  deseado. Por otro lado tenemos el desplazamiento volumétrico calculado anteriormente ( $740 \frac{m^3}{h}$ ) que es el desplazamiento teórico ( $V_{th}$ ) solicitado en el eje de las abscisas del diagrama del anexo N° 6.3, adicionalmente con el desplazamiento teórico en el anexo N°6.4 lo corroboramos. Las característica del equipo compresor de tornillo según el anexo N° 6.5 1 es el modelo 160VLD - M.

Adicionalmente a esta información se debe enviar al proveedor los datos de las consideraciones planteadas inicialmente. Es decir la temperatura del agua de mar, volumen de bodegas, tiempo de enfriamiento, el refrigerante a emplear.

La selección de esta marca de equipos compresores es porque son reconocidos internacionalmente, además de contar de una gran variedad de modelos que hacen que este más cercano a lo solicitado técnicamente.

Los dos (02) compresores del tipo tornillo deben incluir bastidor que sirve tanto para el compresor, motor eléctrico, separador y enfriador de aceite por inyección de líquido. El compresor y su respectivo motor están conectados mediante acople flexible, la unidad cuenta con válvulas de paso en la succión y en la descarga, válvula de seguridad para la línea descarga, sistema automático de control de capacidad y control de volumen, separador de aceite, visor para nivel de aceite, calentador eléctrico para el aceite en el separador, enfriador de aceite, sensores de presión y temperatura, transformador de corriente, así como también es equipado

con un moderno sistema de control (PLC) y monitoreo mediante el cual se programan y regulan las condiciones de operación del equipo.

### **Modelo de Compresor de Tornillo**

Marca:MYCOM

Modelo: N160VLD-M

Capacidad de cada compresor: 177 TR

Refrigerante: R717 - Amoniaco

Regulación de capacidad: Rango 12 a 100%

Arranque del compresor: Sin carga

Velocidad angular: 3.550.r.p.m.

Temperatura de saturación de succión:  $-5.0^{\circ}\text{C} = 23^{\circ}\text{F}$

Temperatura de Condensación:  $37^{\circ}\text{C}$

Recalentamiento en la succión:  $-12.8^{\circ}\text{C}$

Enfriamiento de aceite: Agua de mar.

Tensión de alimentación motor eléctrico:  $3 \times 440\text{V}/60\text{Hz}$

Potencia del motor eléctrico: 200 HP.

Cantidad: 02 equipos.

### **Evaporadores:**

Anteriormente se calculó la capacidad de los evaporadores (02) siendo ser como mínimo de 622Kw, el fabricante de la marca MMC Kulde realiza sucesivos ensayos para determinar la capacidad de sus modelos. Con esa garantía se selecciona el

modelo ZSC-3012TE que tiene la capacidad de 640KW que se aproxima a lo solicitado. Las dimensiones generales pueden verse en el anexo N° 6.6

Estos tipos de Chiller funcionan con el sistema Optiflux "Spray Chiller". Es la manera más rápida y segura de enfriar agua de mar hasta  $-1.5^{\circ}\text{C}$ . Es del tipo casco y tubos, con tubos de 7/8" en Ti-Tec, el agua del mar circula por el interior de los tubos y el refrigerante es rociado continuamente en el exterior de los tubos. El evaporador está diseñado con un sistema de fácil remoción de las tapas para mantenimiento y limpieza.

### **Evaporador tipo Spray**

Fabricante: MMC KULDE.

Modelo: ZSC – 3012TE

Capacidad unitaria: 640 KW, 182 TR

Flujo de agua unitario: 400 m<sup>3</sup>/h

Temperatura de salida de agua de mar:  $0^{\circ}\text{C}$

Temperatura de Succión:  $-5^{\circ}\text{C}$

Refrigerante: R717 Amoniaco

Cantidad: 02 equipos.

### **Condensadores de tubo tipo Casco y tubos**

De los cálculos antes realizados tenemos que el valor mínimo de la capacidad de los condensadores es de 816KW y como refrigerante el amoniaco. La marca de equipos MMC KULDE será la elegida por su gran variedad de modelos y garantía.

El Condensador del tipo casco y tubos, compuesta en su interior de tubos de  $\frac{3}{4}''\varnothing$ , con sistema de fácil remoción de tapas para un fácil mantenimiento, limpieza e inspección.

### **Condensador**

Fabricante: MMC KULDE

Capacidad: 850 Kw

Variación de temperatura (°C Agua/NH3): 10°C

Caudal: 166 m3/h

Cantidad: 02 equipos.

Los siguientes equipos del sistema de refrigeración son proporcionados de acuerdo a las características de RSW que el fabricante conoce, solo serán nombrados con el fin de complementar lo expuesto.

### **Bombas de recirculación del Refrigerante**

Esta bomba circulara el amoniaco por todo el circuito interior por lo que la altura dinámica total ADT se desconocerá pues las pérdidas por fricción depende del conocimiento de la longitud, diámetro de las tuberías y de la velocidad que desarrollara el refrigerante en el serpentín de tubos en el interior del evaporador.

Bomba del tipo semi hermético para la recirculación del refrigerante. Esta bomba puede ser utilizada con todos los refrigerantes conocidos, esta bomba está especialmente diseñada para manejar fluidos con burbujas en suspensión.

### **Electrobomba (para las bombas de circulación)**

Fabricante: MMC KULDE.

Modelo: MMC KS-E5

Capacidad: 300 litros/min a 24 m.w.g.

Consumo: 3 kWx440V, 1750rpm, 60Hz

Velocidad: 1750 rpm.

Cantidad: 02 equipos.

### **Bombas de agua de mar para el condensador**

Bomba centrífuga para agua de mar con base de acero, con acople directo a motor eléctrico. El motor es controlado mediante un variador de frecuencia. IP55, potencia eléctrica 21 kW. Flujo de agua 270 m<sup>3</sup>/h a 16 metros de columna de agua, velocidad de 1200 a 1770 rpm. El equipo se suministra con switch de arranque parada, variador de frecuencia, arrancador y fusibles. La carcasa de la bomba es de bronce.

### **Electrobomba Centrífuga**

Fabricante: ING. PER GJERDRUM AS

Modelo: PG- 125/250 A1

Capacidad: 270 m<sup>3</sup>/h a 16 m.w.g.

Consumo: 16.1 KW.

NPSH requerido: 4.5m.

Velocidad: 1750rpm

Fluido: agua de mar

Acoplada al motor eléctrico:

**Motor eléctrico de la bomba PG- 125/250 A1**

Fabricante: ABB

Motor tipo: M2QA 180 M4A

Consumo: 21 KW

Suministro: 440V/3/60Hz

Cantidad: 02 equipos

**Bomba de agua de mar para recirculación del sistema RSW**

Bomba centrífuga para agua de mar con base de acero, con acople directo a motor eléctrico. El motor IP55, Flujo de agua 400 m<sup>3</sup>/h a 18 metros de columna de agua, velocidad de 1770rpm. El equipo se suministra con switch de arranque parada, arrancador y fusibles. La carcasa de la bomba es de bronce.

**Electrobomba Centrífuga**

Fabricante: ING. PER GJERDRUM AS

Modelo: PG 150/250 A1

Capacidad: 400m<sup>3</sup>/h a 18m<sub>wg</sub>

Consumo: 26 KW.

Velocidad: 1770rpm

NPSH requerido: 5.3m

Fluido: agua de mar

**Motor eléctrico de la bomba PG-150/250 A1**

Fabricante: ABB

Motor tipo: M2QA 200 L4A

Consumo: 34.5 KW



Suministro: 440V/3/60Hz

Cantidad: 03 equipos (El tercer equipo es de reserva)

### **Purgador de aceite**

Un purgador de aceite para la automática separación del aceite del amoníaco, El tanque esta acondicionado para la instalación del equipo de control necesario.

Fabricante: TEEQ

Tipo: OUK

Consumo: 1 kW

Volumen: 20 litros

Voltaje: 220V/1fase

Cantidad: 02 equipos

### **Set de Válvulas y accesorios de amoníaco**

Set de válvulas para de amoníaco para el Chiller, incluyendo válvulas de paso, reguladores manuales, válvulas solenoide, controles de nivel de líquido, válvulas de seguridad, termostatos para las líneas de agua e interruptores de flujo para los Chillers. De acuerdo al MMC KULDE Standard. Incluyendo:

Control de Nivel de líquido para el Chiller

Control de Alto nivel de Amoníaco

Presostatos

Termostatos

Detectores de Flujo.

Sensores de temperatura para el ingreso y salida del chiller.

Cantidad: 02 juegos.

**Tablero eléctrico**

Incluye el equipo de arranque estrella-triángulo y sistema de control auxiliar para los equipos mencionados líneas arriba.

Sistema de control por PLC, incluye el panel de operador para el trabajo y monitoreo. Interruptores de control, luces de alarma en la parte frontal del panel. El gabinete cuenta con un botón de emergencia y habilitado para una parada de emergencia externa. Equipado con interruptores de arranque y parada y luces señalizadores. El gabinete incluye el panel de control para el compresor, y está diseñado como un sistema de monitoreo en la parte frontal del tablero de arranque.

Voltaje Control: 220V/1f

Voltaje de Fuerza: 440V/3f

En la compra de los equipos se debe incluir los tableros eléctricos del sistema además de los accesorios propios de los equipos.

**Sistema de control RSW y control de válvulas automáticas**

Para monitores del sistema y control del sistema RSW debe incluirse una pantalla sensible al tacto desde se puede hacer el seguimiento del funcionamiento de los compresores, bombas del sistema RSW y válvulas del mismo. También se ha integrado todas las lecturas de temperatura de ingreso y salida desde los tanques RSW y el flujo de agua a través de los sistemas RSW en el mismo panel.

El usuario tendrá total control del proceso de enfriamiento, las válvulas del sistema de agua de mar, así como el flujo de agua de mar y sus temperaturas en todo el sistema.

## 4.2 SISTEMA AUXILIAR DE ARRANQUE DEL MOTOR PRINCIPAL – CÁLCULO Y SELECCION DE EQUIPOS

Para romper la inercia del cigüeñal es necesario que el motor de arranque neumático mediante su piñón mueva la volante del motor, este equipo es proporcionado por el fabricante conjuntamente con los demás dispositivos del motor Caterpillar para el modelo 3516B.

Escogeremos los valores correspondientes para la presión de la botella de arranque  $P_t$  intermedio para encontrar la medida de la botella de aire comprimido ( $V_t$ ) para el sistema en la formula N° 3.16

$$V_t = \frac{V_c \cdot T \cdot P_a}{P_t - P_{min}} = \frac{0.34m^3 \cdot 17seg \cdot 101.32Kpaa}{(965 - 448)Kpaa} = 1.14m^3$$

Serán dos balones cilíndricos de Diámetro de 0.60m y longitud total de 2.2m. Los dos tanques serán interconectados para que desde cualquier equipo compresor instalado para el servicio pueda llenarse de aire.

La presión de la botella de arranque según la tabla 3.1 es de 965Kpaa pero debido que un sistema real puede haber pequeñas perdidas de presión por fricción, fugas en las tuberías de conexión desde los tanques al equipo de arranque del motor, además con un equipo de mayor potencia llegaremos más rápidamente a la presión de trabajo establecido.

De haber escogido como presión de la botella 1137KPaa que necesitaría de consumo de aire de motor 0.4m<sup>3</sup>/seg. y dos botellas de capacidad mínima de 0.5m<sup>3</sup> cada uno.

Por estas razones escogeremos un compresor de presión de descarga de 1500KPaa y la presión a la entrada es la atmosférica (101.32KPaa), con temperatura de la sala de máquinas de popa de 25°C (298K).

Calcularemos la potencia del equipo necesario para cumplir el trabajo de 101.32KPaa a 1500KPaa, para ello de la relación de compresión  $R'_c$  definiremos si el trabajo total se puede realizar en una etapa o de dos etapas según la fórmula N° 3.29.

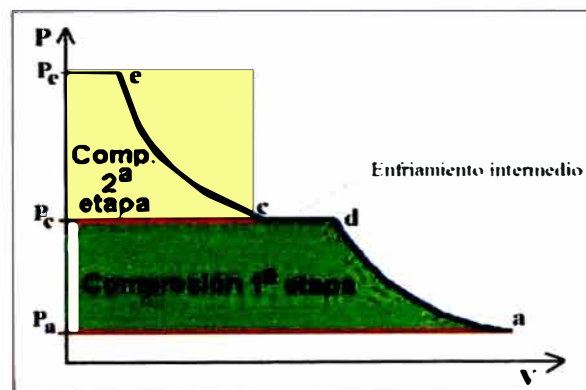
$$R'_c = \frac{P_d}{P_s} = \frac{1500}{101.32} = 14.81$$

Como la relación de compresión es alta ( $R_c > 6$ ) usaremos un compresor de dos etapas. Si bien el sistema de dos etapas posiblemente requiera la misma cantidad de cilindros que un sistema de tres etapas, eliminaríamos un conjunto completo de inter enfriadores, depuradores y circuitos de control al usar una instalación de dos etapas. Si la temperatura fuera una cuestión de suma importancia, una unidad de tres etapas tendría temperaturas de operación más bajas (y cargas del vástago menores) pero la compra y el funcionamiento serían más caros.

Para la relación de compresión  $R_c$  en dos etapas de la fórmula N°3.30

$$R_c = \sqrt{14.81} = 3.85$$

Asumiremos que en la primera etapa la compresión es adiabática, seguido del enfriamiento intermedio isobárico y finalmente la segunda etapa como proceso adiabático. En el siguiente grafico representa la compresión del aire en dos etapas.



Grafica N° 4.2 -Curva de compresión de dos etapas

En la primera etapa conoceremos los valores finales a través de los iniciales, de la formula N° 3.21 tenemos lo siguiente:

$$V_a = \frac{n \cdot R \cdot T_a}{P_a} = \frac{1 \text{ mol} \cdot 0.082 \frac{\text{Atm} \cdot \text{l}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 298 \text{ K}}{1 \text{ Atm}} = 24.51 \text{ litros}$$

Este último valor reemplazando en la formula N° 3.33 tenemos:

$$V_c = V_a \left( \frac{p_a}{p_c} \right)^{\frac{1}{k}} = 24.51 * \left( \frac{1}{3.85} \right)^{1/1.4} = 9.36 \text{ litros}$$

Despejando T de la formula N° 3.21 encontramos:

$$T_c = \frac{P_c \cdot V_c}{n \cdot R} = \frac{3.85 \text{ Atm} \cdot 9.36 \text{ l}}{1 \text{ mol} \cdot 0.082 \frac{\text{Atm} \cdot \text{l}}{\text{mol} \cdot \text{K}}} = 439.5 \text{ K}$$

Encontremos el trabajo para comprimir el gas en la primera etapa, según la formula N° 3.32

$$W_{a \rightarrow c} = \frac{C_v}{R} (p_c V_c - p_a V_a) = \frac{p_c V_c - p_a V_a}{k - 1}$$

$$W_{a \rightarrow c} = \frac{p_c V_c - p_a V_a}{k - 1} = \frac{3.85 \cdot 9.36 - 1 \cdot 24.51}{1.4 - 1} = 28.82 \text{ Atm} \cdot \text{l}$$

$$W_{a \rightarrow c} = 2.9195 \text{ KJ}$$

Encontraremos el volumen al final luego del enfriamiento intermedio suponiendo que es isobárico ( $P_c = P_d$ ) y el trabajo realizado por un sistema externo para enfriar el aire a presión constante. Despejando el Volumen de la Formula N° 3.21

$$V_d = \frac{n \cdot R \cdot T_d}{P_d} = \frac{1 \text{ mol} \cdot 0.082 \frac{\text{Atm} \cdot \text{l}}{\text{mol} \cdot \text{K}} \cdot 298 \text{ K}}{3.85 \text{ Atm}} = 6.38 \text{ litros}$$

Encontrando el trabajo en la trayectoria de salida de la primera etapa hacia la segunda etapa y mediante la fórmula N° 3.36

$$W_{d \rightarrow c} = P_c (V_c - V_d) = 3.85 * (9.36 - 6.35) = 11.59 \text{ Atm} \cdot \text{l} = 1.174 \text{ KJ}$$

En la segunda etapa de compresión tenemos:

$$V_e = V_d \left( \frac{p_d}{p_e} \right)^{\frac{1}{k}} = 3.85 * \left( \frac{3.85}{14.81} \right)^{1/1.4} = 2.43 \text{ litros} \quad (\text{formula 3.33})$$

$$T_e = \frac{p_e V_e}{n \cdot R} = \frac{14.81 \text{ Atm} \cdot 2.43 \text{ l}}{1 \text{ mol} \cdot 0.082 \frac{\text{Atm} \cdot \text{l}}{\text{mol} \cdot \text{K}}} = 438.88 \text{ K} \quad (\text{formula 3.21})$$

$$W_{d \rightarrow e} = \frac{p_e V_e - p_d V_d}{k-1} = \frac{14.81 \cdot 2.43 - 3.85 \cdot 6.35}{1.4-1} = 28.85 \text{ Atm. l} \quad (3.32)$$

$$W_{d \rightarrow e} = 2.9225 \text{ KJ}$$

El trabajo total será la suma del trabajo de las dos etapas

$$W_{a \rightarrow e} = W_{a \rightarrow c} + W_{d \rightarrow e} = 57.65 \text{ Atm. l} = 5.842 \text{ KJ}$$

Considerando una eficiencia  $n$  de 0.8 tenemos que la potencia del equipo compresor deberá ser mayor que:

$$P_{a \rightarrow e} = \frac{W_{a \rightarrow e}}{n} = \frac{5.842 \text{ Kw}}{0.80} = 7.30 \text{ Kw} = 9.80 \text{ Hp}$$

Presión de descarga de 1500KPaa = 15 Bar

El equipo que se seleccionará tendrá una capacidad aproximado de 9.8HP este alimentara de aire al sistema almacenando primero en dos recipientes con capacidad cada uno de 0.6m<sup>3</sup>. Para el motor de propulsión modelo 3516B según la tabla N° 3.1 de requerimiento de aire de arranque

Seleccionamos el equipo compresor de aire a motor eléctrico del anexo N° 6.10 con las siguientes características

Marca: Atlas Copco

Modelo: LT 10-15

Presión máxima de trabajo: 15Bar

Potencia: 10HP

Compresión en doble etapa, Pistones en "L"

Observación: los dos tanques (0.60m<sup>3</sup> c/u) vienen por separado y tendrán ubicación horizontal y deberá ser construido siguiendo las normas ASME Sección VIII División I, Reglas para la construcción de recipientes a presión.

El pedido debe incluir: manómetro, válvula de seguridad, válvula de drenaje manual y otros dimensionados al equipo comprado.

El plano del sistema de arranque neumático está ubicado antes de los anexos.

La ubicación de los equipos de aire comprimido estará en sala de máquinas de popa a estribor del mamparo N° 8 según el plano de disposición general.

### 4.3 SISTEMA DE ACHIQUE – CÁLCULO Y SELECCION DEL SISTEMA DE BOMBEO

#### 4.3.1 Achique en Bodegas

Cuando se llena las bodegas con pescado también se llena con agua de mar en una proporción aproximada de 50% / 50%. Es necesario achicar con rapidez por eso asumimos 3horas. El caudal en las bodegas (volumen 50% de 550m<sup>3</sup>) según la fórmula 3.37

$$Q_b = \frac{vol}{t} = \frac{275m^3}{3horas} = 92\frac{m^3}{h}$$

Redondeando la cifra anterior por perdidas por envejecimiento en las tuberías y por ser un valor comercial.

$$Q_b = 100\frac{m^3}{h} = 440 Gpm = 0.027\frac{m^3}{seg} = 1666.6\frac{l}{min} = 27.7\frac{l}{seg.}$$

Según la clasificadora ABS Parte 4 sistemas de embarcación y maquinaria el diámetro de la tubería (d) será:

$$d = 25 + 1.68 \sqrt{L(B + D)} \text{ mm}$$

Donde L = 54.5m, B = 10.1m y D = 4.9m

Reemplazando el diámetro interior debe ser de por lo menos de 73mm.

También podemos encontrar el diámetro de la tubería a partir de la fórmula de Hazen y Williams (según fórmula N°3.41):

$$D = \sqrt[2.63]{\frac{Q_b}{0.2785 * C * S^{0.54}}} = \sqrt[2.63]{\frac{0.027}{0.2785 * 140 * \left(\frac{4.5}{36}\right)^{0.54}}} = 0.097m$$

$$D = 0.10m = 10cm = 4''\varnothing$$

De los dos diámetros encontrados tomaremos el mayor (10cm) que cumplirá ambas consideraciones.

La velocidad del flujo de agua encontramos despejando V de la fórmula N° 3.37:

$$V_{b(4''\varnothing)} = \frac{Q_b}{A_b} = \frac{0.027}{\frac{\pi \cdot 0.1^2}{4}} = 3.54 \frac{m}{seg}$$

Para calcular el ADT se considera el tramo de tubería que presenta mayor longitud además de tener mayor caída de presión por pérdidas por fricción en los diferentes componentes. Bodega proa estribor

El coeficiente de pérdida por longitud  $h_f$ , además conocemos el caudal  $Q_b$  y el diámetro  $D = 10cm$  recurrimos a la fórmula de Hazen y Williams (fórmula 3.39):

$$J\% = \left[ \frac{131.455 \cdot Q_b}{C \cdot D^{2.63}} \right]^{1.852} = \left[ \frac{131.455 \cdot 1666.6}{140 \cdot 10^{2.63}} \right]^{1.852} = 11m$$

Por cada 100m del recorrido del agua por la tubería se perderá 11m (por metro se pierde 0.11m)

En las pérdidas por fricción en tuberías ( $H_f$ ) tenemos 18 m de tubo en la succión y 14m en la descarga de 4'' $\varnothing$ , donde el coeficiente de pérdida por fricción encontrada en la fórmula 3.39 es de 0.11 y la longitud de succión más la de descarga es de 32m.

$$h_f = 32m \cdot (0.11) = 3.52m$$



Para la pérdidas por accesorios tenemos 16 codos a 90°, 5 válvulas compuerta abiertas, 02 válvula Swing Check (la longitud equivalente de los accesorios en los anexos N° 6.1 y 6.2)

$$L_e = 16*0.10 + 5*0.074 + 2*0.97 = 3.91\text{m}$$

En la fórmula 3.44:

$$h_r = f * \frac{L_e}{D} * \frac{V^2}{2*g} = 0.11 * \frac{3.91}{0.10} * \frac{3.54^2}{2*9.81} = 2.74\text{m}$$

Reemplazando en la fórmula N° 3.45 para encontrar la altura dinámica total

(ADT):

$$ADT = h + \sum h_f + \frac{V^2}{2 * g} + h_r$$

$$ADT = 4.5 + 3.52 + \frac{3.54^2}{2 * 9.81} + 2.74$$

$$ADT = 11.40\text{m}$$

Para el cálculo del NPSH disponible en las bodegas encontraremos las pérdidas por fricción en tuberías ( $H_f$ ) tenemos 18m de tubo de 4"Ø y el coeficiente J igual a 0.11 en la fórmula 3.40:

$$H_f = L_1 * J_1 + L_2 * J_2 + \dots$$

$$H_f = 18*0.11 = 1.98\text{m}$$

Las pérdidas en los accesorios ( $H_r$ ) lo encontramos de los anexos 6.1 y 6.2 en donde obtenemos la longitud equivalente de 8 codos, 2 válvulas compuerta y válvula Swing Check (en la fórmula 3.44)

$$L_e = 8*0.10 + 2*0.074 + 1*0.97 = 1.92\text{m}$$

$$H_r = f * \frac{L_e}{D} * \frac{V^2}{2*g} = 0.11 * \frac{1.92}{0.10} * \frac{3.54^2}{2*9.81} = 1.35\text{m}$$

Reemplazando valores para encontrar el NPSH (formula 3.48)

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - H_g - H_f - H_r$$

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - 0.50 - 1.98 - 1.35 = 6.14m.$$

Ver plano del sistema de achique ubicado antes de los anexos

#### 4.3.2.- Achique en Lazareto

La frecuencia de achique en Lazareto es eventual por lo que la bomba de achique de lazareto será la misma de las bodegas. La tubería de descarga será la misma para ambos sistemas.

Calculo del caudal en lazareto al 100% lleno según la fórmula 3.37:

$$Q_L = \frac{Vol}{t} = \frac{46m^3}{0.5 \text{ hora}} = 92 \frac{m^3}{h}$$

Redondeando la cifra anterior por perdidas por envejecimiento en las tuberías

$$Q_b = 100 \frac{m^3}{h} = 440 \text{ Gpm} = 0.027 \frac{m^3}{seg} = 1666.6 \frac{l}{min} = 27.7 \frac{l}{seg}.$$

Encontraremos el diámetro de la tubería a partir de la fórmula de Hazen y Williams (según formula N°3.41):

$$D = \sqrt[2.63]{\frac{Q_b}{0.2785 \cdot C \cdot S^{0.54}}} = \sqrt[2.63]{\frac{0.027}{0.2785 \cdot 140 \cdot \left(\frac{3}{30}\right)^{0.54}}} = 0.076m$$

$$D = 0.076m = 7.6cm = 3''\emptyset$$

La velocidad del flujo de agua en el lazareto encontramos despejando V de la formula N° 3.37:

$$V_{b(3'')} = \frac{Q_b}{A_b} = \frac{0.027}{\frac{\pi * 0.076^2}{4}} = 2.82 \frac{m}{seg}$$

Para obtener las pérdidas por fricción en las tuberías  $h_f$  reemplazamos valores en la fórmula de Hazen y Williams (formula 3.39):

$$J\% = \left[ \frac{131.455 \cdot Q_b}{C \cdot D^{2.63}} \right]^{1.852} = \left[ \frac{131.455 \cdot 1666.6}{140 \cdot 7.6^{2.63}} \right]^{1.852} = 10m$$

Por cada 100m del recorrido del agua por la tubería se perderá 11m (por metro se pierde 0.10m)

En las pérdidas por fricción en tuberías ( $h_f$ ) tenemos 12 m de tubo de 3"Ø y 4m de 4"Ø en la succión. En la descarga tenemos 14m de tubo de 4"Ø. descarga. De la formula N° 3.40:

$$h_f = L_1 * J_1 + L_2 * J_2 + \dots$$

$$h_f = 12m * 0.10 + 4 * 0.11 + 14 * 0.11 = 3.18 \text{ m}$$

En las perdidas por accesorios tenemos en la succión: 03 codos a 90° de 3"Ø, 04 codos de 4"Ø de 90°, 01 válvulas compuerta 3"Ø, 01 Válvula compuerta de 4"Ø, 01 válvula Swing Check 4"Ø y 01 check de pie de 3"Ø (en la fórmula 3.44) (La longitud equivalente de cada accesorio está en los anexos N° 6.1 y 6.2).

$$L_e = 3 * 0.086 + 4 * 0.10 + 1 * 0.071 + 1 * 0.074 + 1 * 0.97 + 1 * 0.48 = 2.25m$$

$$h_{r1} = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2 * g} = 0.10 * \frac{2.25}{0.075} * \frac{2.82^2}{2 * 9.81} = 1.22m$$

En la perdidas por accesorios en la línea de descarga tenemos: 08 codos a 90° de 4"Ø, 03 válvulas compuerta 4"Ø, 01 válvula Swing Check de 4"Ø (en la fórmula 3.44):

$$L_e = 8 * 0.10 + 3 * 0.074 + 1 * 0.97 = 1.99m$$

$$h_{r2} = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2 * g} = 0.11 * \frac{1.99}{0.10} * \frac{2.82^2}{2 * 9.81} = 0.89m$$

$$h_r = h_{r1} + h_{r2} = 1.22 + 0.89 = 2.11m$$

La altura dinámica total de bombeo (ADT) del Lazareto está comprendido entre la sala de máquinas de popa y lazareto. Reemplazando los valores encontrados en la siguiente formula (3.45)

$$ADT = h + \sum h_f + \frac{v^2}{2 * g} + h_r$$

$$ADT = 3.4 + 3.18 + \frac{3.54^2}{2 * 9.81} + 2.11$$

$$ADT = 9.33m$$

En el Cálculo del NPSH disponible en Lazareto consideramos primero las pérdidas por fricción en tuberías ( $H_f$ ) tenemos 12m de tubo de 3"Ø y 4m de tubo de 4"Ø.

$$H_f: 12 * 0.10 + 4 * 0.11 = 1.64m$$

En las pérdidas por accesorios ( $H_a$ ) tenemos 03 codos de 3"Ø de 90°, 04 codos de 4"Ø de 90°, 01 válvula compuerta de 3"Ø, 01 Válvula compuerta de 4"Ø, 01 válvula Swing Check de 4"Ø y 01 Válvula Check de pie de 3"Ø (reemplazando en la fórmula 3.44).

$$L_e = 3 * 0.086 + 4 * 0.10 + 1 * 0.071 + 1 * 0.074 + 1 * 0.97 + 1 * 0.48 = 2.25m$$

$$H_r = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2 * g} = 0.10 * \frac{2.25}{0.075} * \frac{2.82^2}{2 * 9.81} = 1.22m$$

La toma (succión) de lazareto está ligeramente por encima  $H_g$  de la bomba de achique. De la formula N° 3.48:

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - H_g - H_f - H_r$$

$$NPSH_{disponible} = 9.97 + 0.50 - 1.64 - 1.22 = 7.61m$$

Para un mejor entendimiento revisar el plano general del sistema de achique antes de los anexos.

#### 4.3.3 Achique en Sala de máquinas de popa

El ingreso de agua de mar en grandes cantidades seria fortuita solo en caso de colisión en el casco o proveniente de cubierta, entonces utilizaremos la misma

capacidad de la bomba que se seleccionara para el achique de bodegas. En esta sala estará ubicada la bomba principal y la de respeto.

$$Q_{spp} = 100 \frac{m^3}{h} = 440 \text{ Gpm} = 0.027 \frac{m^3}{seg} = 1666.6 \frac{l}{min} = 27.7 \frac{l}{seg.}$$

$$D = 0.10m = 10cm = 4''\emptyset$$

A partir del caudal y el diámetro tendremos la velocidad del flujo de agua de la formula N°3.37:

$$V_{spp} = \frac{Q_{spp}}{A_{spp}} = \frac{0.027}{\frac{\pi * 0.1^2}{4}} = 3.54 \frac{m}{seg}$$

La altura dinámica total de bombeo (ADT) está comprendido en sala de máquinas.

Encontraremos las pérdidas por fricción de las tuberías  $h_f$  utilizamos a la fórmula de Hazen y Williams (formula N° 3.39):

$$J\% = \frac{[131.455 * Q_b]^{1.852}}{C * D^{2.63}} = \frac{[131.455 * 1666.6]^{1.852}}{140 * 10^{2.63}} = 11m$$

Es decir por cada metro de tubo se pierde por fricción 0.11 m (J).

En las pérdidas por fricción en tuberías ( $h_f$ ) tenemos 20 m de tubo de 4'' $\emptyset$  en la succión y 14m de 4'' $\emptyset$  en la descarga.

$$h_f = 20m * 0.11 + 14 * 0.11 = 3.74 \text{ m}$$

Para la perdidas por accesorios tenemos en la succión: 10 codos a 90° de 4'' $\emptyset$ , 03 válvulas compuerta 4'' $\emptyset$ , 01 válvula Swing Check y 01 válvula check de pie de 4'' $\emptyset$  (la longitud equivalente para los accesorios en los anexos N° 6.1 y 6.2). De la formula N°3.44:

$$L_e = 10 * 0.10 + 3 * 0.074 + 1 * 0.97 + 1 * 0.48 = 2.67m$$

$$h_{r1} = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2 * g} = 0.11 * \frac{2.67}{0.10} * \frac{3.54^2}{2 * 9.81} = 1.88m$$

Para la perdidas por accesorios tenemos en la descarga: 08 codos a 90° de 4"Ø, 03 válvulas compuerta 4"Ø, 01 válvula Swing Check. De la formula N°3.44:

$$L_e = 8*0.10 + 3*0.074 + 1*0.97 = 1.99\text{m}$$

$$h_{r2} = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2*g} = 0.11 * \frac{1.99}{0.10} * \frac{3.54^2}{2*9.81} = 1.40\text{m}$$

$$h_r = h_{r1} + h_{r2} = 1.88 + 1.40 = 3.28\text{m}$$

La altura geométrica (h) es igual 4.90m desde la quilla a popa de sala de máquinas a la descarga por el casco babor. De la formula N° 3.45:

$$ADT = h + \sum h_f + \frac{v^2}{2*g} + h_r$$

$$ADT = 4.90 + 3.74 + \frac{3.54^2}{2 * 9.81} + 3.28$$

$$ADT = 12.56\text{m}$$

Para el cálculo del NPSH disponible en la sala de máquinas de popa encontraremos primero las pérdidas por fricción en las tuberías de succión ( $H_f$ ) tenemos 20m de tubo de 4"Ø

$$H_f: 20*0.11 = 2.20\text{m}$$

En las pérdidas por accesorios ( $H_a$ ) tenemos 10 codos a 90° de 4"Ø, 03 válvulas compuerta 4"Ø, 01 válvula Swing Check. y 01 válvula check de pie de 4"Ø:

$$L_e = 10*0.10 + 3*0.074 + 1*0.97 + 1*0.48 = 2.67\text{m}$$

$$H_r = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2*g} = 0.11 * \frac{2.67}{0.10} * \frac{3.54^2}{2*9.81} = 1.88\text{m}$$

Reemplazando los valores encontrados en la siguiente formula N° 3.48:

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - H_g - H_f - H_r$$

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - 1 - 2.20 - 1.88 = 4.89\text{m}$$

El plano del sistema de achique general está ubicado antes de los anexos.

#### 4.3.4 Achique en Sala de máquinas de proa

Una tercera bomba estará ubicada en la sala de máquinas de proa y dará servicio al sector proa en el achique del tanque de lastre de proa (bulbo), compartimento de ecosonda, sala de sonar y sala de máquinas de proa.

$$Q_{spr} = 100 \frac{m^3}{h} = 440 \text{ Gpm} = 0.027 \frac{m^3}{seg} = 1666.6 \frac{l}{min} = 27.7 \frac{l}{seg.}$$

$$D = 0.10m = 10cm = 4''\emptyset$$

De la formula N° 3.37 encontramos la velocidad del fluido a partir de los datos anteriores conocidos:

$$V_{spr} = \frac{Q_{spr}}{A_{spr}} = \frac{0.027}{\frac{\pi \cdot 0.1^2}{4}} = 3.54 \frac{m}{seg}$$

Para encontrar la altura dinámica total de bombeo (ADT) tomaremos el tramo mayor comprendido en sala de máquinas encontraremos las pérdidas de presión  $h_f$  para  $Q_L$  y al Diámetro = 10 cm recurrimos a la fórmula N°3.39 de Hazen y Williams:

$$J\% = \left[ \frac{131.455 \cdot Q_{spr}}{C \cdot D^{2.63}} \right]^{1.852} = \left[ \frac{131.455 \cdot 1666.6}{140 \cdot 10^{2.63}} \right]^{1.852} = 11m$$

Por cada 100m del recorrido del agua por la tubería se perderá 11m (por metro se pierde un equivalente de 0.11m)

En las pérdidas por fricción en tuberías ( $h_f$ ) tenemos 11 m de tubo de 4'' $\emptyset$  en la succión y 40m de 4'' $\emptyset$  en la descarga.

$$h_f = 11m \cdot 0.11 + 40m \cdot 0.11 = 5.61 m$$

Para la perdidas por accesorios tenemos en la succión: 06 codos a 90° de 4'' $\emptyset$ , 02 válvulas compuerta 4'' $\emptyset$  y 01 check de pie de 4'' $\emptyset$  (ver anexos N° 6.1 y 6.2 para encontrar las longitudes equivalentes para accesorios). De la fórmula 3.44.

$$L_e = 6*0.10 + 2*0.074 + 1*0.48 = 1.23\text{m}$$

$$h_{r1} = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2*g} = 0.11 * \frac{1.23}{0.10} * \frac{3.54^2}{2*9.81} = 0.87\text{m}$$

Para la perdidas por accesorios tenemos en la descarga: 10 codos a 90° de 4"Ø, 03 válvulas compuerta 4"Ø, 01 válvula Swing Check:

$$L_e = 10*0.10 + 3*0.074 + 1*0.97 = 2.2\text{m}$$

De la formula N° 3.44 reemplazando valores:

$$h_{r2} = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2*g} = 0.11 * \frac{2.20}{0.10} * \frac{3.54^2}{2*9.81} = 1.55\text{m}$$

$$h_r = h_{r1} + h_{r2} = 0.87 + 1.55 = 2.42\text{m}$$

Reemplazando para encontrar la altura dinámica total (ADT) en la fórmula 3.45:

$$ADT = h + \sum h_f + \frac{v^2}{2 * g} + h_r$$

$$ADT = 4.7 + 5.61 + \frac{3.54^2}{2 * 9.81} + 2.42$$

$$ADT = 13.37\text{m}$$

### **Cálculo del NPSH disponible en la sala de máquinas de proa**

En las pérdidas por fricción en las tuberías de succión ( $H_f$ ) tenemos 11m de tubo de 4"Ø

$$H_f: 11*0.11 = 1.21\text{m}$$

En las pérdidas por accesorios ( $H_a$ ) tenemos 06 codos a 90° de 4"Ø, 02 válvulas compuerta 4"Ø y 01 check de pie de 4"Ø, de la formula N° 3.44 y los anexos N° 6.1 y 6.2 obtenemos lo siguiente:

$$L_e = 6*0.10 + 2*0.074 + 1*0.48 = 1.92\text{m}$$

$$H_r = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2*g} = 0.11 * \frac{1.92}{0.10} * \frac{3.54^2}{2*9.81} = 1.23\text{m}$$



Reemplazando los valores encontrados en la siguiente formula N° 3.48:

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - H_g - H_f - H_r$$

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - 1 - 1.21 - 1.23 = 6.53m$$

El plano de achiche está ubicado antes de los anexos

#### 4.3.5 Achique en Tanque de lastre

Verificaremos que la bomba seleccionada (bomba de proa) puede cumplir con los requisitos de funcionamiento en este compartimento.

$$Q_t = 100 \frac{m^3}{h} = 440 \text{ Gpm} = 0.027 \frac{m^3}{seg} = 1666.6 \frac{l}{min} = 27.7 \frac{l}{seg}$$

$$D = 0.10m = 10cm = 4''\varnothing$$

$$V_t = \frac{Q_{spr}}{A_{spr}} = \frac{0.027}{\frac{\pi * 0.1^2}{4}} = 3.54 \frac{m}{seg}$$

Encontremos la caída de presión en valores de metros de columna de agua por la fórmula de Hazen y Williams (formula N° 3.39):

$$J\% = \left[ \frac{131.455 * Q_t}{C * D^{2.63}} \right]^{1.852} = \left[ \frac{131.455 * 1666.6}{140 * 10^{2.63}} \right]^{1.852} = 11m$$

Por cada 100m del recorrido del agua por la tubería se perderá 11m (por metro se pierde 0.11m)

En las pérdidas por fricción en tuberías ( $h_f$ ) tenemos 10 m de tubo de 4'' $\varnothing$  en la succión y 40m de 4'' $\varnothing$  en la descarga.

$$h_f = 10m * 0.11 + 40m * 0.11 = 5.50 m$$

Para la perdidas por accesorios tenemos en la succión: 07 codos a 90° de 4'' $\varnothing$ , 02 válvulas compuerta 4'' $\varnothing$  y 01 check de pie de 4'' $\varnothing$

$$h_{r1} = 7 * 0.10 + 2 * 0.074 + 1 * 0.4 = 1.25m$$

Las pérdidas por el fluido turbulento en los accesorios tenemos en la descarga: 10 codos a 90° de 4"Ø, 03 válvulas compuerta 4"Ø, 01 válvula Swing Check (ver anexos N° 5.1 y 5.2):

$$L_e = 10 * 0.10 + 3 * 0.074 + 1 * 0.97 = 2.20\text{m}$$

$$h_{r2} = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2 * g} = 0.11 * \frac{2.20}{0.10} * \frac{3.54^2}{2 * 9.81} = 1.55\text{m}$$

$$h_r = h_{r1} + h_{r2} = 1.25 + 1.55 = 2.80\text{m}$$

Encontremos el valor de la altura dinámica total de bombeo (ADT), este tramo está comprendido entre bulbo de proa y sala de máquinas de popa.

Reemplazando valores en la formula N° 3.45:

$$ADT = h + \sum h_f + \frac{v^2}{2 * g} + h_r$$

$$ADT = 4.7 + 5.50 + \frac{3.54^2}{2 * 9.81} + 2.80$$

$$ADT = 13.64\text{m}$$

Para el cálculo del NPSH disponible en la sala de máquinas de proa primero calculamos las pérdidas por fricción en tuberías ( $H_f$ ) tenemos 10m de tubo de 4"Ø

$$H_f: 10 * 0.11 = 1.10\text{m}$$

En las pérdidas por accesorios ( $H_a$ ) tenemos 07 codos a 90° de 4"Ø, 02 válvulas compuerta 4"Ø y 01 check de pie de 4"Ø. De la formula N° 3.44 y los anexos 6.1 y 6.2 obtenemos:

$$L_e = 7 * 0.10 + 2 * 0.074 + 1 * 0.48 = 1.33\text{m}$$

$$H_r = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2 * g} = 0.11 * \frac{1.33}{0.10} * \frac{3.54^2}{2 * 9.81} = 0.94\text{m}$$

Reemplazando valores en la formula N° 3.48 encontramos el NPSH disponible en la bomba de la sala de máquinas de proa.

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - H_g - H_f - H_r$$

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - 1 - 1.10 - 0.94 = 6.93m$$

De la formula N° 3.46 encontramos la potencia de la electrobomba:

$$P_{eje} = \frac{13.3 * Q * ADT}{n_{mecanica}} = \frac{13.3 * 0.0277 * 17}{0.63} = 9.94 \text{ Hp}$$

$$P_{motor} = \frac{P_{eje}}{n_{electrica}} = \frac{9.94}{0.88} = 11.3HP = 8.4KW$$

#### 4.3.6 Selección de las Bombas

Para los diferentes compartimentos estudiados de la embarcación, se obtuvo que el menor valor de los NPSH disponible es de 4.89m esto quiere decir que el valor del NPSH requerido debe ser menor. El fabricante de la bomba seleccionada mediante ensayos señala que esta funcionara con un NPSH requerido de 3.91m por lo que se evitara problemas de cavitación.

El más alto valor de ADT (13.64m) considerando pérdidas adicionales de fricción por el envejecimiento de la líneas de tuberías optamos por escoger una bomba que tiene 17m de ADT, el diámetro de la tubería de succión y descarga de la bomba es de 4", la capacidad volumétrica de 100m<sup>3</sup>/h encontramos la bomba que preste servicio de achique a los diferentes compartimentos de la embarcación (ver anexo N° 6.11). Esta electrobomba sería una opción también se puede escoger otra que cumpla con las características descritas a continuación

#### **Electrobomba centrifuga horizontal autocebante (02 unidades)**

Marca: DESMI

Modelo: SA 100-235-28/A09

Capacidad  $100 \frac{m^3}{h}$  @ 17m

$NPSH_{requerido} = 3.91m$

Velocidad: 1728rpm

Diámetro de Succión/descarga: 4"x4"Ø

Potencia motor: 8.18KW

Fluido: agua de mar

Cantidad: 03 (una ubicada en sala de máquinas de popa, la segunda en la sala de máquinas de proa y la tercera para servicios como baldeo y contra incendio)

**Bomba centrífuga horizontal autocebante con embrague (01 unidad)**

Modelo: SAP 100-235-28/A-4-H

Esta bomba estará ubicada en sala de máquinas de popa será de respeto y deberá tener las mismas características de la anterior señalada a excepción que no deberá tener motor eléctrico, deberá ser con embrague pues esta será acoplada al motor principal (sala de máquinas de popa).

Capacidad  $100 \frac{m^3}{h}$  @ 17m

$NPSH_{requerido} = 3.91m$

Diámetro de Succión/descarga: 4"x4"Ø

Fluido: agua de mar

## 4.4 SISTEMA DE VENTILACION DE SALA DE MAQUINAS EN LAS EMBARCACIONES

### 4.4.1 Ventilación en sala de Máquinas de Popa

Para el cálculo de la ventilación forzada tendremos en cuenta que en sala de máquinas tenemos funcionando en dos condiciones que demandaran mayor gasto volumétrico.

El primero es en la pesca industrial donde estará operativos un generador de 175Kw y el motor principal CAT 3516 de 1399Kw de potencia al eje.

El segundo caso es para pesca de consumo donde funcionara el motor principal CAT 3516B de 1399Kw, Generador eléctrico CAT C9 de 175Kw y dos Generadores eléctricos CAT C18 de 340Kw.

Es cierto que existen otros equipos en la sala de máquinas que irradian calor pero estos valores son pequeños comparando con los equipos electrógenos mencionados.

Tomaremos la formula proporcionada por la empresa Caterpillar para el cálculo del volumen del aire requerido en sala de máquinas, este valor asume la reacción con el medio exterior.

En el primer caso calcularemos el consumo de aire para combustión (A) que es  $0.1 \frac{\pi^3}{min \cdot KW}$  de la potencia del equipo.

$$A = 0.1 * (175 + 1399) = 157.4 \frac{m^3}{min} = 2.62 \frac{m^3}{seg} = 5559 CFM$$

El calor irradiado por el motor y grupos sea el 10% de la potencia al freno.

$$H = 10\% * (175 + 1399) = 157.4 KW$$

Asumiremos que la temperatura al medio día en la parte norte del Perú es de 28°C y de no contar con sistema de ventilación forzada la temperatura se eleve en sala

de máquinas a 40.5°C, entonces  $\Delta T$  es de 12.5°C. De la formula N° 3.49 el aire de ventilación (V) será:

$$V = \left[ \frac{H}{D * C_p * \Delta T} + \text{aire de combustión} \right] * F$$

$$V = \left[ \frac{157.4KW}{1.099 \frac{Kg}{m^3} * 0.017 \frac{Kw \cdot min}{Kg \cdot ^\circ C} * 12.5^\circ C} + A \right] * 1.5 = (674 + 157.4) * 1.5 \frac{m^3}{min}$$

$$V = 1247 \frac{m^3}{min} = 20.8 \frac{m^3}{seg} = 44038 \text{ CFM}$$

En el segundo caso calcularemos el consumo de aire para combustión (A) que es  $0.1 \frac{n^3}{min * KW}$  de la potencia del equipo.

$$A = 0.1 * (175 + 1399 + 2 * 340) = 225.4 \frac{m^3}{min} = 3.76 \frac{m^3}{seg} = 7960 \text{ CFM}$$

El calor irradiado por el motor y los tres grupos sea el 10% de la potencia al freno.

$$H = 10\% * (175 + 1399 + 2 * 340) = 225.4 \text{ Kw}$$

Asumiremos que la temperatura al medio día en la parte norte del Perú es de 28°C y de no contar con sistema de ventilación forzada la temperatura se eleve en sala de máquinas a 40.5°C, entonces  $\Delta T$  es de 12.5°C. De la formula N° 3.49 el aire de ventilación (V) será:

$$V = \left[ \frac{H}{D * C_p * \Delta T} + \text{aire de combustión} \right] * F$$

$$V = \left[ \frac{225.4KW}{1.099 \frac{Kg}{m^3} * 0.017 \frac{Kw \cdot min}{Kg \cdot ^\circ C} * 12.5^\circ C} + A \right] * 1.5 = (965.2 + 225.4) * 1.5 \frac{m^3}{min}$$

$$V = 1786 \frac{m^3}{min} = 29.8 \frac{m^3}{seg} = 63072 \text{ CFM}$$

De esta forma conocemos que tendremos dos ventiladores el primero funcionara en la pesca industrial con 45,000CFM y el segundo funcionara en paralelo al primer ventilador con 20,000CFM cuando la embarcación opere en la condición de pesca de consumo.

Para selección del ventilador es necesario conocer la caída de presión al distribuir el aire entrante por los conductos. Asumimos una caída de presión en el conducto más largo de 1.5 in.W.G. La ventilación interior es del tipo 3 (F: factor de direccionamiento de flujo 1.5).

### Selección del ventilador de proa

Esta selección está basada en el método general de selección de Chicago Blower VAV Ventiladores Vane axial.

- Con los valores de CFM (45,000) y de la presión estática (1.5 in.W.G.) entramos en el gráfico para encontrar la selección más eficiente. El equipo seleccionado es el modelo 4900 B12 1160

Puesto que el gráfico se basa en la presión total, la presión de velocidad se debe determinar para el ventilador seleccionado anteriormente y se añade a la presión estática para llegar a una presión total. La Presión de velocidad se determina mediante la siguiente fórmula N° 3.52

$$P_v = \left( \frac{Q}{A * 4005} \right)^2 = \left( \frac{45000}{13.1 * 4005} \right)^2 = 0.74$$

A: área de la sección transversal considerado para el flujo ( $ft^2$ ) lo da el fabricante en el anexo N° 6.13

Q: Flujo de volumen de aire ( $ft^3/min$ )

$P_v$ : Presión de velocidad

$P_s$ : Presión estática

$P_t$  = Presión total (inches WG)

La presión total se encontrara de la formula N° 3.51:

$$P_t = P_s + P_v = 1.5 + 0.74 = 2.24 \text{ in.W.G.}$$

- Comprobamos en el gráfico la presión total y el CFM, encontrándose que está dentro de los parámetros del ventilador seleccionado.
- La Potencia al freno aproximado del ventilador seleccionado se puede determinar mediante el uso de la eficiencia que presenta la gráfica del anexo y luego reemplazando en la fórmula N° 3.53.

$$BHP = \frac{Q \cdot P_t}{6362 \cdot \eta_t} = \frac{45,000 \cdot 2.24}{6362 \cdot 0.8} = 19.8 \text{Hp}$$

$\eta_t$  = eficiencia del ventilador = 0.8 (según anexo N° 6.12)

- Se puede consultar la curva de ventilador para BHP exacta y los posibles ahorros de energía mediante la utilización de un cono de salida divergentes.

En la pesca para consumo se producirá la mayor demanda de aire y funcionara adicionalmente el segundo ventilador de CFM (20,000) y de la presión estática (1.5 in.W.G.) entramos en el gráfico para encontrar la selección más eficiente. El equipo seleccionado es el modelo 3300 A12 1760

Puesto que el gráfico se basa en la presión total, la Presión de velocidad se determina mediante la siguiente fórmula N° 3.52

$$P_v = \left( \frac{Q}{A \cdot 4005} \right)^2 = \left( \frac{20000}{5.94 \cdot 4005} \right)^2 = 0.71$$

A: área de la sección transversal considerado para el flujo ( $ft^2$ ) lo da el fabricante en el anexo N° 6.13

Q: Flujo de volumen de aire ( $ft^3/\text{min}$ )

$P_v$ : Presión de velocidad

$P_s$ : Presión estática

$P_t$  = Presión total (inches WG)



La presión total se encontrara de la formula N° 3.51:

$$P_t = P_s + P_v = 1.5 + 0.71 = 2.21 \text{ in.W.G.}$$

- Comprobamos en el grafico la presión total y el CFM, encontrándose que está dentro de los parámetros del ventilador seleccionado.
- La Potencia al freno aproximado del ventilador seleccionado se puede determinar mediante el uso de la eficiencia que presenta la gráfica del anexo y luego reemplazando en la formula N° 3.53.

$$BHP = \frac{Q \cdot P_t}{6362 \cdot n_t} = \frac{20,000 \cdot 2.21}{6362 \cdot 0.8} = 9Hp$$

$n_t$  = eficiencia del ventilador = 0.8 (según anexo N° 6.12)

- Se puede consultar la curva de ventilador para BHP exacta y los posibles ahorros de energía mediante la utilización de un cono de salida divergentes.

Para generar recirculación de aire en sala de máquinas de popa debe haber un ventilador para exhaustación que retire el aire de enfriamiento alojado en las parte altas. La ubicación del ventilador será en popa babor y no tendrá conductos.

El extractor deberá evacuar el aire caliente más no el de aire entregado a la combustión de los motores que en el caso pesca industrial es de 157.4m<sup>3</sup>/min (5559CFM) y en pesca de consumo es 225.4m<sup>3</sup>/min (7960CFM)

Por lo que se necesitaran dos equipos extractores el primero de 39,441CFM (viene de la resta de 45,000CFM -5,559CFM) y el segundo de 17,599CFM (este valor viene de la resta de 65,000CFM-7960CFM-39441CFM).

Redondeando valores el primer ventilador extractor será de 40,000CFM con potencia calculada según la formula N° 3.53 es de 8.4HP (considerando la

eficiencia 0.75) y el segundo de 17,000CFM (considerando la eficiencia de 0.75) con potencia calculada según formula N° 3.54 es de 3.6HP.

Los equipos seleccionados tendrán las siguientes características técnicas:

**Ventilador de inyección tipo axial**

Marca Chicago VAV Fans

Modelo: 4900 B12 1160

Diámetro del ventilador: 49”

Número de Palas: 12

Velocidad angular: 1160RPM

CFM: 45,000

Presión total: 2.24 in.W.G.

Voltaje: 440V, 3Ø

Cantidad: 01 Piezas

BHP: 19.8 HP

**Ventilador de inyección tipo axial**

Marca Chicago VAV Fans

Modelo: 3300 A12 1760

Diámetro del ventilador: 33”

Número de Palas: 12

Velocidad angular: 1760RPM

CFM: 20,000

Presión total: 2.24 in.W.G.

Voltaje: 440V, 3Ø

Cantidad: 01 Pieza

**BHP: 8.7 HP**

**Ventilador de exhaustación tipo axial**

Marca Chicago VAV Fans

Modelo: 4900 B6 890

Diámetro del ventilador: 49”

Número de Palas: 06

Velocidad angular: 890RPM

CFM: 40,000

Presión total: 1 in.W.G.

Voltaje: 440V, 3Ø

Cantidad 01 Pza.

**BHP: 9 HP**

**Ventilador de exhaustación tipo axial**

Marca Chicago VAV Fans

Modelo: 3650 A6 1160

Diámetro del ventilador: 36 1/2”

Número de Palas: 06

Velocidad angular: 1160RPM

CFM: 17,000

Presión total: 1 in.W.G.

Voltaje: 440V, 3Ø

Cantidad 01 Pza.

**BHP: 3.8 HP**

#### 4.4.2 Ventiladores en sala de Máquinas de Proa

Para determinar la capacidad del ventilador conoceremos primero el CFM a partir de la formula N° 3.50.

$$V = Vol_{S.M} * N_{ren} = 290 * 30 = 8700 \frac{m^3}{h} = 5121 CFM$$

En caso de fugas de amoniaco del sistema de refrigeración de sala de máquinas se necesitara la exhaustación del medio.

Para la salida del aire tendrá un extractor el cual se ubicara en lado estribor del castillo, a popa de la cuaderna 20, en la cubierta principal junto a una campana, en esta pasara un conducto vertical de sección cuadrada hacia la cubierta de castillo y salida al medio exterior.

El ingreso de aire a sala de máquinas de proa será por medio de un ventilador ubicado cerca de cubierta de castillo a proa de la cubierta 20, el cual succiona el aire y envía por un ducto cuadrado hacia el interior. En la cubierta principal lo espera un ducto de menor dimensión y que destina el aire hacia proa babor.

Con los valores de CFM (6,000) y la presión estática (asumiremos 1.5 in.W.G.) entramos en el gráfico para encontrar la selección más eficiente. El equipo seleccionado es el modelo 2450 A6 1760

Puesto que el gráfico de selección (ver anexos) se basa en la presión total, la presión de velocidad se debe determinar para el ventilador seleccionado anteriormente y se añade a la presión estática para llegar a una presión total. La Presión de velocidad se determina mediante la siguiente fórmula N° 3.52

$$P_v = \left( \frac{Q}{A \cdot 4005} \right)^2 = \left( \frac{6,000}{3.27 \cdot 4005} \right)^2 = 0.21$$

$A$ : área de la sección transversal considerado para el flujo ( $ft^2$ ), lo da el fabricante en el anexo N° 6.13

$Q$ : Flujo de volumen de aire ( $ft^3/min$ )

$P_v$ : Presión de velocidad

$P_s$ : Presión estática

$P_t$  = Presión total (inches WG)

La presión total se encontrara reemplazando en la formula N° 3.51:

$$P_t = P_s + P_v = 1.5 + 0.21 = 1.71 \text{ in.W.G.}$$

- Comprobamos en el grafico la presión total y el CFM, encontrándose que está dentro de los parámetros del ventilador seleccionado.
- La Potencia al freno aproximado del ventilador seleccionado se puede determinar mediante el uso de la eficiencia que presenta la gráfica en el anexo N° 6. Y reemplazando en la formula N° 3.53.

$$BHP = \frac{Q \cdot P_t}{6362 \cdot n_t} = \frac{6000 \cdot 1.71}{6362 \cdot 0.75} = 2.2 \text{ Hp}$$

$n_t$  = eficiencia del ventilador = 0.75 (según anexo N° 6.12)

Se puede consultar la curva de ventilador para BHP exacta y los posibles ahorros de energía mediante la utilización de un cono de salida divergentes.

El motor del ventilador seleccionado puede tener un rango de funcionamiento de 1.5 a 2.2 in.WG el cual nos permite cumplir con la inyección y exhaustación de aire de sala de máquinas de proa.

En la acomodación se puede instalar opcionalmente un equipo de inyección de aire para mayor comodidad de la tripulación.

**Ventilador de exhaustación tipo axial (extractor)**

Marca: Chicago VAV Fans

Modelo: 2450 A6 1760

Diámetro del ventilador: 24 1/2"

Número de Palas: 6

Velocidad angular: 1760RPM

CFM: 6,000

Presión total: 1.71 in.W.G.

Voltaje: 440V, 3Ø

BHP: 2.2 HP

Cantidad 02 Pzas. (Para sala de Maq. Proa y el otro para acomodación)

**Ventilador de inyección tipo axial**

Marca: Chicago VAV Fans

Modelo: 2450 A6 1760

Diámetro del ventilador: 24 1/2"

Número de Palas: 6

Velocidad angular: 1760RPM

CFM: 6,000

Presión total: 2 in.W.G.

Voltaje: 440V, 3Ø

BHP: 2.3 HP

Cantidad 02 Pzas. (Para sala de Maq. Proa y el otro para acomodación)

#### 4.5 SISTEMA DE ABASTECIMIENTO DE AGUA DULCE EN LAS EMBARCACIONES – CÁLCULO Y SELECCION DE EQUIPOS

De la tabla N° 3.4 tomaremos como valor para el caudal en el ramal principal:

$$Q_b = 3 \frac{m^3}{h} = 0.000834 \frac{m^3}{seg} = 50 \frac{l}{min} = 0.83 \frac{l}{seg}$$

Encontraremos el diámetro interior mínima de la tubería a partir de la fórmula de Hazen y Williams (formula N° 3.41):

$$D = \sqrt[2.63]{\frac{Q_b}{0.2785 * C * S^{0.54}}} = \sqrt[2.63]{\frac{0.000834}{0.2785 * 140 * \left(\frac{10}{30}\right)^{0.54}}} = 0.021m$$

$$D = 0.025m = 2.5cm = 1''\emptyset$$

La velocidad del flujo de agua que pasa por el interior del tubo de 1'' $\emptyset$  será el resultado de la formula N° 3.37:

$$V_b = \frac{Q_b}{A_b} = \frac{0.000834}{\frac{\pi * 0.025^2}{4}} \approx 1.7 \frac{m}{seg}$$

Reconocemos que el flujo es turbulento mediante la fórmula de Reynolds a 20°C (Formula N° 3.38)

$$Re = \frac{D * V}{\nu} = \frac{0.025m * 1.7m/seg}{0.1010 * 10^{-4} \frac{m^2}{seg}} = 4208$$

Para calcular el ADT se considera el tramo de tubería del tanque de agua al baño del capitán que presenta mayor altura además de tener mayor caída de presión por los diferentes componentes.

El factor de caída de presión por metro lo encontraremos de la fórmula de Hazen y Willians (formula N° 3.39):

$$J\% = \left[ \frac{131.455 * Q_b}{C * D^{2.63}} \right]^{1.852} = \left[ \frac{131.455 * 50}{140 * 2.5^{2.63}} \right]^{1.852} = 14m$$

Por cada 100m del recorrido del agua por la tubería se perderá 14m (por metro se pierde energía por la fricción igual a 0.14m)

En las pérdidas por fricción en las tuberías ( $H_f$ ) asumiremos que toda es de 1"Ø por lo que tendremos 25 m de tubo en la descarga y 5m en la succión reemplazamos el valor total en la formula N° 3.40

$$h_f = 30m * (0.14) = 4.2m$$

Para la perdidas por accesorios tenemos 10 codos a 90°, 6 válvulas compuerta abiertas, 03 válvula de bola, 01 válvula no retorno, 01 válvula angular y 01 válvula de pie. La longitud equivalente para cada accesorio de los anexos 6.1 y 6.2 viene en pulgadas las convertimos en unidades métricas y reemplazamos en la fórmula 3.44 tenemos:

$$L_e = 10 * 0.13 + 6 * 0.02 + 3 * 0.43 + 1 * 0.18 + 1 * 0.18 + 1 * 0.09 = 3.16m$$

$$h_r = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2 * g} = 0.14 * \frac{3.16}{0.025} * \frac{1.7^2}{19.62} = 2.61m$$

Reemplazando en la fórmula N° 3.45 encontramos el ADT:

$$ADT = h + \sum h_f + \frac{v^2}{2 * g} + h_r$$

$$ADT = 11 + 4.2 + \frac{1.7^2}{2 * 9.81} + 2.61$$

$$ADT = 17.96m$$

Para el cálculo del NPSH disponible en las bodegas encontraremos las pérdidas por fricción en tuberías ( $H_f$ ) tenemos 5m de tubo de 1"Ø

$$H_f: 5 * 0.14 = 0.7m$$

En las pérdidas por accesorios ( $H_a$ ) tenemos 2 codos de 90°, 1 válvulas de pie, 2 Válvula compuerta y una válvula angular. Con las longitudes equivalentes tomadas de los anexos 6.1 y 6.2 reemplazamos en la formula N° 3.44



$$L_e = 2*0.13 + 1*0.09 + 2*0.02 + 1*0.43 = 0.82$$

$$h_r = f * \frac{L_e}{D} * \frac{v^2}{2 * g} = 0.14 * \frac{0.82}{0.025} * \frac{1.7^2}{19.62} = 0.68 \text{m}$$

Reemplazando en la formula N° 3.48

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - H_g - H_f - H_r$$

$$NPSH_{disponible} = 9.97 - 1.5 - 0.70 - 0.68 = 7.09 \text{m.}$$

Calculo de la potencia del electro Bomba a partir de la formula N° 3.46

$$P_{eje} = \frac{13.3 * Q * ADT}{\eta_{mecanica}} = \frac{13.3 * 0.000834 * 18}{0.50} = 0.40 \text{ Hp}$$

$$P_{motor} = \frac{P_{eje}}{\eta_{electrica}} = \frac{0.40}{0.8} = 0.50 \text{ HP} = 0.37 \text{KW}$$

Si la selección lo realizamos según las tablas presentadas por el fabricante (ver tabla N°3.3) tendríamos la siguiente tabla para la embarcación. Los valores se consideraron que es del tipo restaurant.

Tipo de accesorio	Ubicación			Suma	Valores	Valor Total
	Baño de Puente de mando	Cocina	Baño de tripulación			
Lavatorio	1		2	3	2	6
Lavatorio de cocina		1		1	4	4
Ducha	1		2	3	4	12

22

Con el valor 22 encontrado en la tabla anterior corresponde el caudal de diseño de 0.68 litros/seg. y el valor de 30 respecto a la tabla N°3.4. Pero si partimos de la velocidad de 0.85 litros/seg encontramos que el modelo de tanque del equipo Hidroneumático es CM 8003 de 32Gal de capacidad y está dirigido para una altura de 3pisos y la tubería de descarga es de 1"Ø, funcionando con un tanque y una bomba.

Del anexo 6.15 revisamos los datos técnicos del modelo Multi H 202 pues para nuestro requerimiento de 3m<sup>3</sup>/hora, ADT es de 24m, el valor del NPSH requerido es

aproximadamente de 1m, la potencia es de 0.48Kw y con una eficiencia de la electrobomba de 40%.

Este ADT del modelo de electrobomba H 202 permite tener una demasía del 33% en caso del envejecimiento de la línea de tuberías o a los accesorios adicionales colocados al sistema. Para evitar problemas de cavitación el NPSH disponible (7m) es mayor que el NPSH requerido (1m).

### **Hidroneumático de membrana**

Marca: Champion USA

Modelo: CM8003

Capacidad: 32 Galones

Presión de trabajo: 30-50PSI

Incluye equipos de medición: Control de presión 01 Manómetro 0-100 psi, 01 Control de nivel cisterna.

### **Electrobomba centrífuga Multi etapa (03)**

Marca: Salmsom (importada de Francia).

Modelo de bomba: H202.

Caudal:  $3\frac{m^3}{h}$ .

ADT: 24m.

Diámetro succión/descarga: 1 1/2"Øx1 1/2"Ø.

NPSH requerido: 1m

Potencia motor: 0.75HP.

Voltaje: 220VAC, 60Hz.

Fluido: agua de mar

#### 4.6 SISTEMA DE ABASTECIMIENTO DE AGUA SALADA EN LAS EMBARCACIONES – CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS

De la tabla N° 3.4 tomaremos como valor para el caudal en el ramal principal:

$$Q_b = 3 \frac{m^3}{h} = 0.000834 \frac{m^3}{seg} = 50 \frac{l}{min} = 0.83 \frac{l}{seg}$$

Encontraremos el diámetro interior mínimo de la tubería del colector principal a partir de la fórmula de Hazen y Williams (formula N° 3.41):

$$D = \sqrt[2.63]{\frac{Q_b}{0.2785 * C * S^{0.54}}} = \sqrt[2.63]{\frac{0.000834}{0.2785 * 140 * \left(\frac{9}{30}\right)^{0.54}}} = 0.021m$$

$$D = 0.025m = 2.5cm = 1''\emptyset$$

Velocidad del flujo de agua (formula N° 3.37):

$$V_b = \frac{Q_b}{A_b} = \frac{0.000834}{\frac{\pi * 0.025^2}{4}} = 1.7 \frac{m}{seg}$$

Reconocemos que el flujo es turbulento mediante la fórmula de Reynolds a 20°C (Formula N° 3.38):

$$Re = \frac{D * V}{\nu} = \frac{0.025m * 1.7m/seg}{0.1010 * 10^{-4} \frac{m^2}{seg}} = 4208$$

Para calcular el ADT se considera el tramo de tubería del tanque de agua al baño del capitán que presenta mayor altura además de tener mayor caída de presión por pérdidas por fricción en los diferentes componentes.

Para obtener  $h_f$  para  $Q_b$  y  $D = 10$  cm recurrimos a la fórmula de Hazen y Williams (formula N° 3.39):

$$J\% = \left[ \frac{131.455 * Q_b}{C * D^{2.63}} \right]^{1.852} = \left[ \frac{131.455 * 50}{140 * 2.5^{2.63}} \right]^{1.852} = 14m$$

Por cada 100m del recorrido del agua por la tubería se perderá 14m (por metro se pierde 0.14m)

En las pérdidas por fricción en las tuberías ( $H_f$ ) asumiremos que toda es de 1"Ø por lo que tendremos 17 m de tubo en la descarga y 5m en la succión

$$h_f = 22\text{m} \cdot (0.14) = 3.08\text{m}$$

Para la perdidas por accesorios tenemos 08 codos a 90°, 05 válvulas compuerta abiertas, 01 válvula de bola, 02 válvula swing check, 01 válvula angular. La longitud equivalente para cada accesorio de los anexos 6.1 y 6.2 reemplazamos en la fórmula 3.44 tenemos:

$$L_e = 8 \cdot 0.13 + 5 \cdot 0.02 + 1 \cdot 0.43 + 2 \cdot 0.18 + 1 \cdot 0.18 = 2.11 \text{ m}$$

$$h_r = f \cdot \frac{L_e}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0.14 \times \frac{2.11}{0.025} \times \frac{1.7^2}{19.62} = 1.74\text{m}$$

Reemplazando valores en la formula N° 3.45 encontramos el ADT:

$$\text{ADT} = h + \sum h_f + \frac{v^2}{2 \cdot g} + h_r$$

$$\text{ADT} = 10 + 3.08 + \frac{1.7^2}{2 \cdot 9.81} + 1.74$$

$$\text{ADT} = 14.97 \text{ m}$$

Para el cálculo del NPSH disponible en las bodegas encontraremos las pérdidas por fricción en tuberías ( $H_f$ ) tenemos 5m de tubo de 1"Ø

$$H_f: 5 \cdot 0.14 = 0.7\text{m}$$

En las pérdidas por accesorios ( $H_a$ ) tenemos 2 codos de 90°, 1 Válvula compuerta y válvula angular La longitud equivalente para cada accesorio de los anexos 6.1 y 6.2 viene en pulgadas la convertimos al sistema métrico y reemplazamos en la fórmula 3.44 tenemos:

$$L_e = 2 \cdot 0.13 + 1 \cdot 0.02 + 1 \cdot 0.18 = 0.46$$

$$h_r = f \cdot \frac{L_e}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0.14 \times \frac{0.46}{0.025} \times \frac{1.7^2}{19.62} = 0.38\text{m}$$

Un valor característico y limitante para la selección de la bomba es el NPSH disponible que deberá ser mayor que el NPSH requerido (lo da el fabricante). De la formula N° 3.48:

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = 9.97 - H_g - H_f - H_r$$

$$\text{NPSH}_{\text{disponible}} = 9.97 - 1.5 - 0.70 - 0.38 = 7.39\text{m.}$$

Calculo de la potencia del electro Bomba a partir de la formula N° 3.46

$$P_{eje} = \frac{13.3 * Q * ADT}{n_{\text{mecanica}}} = \frac{13.3 * 0.000834 * 14.97}{0.50} = 0.33 \text{ Hp}$$

$$P_{\text{motor}} = \frac{P_{eje}}{n_{\text{electrica}}} = \frac{0.33}{0.8} = 0.41 \text{ HP} = 0.31\text{Kw}$$

Con el valor 40 es el que corresponde al caudal de diseño de  $0.83 \frac{l}{seg}$  en la tabla N°3.4.

El fabricante plantea como tanque el modelo CM8003 (ver tabla N° 3.2) y de bomba el modelo multi etapa H-202.

.De los anexos N° 6.14 y N° 6.15 revisamos los datos técnicos del modelo Multi H 202 pues para nuestro requerimiento de 3m3/hora, ADT es de 24m, el valor del NPSH requerido es aproximadamente de 1m, la potencia es de 0.48Kw y con una eficiencia de la electrobomba de 40%.

Para el cálculo de la planta de tratamiento de aguas residuales encontraremos primero el consumo promedio de la planta ( $C_p$ ) por hora para 20 tripulantes y el consumo diario de cada tripulante es de  $0.12\text{m}^3$ :

$$C_p = \left( \frac{20 * 0.12 \frac{\text{m}^3}{\text{dia}}}{24\text{h}} \right) * 4 = 0.10 * 4 = 0.40\text{m}^3$$

Factor por consumo en hora punta tomaremos  $F = 4$  (3 a 5)

Equipos seleccionados para el sistema de agua salada

**01 Hidroneumático de membrana**

Marca: Champion USA

Modelo: CM8003

Capacidad: 32 Galones

Presión de trabajo: 30-50PSI

Incluye equipos de medición: Control de presión 01 Manómetro 0-100 psi, 01 Control de nivel de tanque.

**01 Electrobomba centrífuga Multi etapa**

Marca: Salmsom (importada de Francia)

Modelo de bomba: H202

Caudal:  $3\frac{m^3}{h}$

ADT: 24m

Diámetro succión/descarga: 1 1/2"Øx1 1/2"Ø.

Potencia motor: 0.75HP

Voltaje: 220VAC, 60Hz

$NPSH_{requerido} = 1m$

Fluido: agua salada

Cantidad: 1 equipo.

**01 Tanque de tratamiento de aguas residuales (sanitario)**

Marca: Ahead Sanitation Systems

Modelo: AT-20D

Capacidad: 110Gal,  $0.4m^3$

Número de personas x 24horas: 20

Desinfección: clorador por goteo

Voltaje: 220VAC, 60Hz

Fluido: agua de sanitario

Cantidad: 1 equipo

## 4.7 SISTEMA HIDRAULICO EN LAS EMBARCACIONES – CÁLCULO Y SELECCION DE EQUIPOS

### 4.7.1 Equipos del sistema de Fondeo

#### 4.7.1.1 Ancla y cadena

Reemplazando en la ecuación que da el "Número de Equipo" según la formula N° 3.60

$$N_E = \Delta^{2/3} + 2BH + 0.1A$$

$\Delta$ : 1660Ton

$B$ : 10.10m

$H$ :  $a+h_1 + h_2 = 5.65m$

$a$ : 0.45m,  $h_1$ : altura de castillo : 2.90m,  $h_2$  : altura de puente: 2.30m

$A$ : superficies laterales del casco: 97m<sup>2</sup>.

Sector	Largo m	Alto m	Área m <sup>2</sup>
Casco(O.M)	49	0.45	22.05
Castillo	19.5	2.9	56.55
Caseta	8	2.3	18.40
			<b>97</b>

El número de equipo es  $N_E = 264$

De la tabla N° 3.5 encontraremos el equipo correspondiente al código U9

- 03 Anclas Tipo Hall, sin cepo de 780Kg pudiendo variar (+/-)7%

- 02 Cadenas con concreto, galvanizado de Grado 1 de Diámetro de 28mmØ de longitud cada una de 165m



Peso ancla Kg.	Dimensiones en mm.					
	A	B	C	D	E	Ø
780	1450	1030	450	948	750	45

#### 4.7.1.2 Molinete

Para calcular la potencia del molinete tomaremos una demasía para tener la opción de cambiar el número de equipo del U9 a U10. En tal caso tenemos:

- Anclas sin cepo de 780Kg pudiendo variar hasta 7% más, es decir cada ancla se puede seleccionar hasta de 835Kg.
- Cadena de Grado 1 de Diámetro de 28mmØ de longitud cada una de 165m y masa igual a 3165Kg.

Carga del molinete por banda = 835+3165=4000Kg=8800Lb

Reemplazando en la formula N° 3.58 tenemos:

$$Pot_{molinete\ max} = g * v * ((Masa_{ancla} + Masa_{cadena}), \text{ cuando } x=0$$

$$Pot_{molinete\ max} = 9.81 * \frac{10}{60} * (835 + 3165) = 6.54Kw$$

Reemplazando en la formula N° 3.59 tenemos:

$$Pot_{al\ eje} = \frac{Pot_{molinete\ max.}}{n} = \frac{6.54}{0.60} = 10.9Kw$$



$$Pot_{al eje} = 14.5 HP$$

Debido que el molinete deberá izar dos anclas la potencia mínima será el doble de la encontrada y redondeando tenemos que es igual a 30 Hp si se usa un motor eléctrico. Pero en nuestro caso aprovecharemos que la nave también contara con varios equipos de funcionamiento oleo hidráulico. El Molinete de anclas será el siguiente:

### **Molinete de eje horizontal**

Marca: Italmecan

Modelo: WA 4S 50G

Jale y velocidad angular de tambor: 8800Lb @ 38RPM

Doble Barboten para cadena de 1 1/8"Ø con concreto

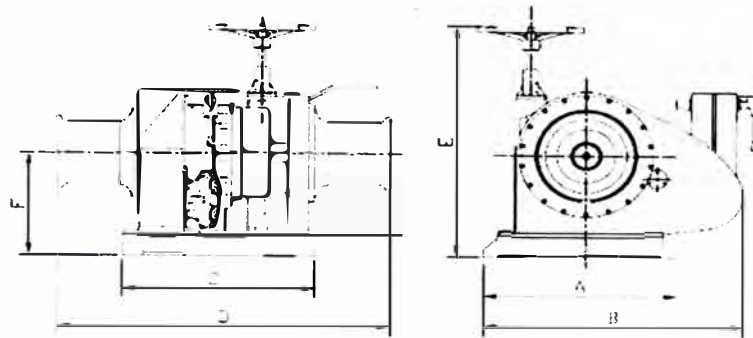
Sistema hidráulico: 38GPM @ 2500PSI

MOTOR HIDRAULICO	RAVAL SA 652 250
PRESION MAXIMA ( BAR/PSI)	250 / 3570
VELOCIDAD MAXIMA MOTOR ( RPM )	700
RELACION DE TRANSMISION	15.0709
PRESION HIDRAULICA DE OPERACION (BAR/PSI)	175 / 2500
FLUJO HIDRAULICO DE OPERACION (LPM/GPM)	14.58 / 38
VELOCIDAD DE OPERACION DEL CARRETE ( RPM )	38
PULL TOTAL DE OPERACION DEL BARBOTEN (Ton/lbs)	4.00 / 8800
TORQUE DE OPERACION MOTOR (Kg-m / lbs-pulg)	70 / 6075
PESO DEL EQUIPO ( Kg/lbs )	940 (2068)

Ubicación: El equipo estará sobre la crujía de la cubierta de Castillo, a 76mm a popa de la cuaderna 28 respecto al centro de la base de este equipo.

A fin de desmontaje y montaje por mantenimiento deberá tener como base un marco de perfil angular y con agujeros para empernado y que estará soldada a la cubierta de Castillo y que coincidirá con la base del winche de ancla. Por debajo

de cubierta de Castillo verificar el reforzamiento de la estructura antes del montaje del equipo.



DIMENSIONES BASICAS

MODELO	A	B	C	D	E	F
WA4S 50G	770	1035	762	1334	1015	455

#### 4.7.2 Equipos del sistema de pesca por cerco

Determinaremos las dimensiones generales del boliche como parte de complementar el estudio expuesto en este informe.

Según la resolución ministerial N° 029-98-PE para las embarcaciones con permiso de pesca de anchoveta, con capacidad de bodega comprendida entre 500 y 599 Ton, la longitud máxima de la red de cerco es de 495 brazas (905.85m)

Además tenemos la resolución ministerial N° 209-2001-PE para las embarcaciones con permiso de pesca de anchoveta, la longitud mínima de malla de cerco es de 13 mm. (1/2" pulgada). Que debe ser la medida mínima interna de la malla estirada entre nudos.

De las consideraciones anteriores la dimensión del boliche será 420 brazas (768.6m) de largo por 65 brazas (118.95m) de altura, siendo el peso de la red de cerco es de 35ton incluido corchos, plomada, jareta y relingas. La distancia entre nudos de red es de 16mm.

Dado que las revoluciones por minuto del eje motriz (motor Principal) son más bajas que de las bombas que proporcionan la presión al líquido hidráulico es necesario acoplar al eje motriz una caja multiplicadora para 04 bombas que dará este servicio. Modelo IT 4-B.

En la sección de los planos se encontrara el diagrama de funcionamiento del sistema Hidráulico.

#### 4.7.2.1 Halador de Red

Estará ubicado sobre la cubierta principal al lado estribor de la cuaderna N°11, desde la crujía al centro de la base circular del mástil tendrá una dimensión de 4237mm.

La base del mástil del Halador equipo debe estar soldada a la cubierta y esta contiene los pernos de sujeción del resto del mástil para el desmontaje y mantenimiento. Antes de la instalación se verificara que este sector de la cubierta ha sido reforzado sus estructuras.

Con el tambor medio vacío se podrá jalar la red con un poder del 15% del peso de la red (5.25Ton) y si consideramos vencer la resistencia del agua al momento de salir del mar tendremos que considerar un poder de jale adicional.

El equipo seleccionado es IT 56 con el poder de jale teniendo el tambor medio lleno de 7.1 Ton

**Marca: Italmecan**

**Modelo Halador: NW56 E**

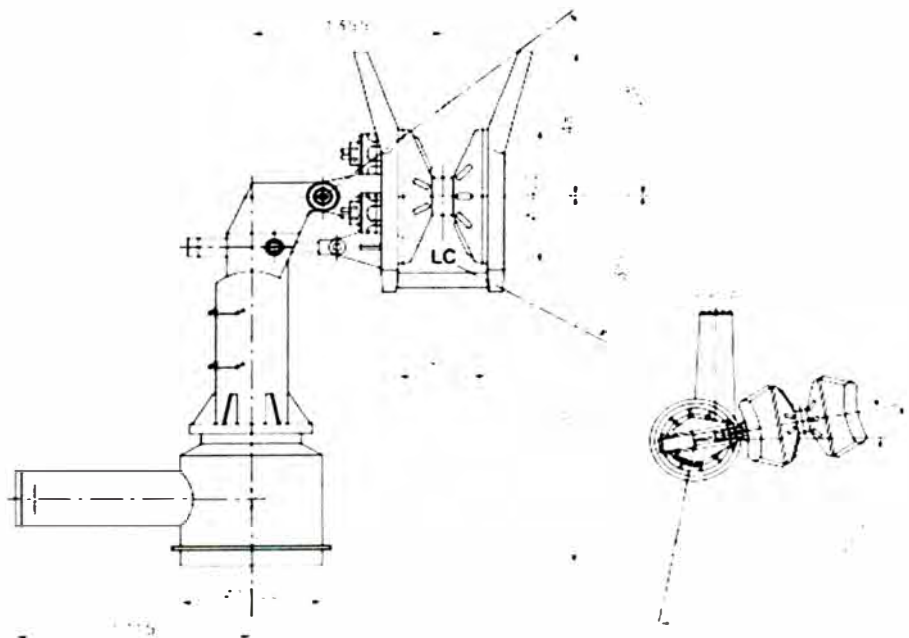
**Motor hidráulico: SAI GM3 A 700**

### Características técnicas:

ESPECIFICACION TÉCNICA	HALADOR - NW56 E
1) MOTOR HIDRÁULICO	(4) SAI GM3A 700
PRESIÓN NOMINAL	210 BAR (3000 PSI)
VELOCIDAD MÁXIMA	525 RPM
TORQUE MÁXIMO (PARA MOTOR)	2470 Nm
2) RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	6,56 3:1
3) PRESIÓN HIDRÁULICA DE OPERACIÓN	154 BAR (2200 PSI)
4) FLUJO HIDRÁULICO TOTAL	484 LPM (128 GPM)
5) PESO DEL EQUIPO	5000 Kg. (11000 Lbs.)

VELOCIDAD Y PULL HALADOR NW56 E			
VELOCIDAD DE OPERACIÓN DEL EQUIPO : 25 RPM			
TAMBOR VACÍO		TAMBOR MEDIO	
VELOCIDAD	PULL	VELOCIDAD	PULL
25.6 m/min. (77.4 ppm.)	17.9 Ton. (39400 Lb.)	60 m/min. (197 ppm.)	7.1 Ton. (15600 Lb.)

Los equipos del sistema hidráulico deben ser de la misma marca, de años de fabricación similares, con el apoyo del proveedor se debe seleccionarlos para brindar el soporte técnico en el ciclo de vida y el mantenimiento de los equipos.



#### 4.7.2.2 Ordenador de Red

Ubicación: el centro del mástil circular del ordenador de red se ubicara en la cuaderna N°6 a una distancia de 2415mm a babor de la línea de crujía. A babor

popa de la cubierta principal se encuentra la caseta de popa, donde se apoyaran parte de los refuerzos y soportes para su firmeza durante el trabajo.

Tanto el contenedor de red a estribor (aleta de tiburón) como la caseta de popa restan espacio en la cubierta principal para acomodar la red por lo que el ordenador tendrá un radio de acción de 6m según se puede ver en el plano de Disposición General ubicado antes de los anexos.

El equipo seleccionado IT 48 es el de mástil largo y brazo medio. Este equipo trabaja en combinación con el halador de red y es el recomendado para este tonelaje de bodega (550Ton).

### 01 Ordenador de red

**Marca: Italmecan**

**Modelo de ordenador: NS48 EC**

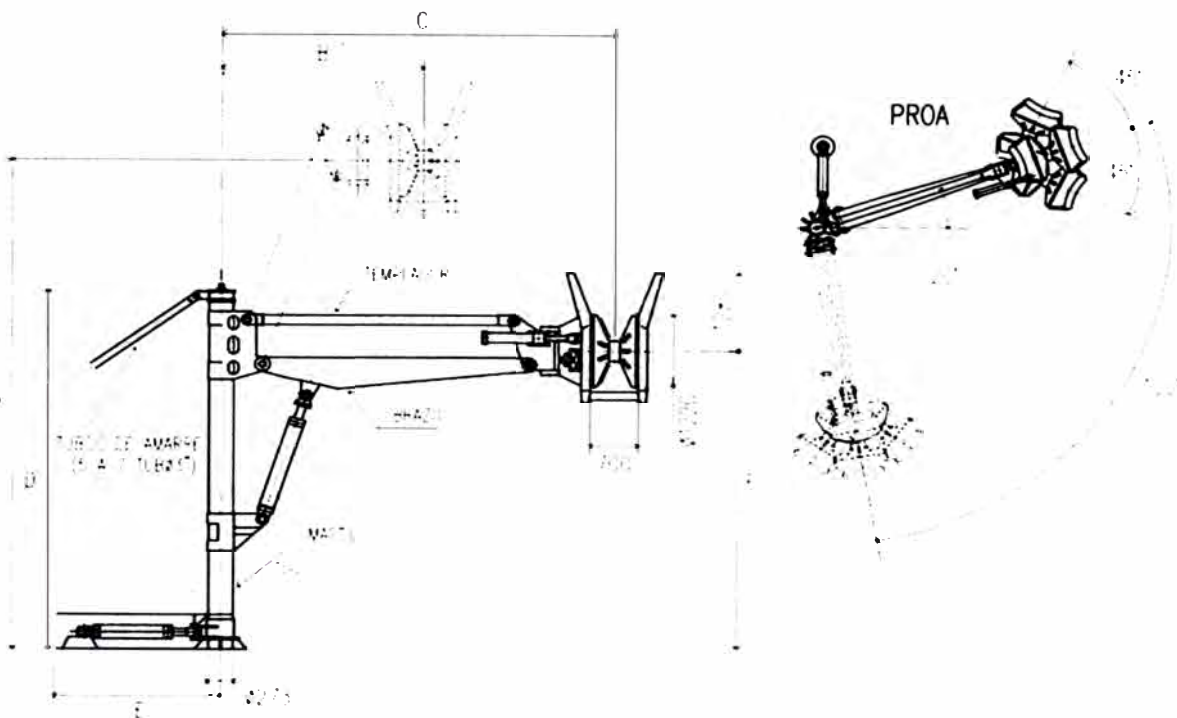
**Motor hidráulico: SAI GM3A 700**

#### Características técnicas

ESPECIFICACION TÉCNICA	ORDENADOR NS48 EC
1) MOTOR HIDRÁULICO	(2) SAI GM3A 700
PRESIÓN NOMINAL	210 BAR (3000 PSI)
VELOCIDAD MÁXIMA	5,5 RPM
TORQUE MÁXIMO (CADA MOTOR)	2470 Nm
2) RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	6,56 : 1
3) PRESIÓN HIDRÁULICA DE OPERACIÓN	154 BAR (2200 PSI)
4) FLUJO HIDRÁULICO TOTAL	2,7 LPM (60 GPM)
5) PESO DEL EQUIPO	5000 kg. (11000 LB.)

VELOCIDAD Y PULL ORDENADOR NS48 EC			
VELOCIDAD DE OPERACIÓN DEL EQUIPO: 25 RPM			
TAMBOR VAÑO		TAMBOR MEDIO	
VELOCIDAD	PULL	VELOCIDAD	PULL
25.6 m/min	9.0 Ton.	60 m/min	4.6 Ton.
(77.4 fpm.)	(19800 LB.)	(197 fpm.)	(7200 LB.)

ORDENADOR NG45 - DIMENSIONES: mm			
BRAZO		MASTIL CORTO	MASTIL LARGO
CORTO (3,5m)	A	6710	8100
	B	2830	2830
	C	6655	6655
MEDIO (4,0m)	A	6910	8400
	B	2900	2900
	C	6755	6755
LARGO (4,5m)	A	7610	9100
	B	3170	3170
	C	6655	6655
TODOS	D	4008	5500
	E	2100	2700
	F	3170	4600



#### 4.7.2.3 Bomba absorbente de Pescado

Este equipo es seleccionado considerando la pesca de Anchoqueta garantizando la integridad del producto. Opera la bomba estando sumergida. Construido el equipo en acero inoxidable y aluminio naval.

Estará ubicado sobre cubierta principal a popa estribor del castillo, la base estará fija a la cubierta y es de acero compuesta de planchas, tubos circulares. Permitirá que la Bomba Absorbente se desmonte fácilmente para el servicio establecido.

El centro del diámetro de la base de la bomba estará ubicada longitudinalmente a unos 306mm a popa de la cuaderna N°18 y la ubicación transversal será de 2822mm a estribor de la línea de crujía.

Debido a que la mezcla de peces y agua de mar en la bolsa de la red no es homogénea en el momento de la succión, consideraremos 20% de pescado y 80% de agua de mar. En este caso con un equipo que tiene una capacidad de bombeo de 3000 ton/hr las bodegas se llenarán en una hora.

Por otro lado es importante la velocidad de llenado de las bodegas para estar listos para la siguiente faena de pesca y así regresar a la planta procesadora de harina de pescado.

Son estos los motivos para seleccionar el equipo siguiente:

### **01 Bomba absorbente de Pescado**

Marca: Italmecan

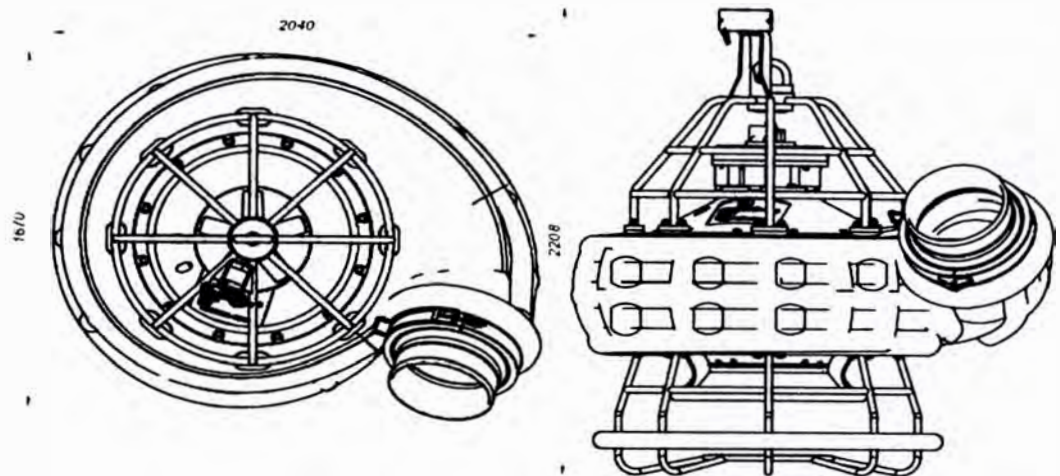
Modelo: FP 3000 T

Motor hidráulico: SAI GM5 1300

Manguera tipo torno/pesada: 18" x 45m de largo

CAUDAL MAXIMO (TON / hora) (50% AGUA - 50% PESCADO)	3500
CAUDAL HIDRAULICO (GPM)	110 - 130
PRESION DE OPERACION (PSI)	2500
MOTOR HIDRAULICO SAI	GM5 1300
VELOCIDAD DE OPERACION (RPM)	310 - 365
PESO DEL EQUIPO (kg)	1500





#### 4.7.2.4 Winche Principal

Ubicación: A 739mm a proa de la cuaderna N° 15 estará el lado a popa del winche. El lado de estribor del winche estará a 983mm de la línea de crujía.

El modelo de winche de pesca adecuado es el IT 35 según recomendaciones del fabricante para las embarcaciones de capacidad de bodega mayor a 500 toneladas para la pesca de cerco.

Marca: Italmecan

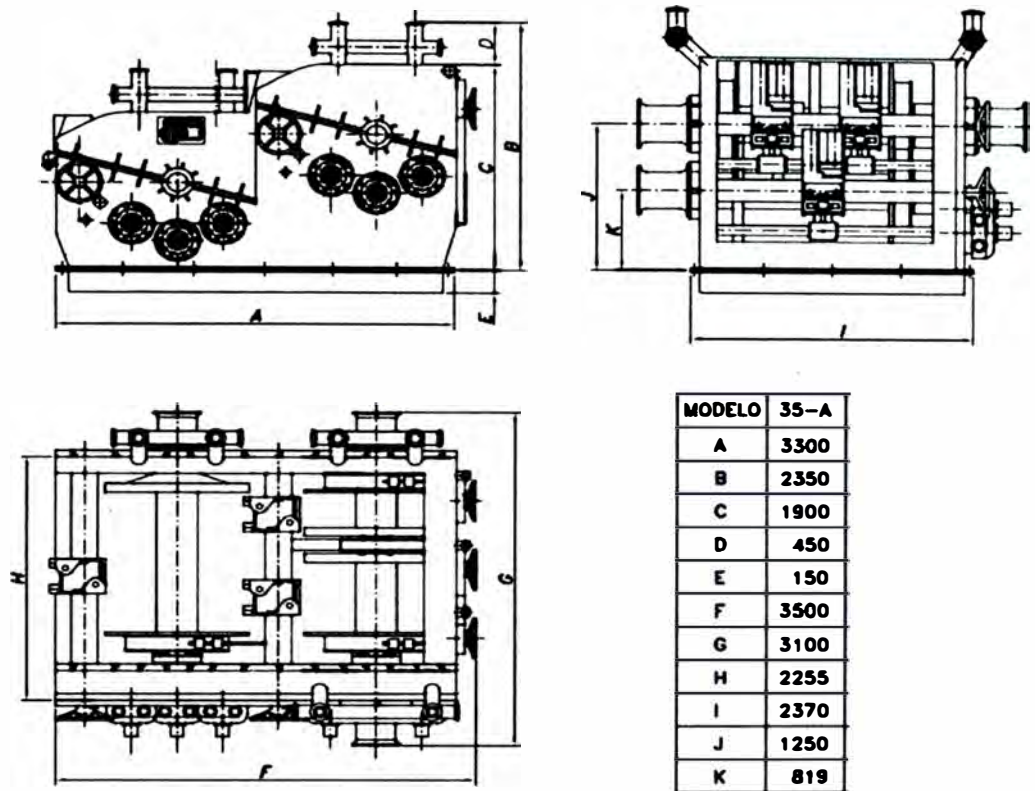
Modelo: WP35 2ER A

Motor hidráulico: GM4 1000

Características técnicas

E S P E C I F I C A C I O N E S      T E C N I C A S												
<b>WINCHE CERQUERO SERIES: WP</b> <b>MODELO: WP35 2ER A</b> <b>Con motores (6) GM4 1000</b>								PRESION DE TRABAJO : 2,500 PSI				
								CAUDAL REQUERIDO : 312 GPM				
								PESO APROXIMADO : 11500 Kg				
TAMBOR	P U L L				V E L O C I D A D				C A P A C I D A D			
	Ton.		Lbs.		m/min.		ft./min.		m.		Dz.	
	VACIO	LLENO	VACIO	LLENO	VACIO	LLENO	VACIO	LLENO	25.4	28.6	1"	1 1/8"
PRINCIPAL	17.0	6.5	37400	14300	42.0	110.0	138	360	1630	1424	1000	778
TIRA PROA	9.0	3.3	19800	7260	42.0	110.0	138	360	900	700	492	383
TIRA POPA	9.0	3.3	19800	7260	42.0	110.0	138	360	435	340	238	186





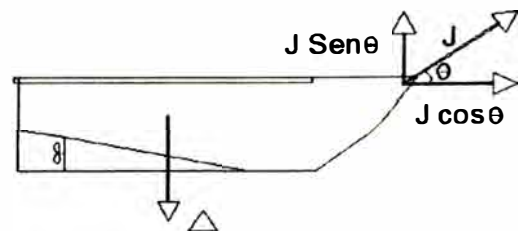
#### 4.7.2.5 Winche de la Panga

El winche de la panga jalara el cable levantando la panga que tiene un peso de 4 ton, haciendo un ángulo mínimo de  $35^\circ$  con la vertical por lo que la componente vertical ( $j \text{ sen}\theta$ ).

$$J \text{ sen } \theta \geq \Delta$$

$$J \geq \Delta / \text{sen } \theta$$

$$J \geq 4000\text{Kg} / \text{sen } 35 = 6974 \text{ Kg}$$



El equipo seleccionado tiene la capacidad de levante estando lleno el tambor de 8 Ton.

Marca: Italmecan

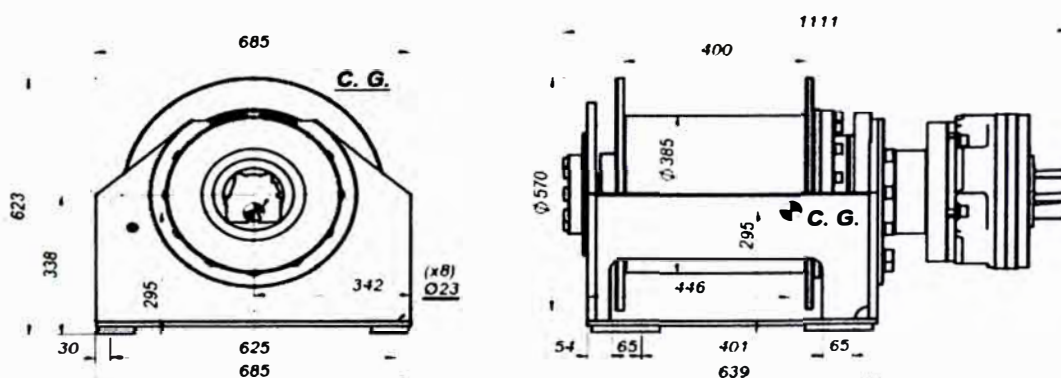
Modelo: WMH10 30 80

Motor hidráulico: SAI GM3 500

### Características técnicas

<b>MOTOR HIDRAULICO</b>	<b>SAI GM3 500</b>
<b>DESPLAZAMIENTO (cm<sup>3</sup> / rev)</b>	<b>486</b>
<b>PRESIÓN DE OPERACIÓN (BAR / PSI)</b>	<b>172 / 2500</b>
<b>CAUDAL DE OPERACIÓN (GPM)</b>	<b>60</b>
<b>RELACIÓN DE TRANSMISIÓN</b>	<b>20 8 . 1</b>
<b>VELOCIDAD DE CARRETE (RPM)</b>	<b>21</b>
<b>PESO DEL WINCHE (Kg)</b>	<b>601</b>
<b>LONGITUD TOTAL DEL CABLE Ø7/8" (m)</b>	<b>80</b>
<b>LONGITUD TOTAL DEL CABLE Ø3/4" (m)</b>	<b>116</b>

	<b>PULL (Tn)</b>	<b>VELOCIDAD (m / min)</b>
<b>1ª CAPA</b>	<b>10</b>	<b>27</b>
<b>RADIO MEDIO</b>	<b>9</b>	<b>30</b>
<b>TAMBOR LLENO</b>	<b>8</b>	<b>34</b>



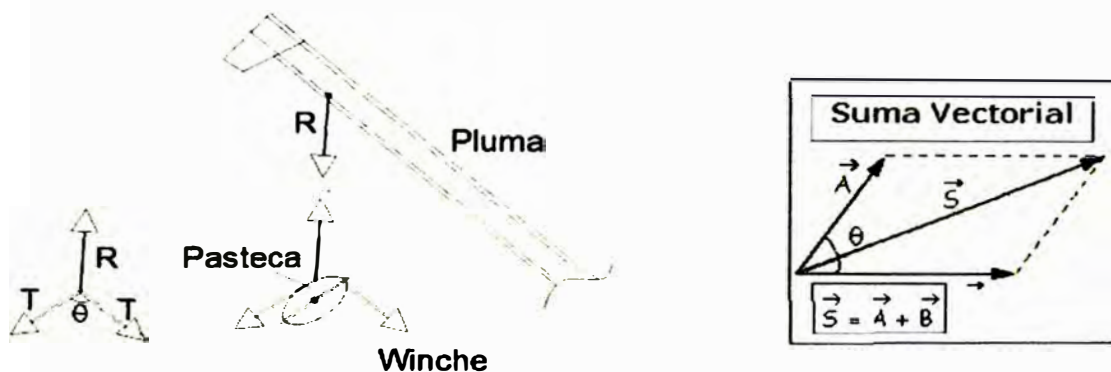
Ubicación: En el mástil encima de la cubierta de Castillo. Tendrá un soporte que abrazara parcialmente mediante soldadura al mástil Principal. Este soporte en el lado plano tendrá agujeros para el montaje del equipo.

#### 4.7.2.6 Winche de la pluma principal

Esta pluma en conjunto con el cable del winche de la panga recupera la panga luego de la maniobra de pesca.

Una parte del peso de esta pluma (4 Ton) es sostenido por el tintero ubicado en el mástil. El cable, que sostiene esta pluma en el otro extremo, es jalado por el winche de la pluma principal el cual levantara la mitad de su peso es decir 2 Ton (tubo 12"Ø x 20m de largo + refuerzos).

A la carga de levante de la pluma se suma la carga (R) ejercida por la pasteca que sirve de guía al cable del winche. Esta carga es igual a la suma vectorial de las tensiones del cable:



$$S^2 = A^2 + B^2 + 2AB \cos \theta$$

Reemplazando valores tenemos

$$\text{Max}(\theta) = R^2 = 2T^2 + 2T^2 \cos \theta$$

Donde el valor de la resultante es máximo se obtiene cuando  $\theta$  se acerca a  $180^\circ$  aunque el rango de acción oscila entre  $110^\circ$  a  $130^\circ$ . Dado que la tira máxima es cuando sale del agua en este lugar el ángulo es de  $130^\circ$ .

Reemplazando:

$$R = \sqrt{2T^2 + 2T^2 \cos \theta} = 5895 \text{Kg}$$

Falta suma el peso de la pluma no soportada que es de 2 Ton resultando que el equipo seleccionado que con el tambor lleno tiene el poder de levante de 8 Ton es el siguiente:

## 01 Winche de la pluma principal

Marca: Italmecan

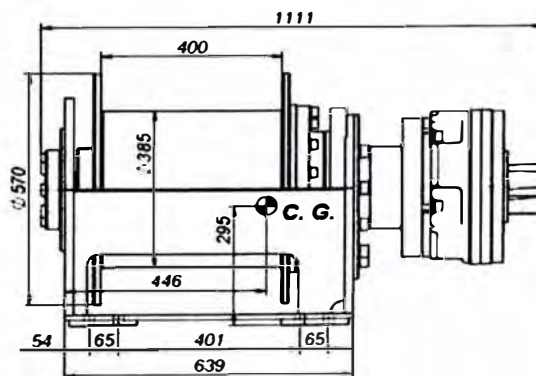
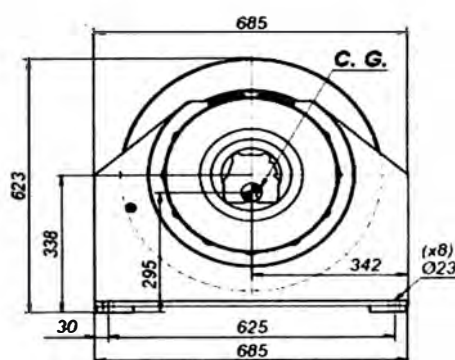
Modelo: WMH10 30 80

Motor hidráulico: SAI GM3 500

### Características técnicas

MOTOR HIDRAULICO	SAI GM3 500
DESPLAZAMIENTO (cm <sup>3</sup> / rev)	486
PRESIÓN DE OPERACIÓN (BAR / PSI)	172 / 2500
CAUDAL DE OPERACIÓN (GPM)	60
RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	20 8 1
VELOCIDAD DE CARRETE (RPM)	21
PESO DEL WINCHE (Kg)	601
LONGITUD TOTAL DEL CABLE Ø7/8" (m)	80
LONGITUD TOTAL DEL CABLE Ø3/4" (m)	116

	PULL (Tn)	VELOCIDAD (m / min)
1º CAPA	10	27
RADIO MEDIO	9	30
TAMBOR LLENO	8	34



La ubicación del winche de la pluma Principal es en el mástil, ubicado en la línea de crujía en la cuaderna 18.

Para desmontaje y montaje el equipo deberá tener un soporte que abrace parcialmente al mástil Principal y deberá estar soldada a este. Por el otro extremo el soporte tendrá un lado plano, el cual será de perfil angular y tendrá agujeros según lo requiera el equipo.

#### 4.7.2.7 Winche de la pluma auxiliar

Una parte del peso de esta pluma es sostenido por el tintero ubicado en el mástil. El winche de la pluma auxiliar jalara el cable el cual levantara la mitad de su peso de la pluma es decir 1 Ton (tubo 10"Ø x 14m de largo + refuerzos). Adicionalmente esta la carga para levantar una parte de la red un 10% igual a 3.5Ton.

El equipo seleccionado que con el tambor lleno tiene el poder de levante de 6.3Ton es el siguiente:

Marca: Italmecan

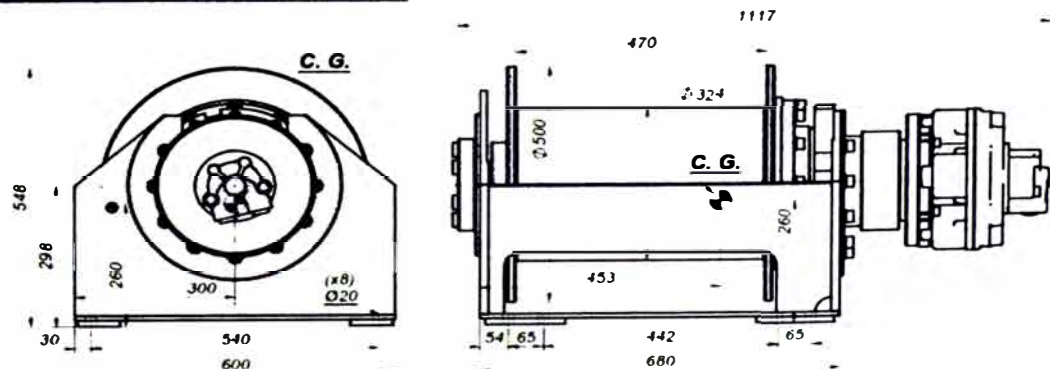
Modelo: WMH8 30 110

Motor hidráulico: SAI GM2 300

#### Características técnicas

<b>MOTOR HIDRAULICO</b>	<b>SAI GM2 300</b>
<b>DESPLAZAMIENTO (cm<sup>3</sup> / rev)</b>	<b>304</b>
<b>PRESIÓN DE OPERACIÓN (BAR / PSI)</b>	<b>172 / 2500</b>
<b>CAUDAL DE OPERACION (GPM)</b>	<b>42</b>
<b>PESO DEL EQUIPO (kg)</b>	<b>426</b>
<b>LONGITUD TOTAL DEL CABLE Ø5/8" (m)</b>	<b>160</b>
<b>LONGITUD TOTAL DEL CABLE Ø3/4" (m)</b>	<b>110</b>

	<b>PULL (Tn)</b>	<b>VELOCIDAD (m / min)</b>
<b>1ª CAPA</b>	<b>8</b>	<b>22</b>
<b>RADIO MEDIO</b>	<b>7</b>	<b>25</b>
<b>TAMBOR LLENO</b>	<b>6.3</b>	<b>28</b>



Para desmontaje y montaje del equipo este deberá tener un soporte que abrazara parcialmente al mástil Principal y deberá estar soldada a este. Por el otro extremo el soporte tendrá un lado plano, el cual será de perfil angular y tendrá agujeros según lo requiera el equipo. Los pernos deberán ser de material Inoxidables o Galvanizados.

#### 4.7.2.8 Winche del tangón

El peso propio de esta pluma (1Ton) es sostenido en dos puntos, el primero en la base del tintero del tangón y en segundo lugar por el cable del winche del tangón.

Una de las funciones de este equipo es el de poner en el agua y viceversa a la bomba absorbente, el cual pesa 1.5 Ton sumado al peso suelto de esta pluma da 2.Ton.

Una función opcional es de apoyar en juntar la red al casco.

Marca: Italmecan

Modelo: WMH4 3090

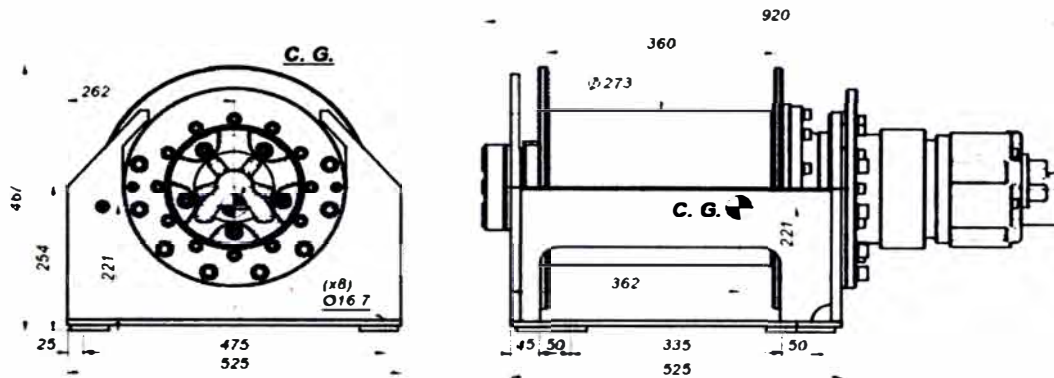
Motor hidráulico: SAI GMO5 150

Características técnicas:

<i>MOTOR HIDRAULICO</i>	<i>SAI GMO5 150</i>
<i>DESPLAZAMIENTO (cm3 / rev)</i>	<i>151</i>
<i>PRESIÓN DE OPERACIÓN (BAR / PSI)</i>	<i>172 / 2500</i>
<i>CAUDAL DE OPERACION (GPM)</i>	<i>26</i>
<i>PESO DEL WINCHE (Kg)</i>	<i>266</i>
<i>LONGITUD TOTAL DEL CABLE Ø9/16" (m)</i>	<i>85</i>
<i>LONGITUD TOTAL DEL CABLE Ø1/2" (m)</i>	<i>110</i>



	PULL (Tn)	VELOCIDAD (m / min)
1° CAPA	4	27
RADIO MEDIO	3.6	30
TAMBOR LLENO	3.2	34



Este equipo a igual de los winches anteriores presentados también debe llevar un soporte con las dimensiones exteriores de la parte inferior del equipo a instalar. Tal que los agujeros para el empernado serán realizados una vez que se tengan a la mano el soporte y el equipo.

#### 4.7.2.9 Winche de Fricción

Este equipo es el recomendado por el fabricante para embarcaciones de hasta 550 toneladas de capacidad de bodega

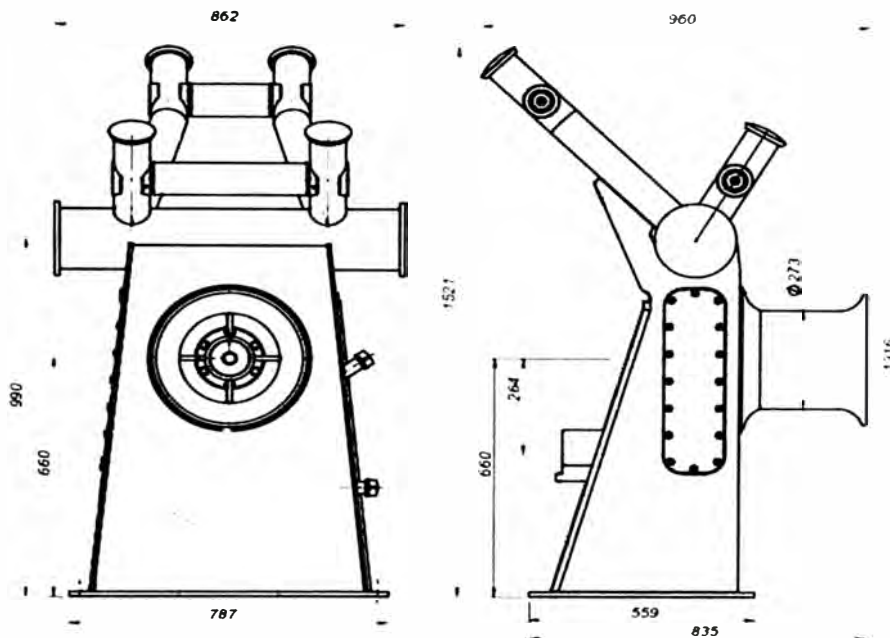
Marca: Italmecan

Modelo: WF3-ER60A

Motor hidráulico CHAR LYNN: serie 6000, Modelo 114-1035

Características técnicas

<b>MOTOR HIDRAULICO CHAR LYNN</b>		6000
<b>PRESION MAXIMA</b>	BAR PSI	210 3000
<b>VELOCIDAD MAXIMA MOTOR</b>	RPM	435
<b>RELACION DE TRANSMISION</b>		4.50 1
<b>PRESION HIDRAULICA DE OPERACION</b>	BAR PSI	140 2000
<b>FLUJO HIDRAULICO DE OPERACION</b>	LPM GPM	151.4 40
<b>VELOCIDAD DE OPERACION DEL GYPSY</b>	RPM	64.44
<b>PULL OPERATIVO GYPSY</b>	Tn Lb	2.70 6000
<b>TORQUE DE OPERACION MOTOR</b>	Kg-m Lb-pulg	94.0 8140
<b>VELOCIDAD HALADO</b>	m/min fpm	59 195
<b>PESO DEL EQUIPO</b>	Kg	421



Su ubicación estará a 875mm a proa de la cuaderna N° 19 (medido desde el centro del equipo). Transversalmente estará a 3788mm a estribor respecto la línea de crujía de la cubierta de castillo.

La base estará soldada a la cubierta es un marco de perfil angular y agujeros para empernado (montaje) que coincidirá con los lados inferiores del winche de fricción. Por un tema de corrosión es recomendable que los Pernos sean de material inoxidable o Galvanizados.



## **4.8 SISTEMA ELECTRICO DE LAS EMBARCACIONES PESQUERAS - BALANCE DE CARGAS**

En base de la potencia, factor de red (n), la probabilidad de uso (factor) de los diferentes equipos se ha logrado llenar las tablas de consumo.

Se han considerado dos tipos de captura para la embarcación: pesca industrial y pesca para consumo humano.

Se ha estudiado las siguientes formas de operación para la embarcación:

- Navegando: Cuando se desplaza entre puertos o hacia la proximidad de la zona de pesca, de día y de noche.
- En Faena de pesca de día y de noche.
- Navegando con pesca: Navegando con captura en bodegas o próximo a la zona de pesca de día y de noche.
- En Puerto estando próximo a zarpar de día y de noche.
- Espera en Puerto o condición de fondeado de día y de noche.

Es necesario considerar la embarcación en estado de emergencia para lo cual es necesario baterías para la iluminación de escaleras y pasadizos que conecten a la cubierta.

Para la durabilidad de las baterías estas no debe descargarse más del 50% es por este motivo que su funcionamiento estará entre el 50 al 100% de carga

A continuación presentamos el balance eléctrico para la embarcación para los voltajes de 440VAC y 220VAC primero para pesca industrial (tabla N° 4.3 y N° 4.4), segundo para pesca de consumo (tabla N° 4.5 y 4.6), para los equipos electrónicos de 24VDC (Tabla N° 4.7) y tabla resumen (tabla N°11 y 12).

Tabla N° 4.3

## BALANCE DE CARGAS DEL SISTEMA ELECTRICO 220 VAC

Condición de pesca industrial				Forma de operación									
NIVEL 220 VAC:	Carga nominal	n	Consumo red	Navegando hacia zona de pesca		Navegando con Pesca		En faena de pesca		En puerto, proximo a zarpar		Fondeado, espera en puerto	
				Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW
Descripción	KW	n	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW
<b>Sala de Maquinas de Poca</b>													
Esmeril de banco	0.3	0.70	0.43	0	0.00	0	0.00	0	0.00	1	0.43	1	0.43
Alumbrado de salas de máq. Poca	0.6	0.75	0.80	1	0.80	1	0.80	1	0.80	0.5	0.40	1	0.80
Alumbrado de exterior cub. Poca	0.24	0.75	0.32	0.2	0.06	0.2	0.06	1	0.32	1	0.32	0.5	0.16
Alumbrado de acomodación Poca	0.24	0.75	0.32	0.5	0.16	0.5	0.16	0.5	0.16	0.5	0.16	0.5	0.16
Resistencia calefacción generadore	2	1.00	2.00	0.5	1	0.3	0.6	0.3	0.6	0.6	1.2	1	2.00
Tomacorriente sala de maq. Po	1.5	1.00	1.50	0.25	0.38	0.25	0.38	0.25	0.38	0.25	0.38	0.25	0.38
Bomba de separador de hidrocarb	1.20	0.85	1.41	0.25	0.35	0.25	0.35	0.25	0.35	0.00	0.00	0	0
Separador centrifugo de hidrocarb	0.50	0.80	0.63	0.25	0.16	0.25	0.16	0.25	0.16	0.00	0.00	0	0
Bomba de prelubricación Motor pr	1.20	0.85	1.41	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	1.41	0.00	0.00
Cargador estático de baterías 24 V	3.8	0.75	5.07	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>Sala de maquinas de Poca y cocina</b>													
Alumbrado Int. salas máq. Proa	0.96	0.75	1.28	1	1.28	1	1.28	1	1.28	0.5	0.64	0.5	0.64
Alumbrado Castillo	0.48	0.75	0.64	0.2	0.13	0.2	0.13	0.5	0.32	1	0.64	0.5	0.32
Alumbrado sala de sonar	0.12	0.75	0.16	0.2	0.03	0.2	0.03	0	0.00	0	0.00	0	0.00
02 Reflectores comp. Sonar	3.8	0.75	5.07	0.20	1.01	0.2	1.01	0.5	2.53	0.22	1.11	0.22	1.11
Extractor de Cocina	0.52	0.75	0.69	1.00	0.69	1.00	0.69	1.00	0.69	0.00	0.00	0.00	0.00
Hidroneumático de agua dulce, 32	0.56	0.80	0.70	0.25	0.18	0.25	0.18	0	0.00	0.25	0.18	0.25	0.18
Hidroneumático de agua salada 32	0.56	0.80	0.70	0.25	0.18	0.25	0.18	0	0.00	0.25	0.18	0.25	0.18
Refrigeradora (25 Pie Cub )	0.65	0.75	0.87	0.25	0.22	0.25	0.22	0.25	0.22	0.25	0.22	0.25	0.22
Tablero de control Sist RSW	5	1.00	5.00	0	0.00	0	0.00	0	0.00	0	0.00	0	0.00
03 Termas de 80 Lt	4.5	1.00	4.50	0.25	1.13	0.25	1.13	0	0.00	0	0.00	0	0.00
Tomacorriente Cubierta Ppal	0.75	1.00	0.75	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19
Tomacorriente sala de maq. Pr	0.75	1.00	0.75	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19
Congeladora (12hr/día) en Cocina	0.60	0.75	0.80	0.25	0.20	0.25	0.20	0.25	0.20	0.25	0.20	0.25	0.20
<b>Cubierta de puente</b>													
Alumbrado Int. Puente	0.12	0.75	0.16	1	0.16	1	0.16	0.75	0.12	0.5	0.08	0.5	0.08
Alumbrado Ext. Puente	0.24	0.75	0.32	0.2	0.06	0.2	0.06	1	0.32	0.5	0.16	0.5	0.16
Alumbrado Ext. Cub. Ppal	0.6	0.75	0.80	0.2	0.16	0.2	0.16	1	0.80	0.5	0.40	0.5	0.40
Clara vista rotativa	0.75	0.80	0.94	1	0.94	1	0.94	1	0.94	0	0.00	0	0.00
Faro pirata	1.00	0.90	1.11	0.00	0.00	0.20	0.22	0.20	0.22	0.00	0.00	0.00	0.00
Reflector de Mastil (02)	0.8	0.75	1.07	0.2	0.21	0.2	0.21	1	1.07	0.5	0.53	0.5	0.53
Reflector de Pluma principal (02)	0.8	0.75	1.07	0.2	0.21	0.2	0.21	1	1.07	0.5	0.53	0.5	0.53
Reflector de pluma inferior (02)	0.8	0.75	1.07	0.2	0.21	0.2	0.21	1	1.07	0.5	0.53	0.5	0.53
Reflector Balsa	0.4	0.75	0.53	0.2	0.11	0.2	0.11	0.2	0.11	0	0.00	0	0.00
Reflector a Poca (02)	0.8	0.75	1.07	0.2	0.21	0.2	0.21	0.2	0.21	0.5	0.53	0.5	0.53
Tomacorriente Puente	0.75	1.00	0.75	0.25	0.19	0.5	0.38	0.25	0.19	0.5	0.38	0.5	0.38
<b>Equipos electricos de puente</b>													
Sonar (03), ecosonda (03)	2	0.85	2.35	0.5	1.18	0.25	0.59	0.5	1.18	0	0.00	0	0.00

Carga instalada 47.02

MD: Máxima Demanda 220VAC	KW	<b>11.97</b>	<b>11.39</b>	<b>15.67</b>	<b>10.98</b>	<b>10.29</b>
Capacidad de Generador por MD (MD /0.85)	Pot. Activa KW	14.08	13.40	18.43	12.92	12.10
Pot. Act./0.8	Pot. Aparente KVA	17.60	16.75	<b>23.04</b>	16.15	15.13
Capacidad de Transformación por Potencia de arranque directo para extractor de cocina	Pot. Activa KW	13.70	13.12	17.40	13.41	12.71
	Pot. Aparente KVA	17.13	16.40	<b>21.75</b>	16.76	15.89

Tabla N° 4.4

## BALANCE DE CARGAS DEL SISTEMA ELECTRICO 440 VAC

Condición de pesca Industrial				Forma de operación									
NIVEL 440 VAC:	Carga nominal	n	Consumo red	Navegando hacia zona de pesca		Navegando con Pesca		En faena de pesca		En puerto, proximo a zarpar		Fondendo, espera en puerto	
				Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW
Descripción	KW	n	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW
<b>Sala de maquinas popa</b>													
Transformador 440/220 VAC					12.47		11.86		16.32		11.44		10.72
Compresor de aire N°1	7.50	0.80	9.38	0.25	2.34	0.25	2.34	0.25	2.34	0.25	2.34	1.00	9.38
Compresor de aire N°2	7.50	0.80	9.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Bomba pilotaje sistema hidráulico	2.25	0.85	2.65	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	2.65	0.00	0.00	0.00	0.00
Bomba pilotaje sistema hidráulico	2.25	0.85	2.65	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Bomba de enfriamiento Caja Multi	0.95	0.85	1.12	1.00	1.12	1.00	1.12	1.00	1.12	0.00	0.00	0.00	0.00
Bomba de Gobierno	9.00	0.86	10.47	1.00	10.47	1.00	10.47	1.00	10.47	0.00	0.00	0.00	0.00
Bomba Sentina 4"x4" Pp, N°1	8.20	0.86	9.53	1.00	9.53	1.00	9.53	1.00	9.53	1.00	9.53	0.00	0.00
Bomba Sentina 4"x4" Pp, N°2 (res)	8.20	0.86	9.53	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ventilador N°1, Sala Máq. popa	14.80	0.80	18.50	1.00	18.50	1.00	18.50	1.00	18.50	0.00	0.00	0.00	0.00
Ventilador N°2, Sala Máq. popa	6.50	0.80	8.13	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Extractor 1, Sala de Máq. de popa	6.70	0.80	8.38	1.00	8.38	1.00	8.38	1.00	8.38	0.00	0.00	0.00	0.00
Extractor 2, Sala de Máq. de popa	2.90	0.80	3.63	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	3.63	0.50	1.81
Bomba transferencia de petróleo	2.24	0.85	2.64	0.50	1.32	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	2.64	1.00	2.64
Purificador de petróleo	0.75	0.80	0.94	1.00	0.94	1.00	0.94	1.00	0.94	1.00	0.94	0.00	0.00
Bomba Sist enfriamiento por placa	15.00	0.86	17.44	1.00	17.44	1.00	17.44	1.00	17.44	0.00	0.00	0.00	0.00
Tomacorriente sala de maq. Popa	3	1.00	3.00	0.25	0.75	0.25	0.75	0.25	0.75	0.25	0.75	0.25	0.75

**Sala de maquinas de proa**

Ventilador de Sala Máquinas de proa	1.90	0.80	2.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Extractor de Sala Máquinas de proa	1.90	0.80	2.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ventilador de Castillo de proa	1.90	0.80	2.38	0.00	0.00	0.25	0.59	0.00	0.00	1.00	2.38	0.50	1.19
Extractor de Castillo de proa	1.90	0.80	2.38	0.00	0.00	0.25	0.59	0.00	0.00	1.00	2.38	0.50	1.19
Bomba Sentina 4"x4" Proa, N°3	8.20	0.86	9.53	0.25	2.38	0.25	2.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Máquina de soldar	7.00	0.60	11.67	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	11.67	0.50	5.83

## Carga instalada

148.04

MD: Máxima Demanda 440VAC

KW 85.6 84.9 88.4 47.7 33.5

Capacidad de Generador por MD (MD / 0.8 Pot. Activa

KW 100.7 99.9 104.0 56.1 39.4

Pot. Act./0.8 Pot. Aparente

KVA 125.9 124.9 130.0 70.1 49.3

Capacidad de Generación requerida por Pot. Arranque:

Para arranque directo de Bomba gobierno

KW 111.8 111.1 114.6 84.3

Para arranque Y - D de Bomba sentina

KW 97.1 96.3 99.9 59.1

Para arranque Y - D de Bomba enfriamiento por placas

KW 87.0 86.2 89.8



Tabla N° 4.5

## BALANCE DE CARGAS DEL SISTEMA ELECTRICO 220 VAC

Condición de pesca para consumo				Forma de operación									
NIVEL 220 VAC:	Carga nominal	n	Consumo red	Navegando hacia zona de pesca		Navegando con Pesca		En faena de pesca		En puerto, proximo a zarpar		Fondeado, espera en puerto	
				Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW

## Sala de maquinas de popa

Descripción	KW	n	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW
Esmeril de banco	0.3	0.70	0.43	0	0	0	0	0	0	1	0.43	1	0.43
Alumbrado de Salas de Máquinas.	0.6	0.75	0.80	1	0.80	1	0.80	1	0.80	0.5	0.40	1	0.80
Alumbrado de exteriores	0.24	0.75	0.32	0.2	0.06	0.2	0.06	1	0.32	1	0.32	0.5	0.16
Alumbrado de caseta popa	0.24	0.75	0.32	0.5	0.16	0.5	0.16	0.5	0.16	0.5	0.16	0.5	0.16
Resistencia calefacción Generador	2	1.00	2.00	0.6	1.2	0.3	0.6	0.3	0.6	0.6	1.2	1	2.00
Tomacorrientes (02)	1.5	1.00	1.50	0.25	0.38	0.25	0.38	0.25	0.38	0.25	0.38	0.25	0.38
Bomba de separador de hidrocarb	1.20	0.85	1.41	0.25	0.35	0.25	0.35	0.25	0.35	0	0	0	0
Separador de hidrocarburos	0.50	0.80	0.63	0.25	0.16	0.25	0.16	0.25	0.16	0	0	0	0
Bomba de prelubric. del Motor pri	1.20	0.85	1.41	0	0	0	0	0	0	1.00	1.41	0	0
Cargador estático de baterías 24 V	3.8	0.75	5.07	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

## Sala de Maquinas de proa y cocina

Alumbrado Int. salas máq. Proa	0.96	0.75	1.28	1	1.28	1	1.28	1	1.28	0.5	0.64	0.5	0.64
Alumbrado Castillo	0.48	0.75	0.64	0.2	0.13	0.2	0.13	0.5	0.32	1	0.64	0.5	0.32
Alumbrado sala de sonar	0.12	0.75	0.16	0.2	0.03	0.2	0.03	0	0.00	0	0.00	0	0.00
02 Reflectores comp. Sonar	3.8	0.75	5.07	0.20	1.01	0.2	1.01	0.5	2.53	0.22	1.11	0.22	1.11
Extractor Cocina	0.52	0.75	0.69	1.00	0.69	1.00	0.69	1.00	0.69	0	0	0	0
Hidroneumático de agua dulce, 32	0.56	0.80	0.70	0.25	0.18	0.25	0.18	0	0.00	0.25	0.18	0.25	0.18
Hidroneumático de agua salada 32	0.56	0.80	0.70	0.25	0.18	0.25	0.18	0	0.00	0.25	0.18	0.25	0.18
Refrigeradora (25 Pie Cub.)	0.65	0.75	0.87	0.25	0.22	0.25	0.22	0.25	0.22	0.25	0.22	0.25	0.22
Tablero de control Sist RSW	5	1.00	5.00	0	0.00	0.5	2.50	0.5	2.50	0	0	0	0
03 Termas de 80 Lt	4.5	1.00	4.50	0.25	1.13	0.25	1.13	0	0	0	0	0	0
Tomacorriente Cubierta Ppal	0.75	1.00	0.75	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19
Tomacorriente sala de maquinas	0.75	1.00	0.75	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19	0.25	0.19
Congeladora (12hr/día)	0.60	0.75	0.80	0.25	0.20	0.25	0.20	0.25	0.20	0.25	0.20	0.25	0.20

## Cubierta del puente

Alumbrado Int. Puente	0.12	0.75	0.16	1	0.16	1	0.16	0.75	0.12	0.5	0.08	0.5	0.08
Alumbrado Ext. Puente	0.24	0.75	0.32	0.2	0.06	0.2	0.06	1	0.32	0.5	0.16	0.5	0.16
Alumbrado Ext. Cub. Ppal	0.6	0.75	0.80	0.2	0.16	0.2	0.16	1	0.80	0.5	0.40	0.5	0.40
Claravista rotativa	0.75	0.80	0.94	1	0.94	1	0.94	1	0.94	0	0	0	0
Faro pirata	1.00	0.90	1.11	0	0	0.2	0.2	0.2	0.22	0	0	0	0
Reflector de Mastil (02)	0.8	0.75	1.07	0.2	0.21	0.2	0.21	1	1.07	0.5	0.53	0.5	0.53
Reflector de Pluma principal (02)	0.8	0.75	1.07	0.2	0.21	0.2	0.21	1	1.07	0.5	0.53	0.5	0.53
Reflector de pluma inferior (02)	0.8	0.75	1.07	0.2	0.21	0.2	0.21	1	1.07	0.5	0.53	0.5	0.53
Reflector Balsa	0.4	0.75	0.53	0.2	0.11	0.2	0.11	0.2	0.11	0	0.00	0	0.00
Reflector a Popa (02)	0.8	0.75	1.07	0.2	0.21	0.2	0.21	0.2	0.21	0.5	0.53	0.5	0.53
Tomacorriente	0.75	1.00	0.75	0.25	0.19	0.5	0.38	0.25	0.19	0.5	0.38	0.5	0.38

## Equipos electricos de puente

Sonar (03), ecosonda (03)	2	0.85	2.35	0.5	1.18	0.25	0.59	0.5	1.18	0	0.00	0	0.00
---------------------------	---	------	------	-----	------	------	------	-----	------	---	------	---	------

## Carga instalada

47.02

MD: Máxima Demanda 220VAC	KW	12.17	13.89	18.17	10.98	10.29
* Capacidad de Generador por MD (MD /0.8)	Pot. Activa KW	14.31	16.34	21.37	12.92	12.10
	Pot. Aparente KVA	17.89	20.42	26.72	16.15	15.13
* Capacidad de Transformación por Potenci	Pot. Activa KW	13.90	15.62	19.90	13.41	12.71
arranque directo para extractor de cocina	Pot. Aparente KVA	17.38	19.53	24.87	16.76	15.89

Tabla N° 4.6

## BALANCE DE CARGAS DEL SISTEMA ELECTRICO 440 VAC

Condición de pesca de consumo				Forma de operación									
NIVEL 440 VAC:	Carga nominal	n	Consumo red	Navegando hacia zona de pesca		Navegando con Pesca		En faena de pesca		En puerto, proximo a zarpar		Fondeado, espera en puerto	
				Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW
Descripción	KW	n	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW	Factor	KW

## Sala de maquinas popa

Transformador 440/220 VAC					12.67		14.47		18.92		11.44		10.72
Compresor de aire N°1	7.50	0.80	9.38	0.25	2.34	0.25	2.34	0.25	2.34	0.25	2.34	1.00	9.38
Compresor de aire N°2 (reserva)	7.50	0.80	9.38	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Bomba pilotaje sistema hidráulico	2.25	0.85	2.65	0	0	0	0	1	2.65	0.00	0.00	0	0
Bomba pilotaje sistema hidráulico	2.25	0.85	2.65	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Bomba de enfriamiento Caja Multi	0.95	0.85	1.12	1	1.12	1	1.12	1	1.12	0	0	0	0
Bomba de Gobierno	9.00	0.86	10.47	1	10.47	1.00	10.47	1.00	10.47	0	0	0	0
Bomba de sentina 4"x4", N°1	8.20	0.86	9.53	1	9.53	1.00	9.53	1.00	9.53	1.00	9.53	0	0
Bomba de sentina 4"x4", N°2	8.20	0.86	9.53	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ventilador N°1, S. Máquinas de popa	14.80	0.80	18.50	1	18.50	1	18.50	1	18.50	0	0.00	0	0
Ventilador N°2, S. Máquinas de popa	6.50	0.80	8.13	1	8.13	1	8.13	1	8.13	0	0.00	0	0
Extractor 1 S. Máquinas de popa	6.70	0.80	8.38	1	8.38	1	8.38	1	8.38	0.00	0.00	0.00	0.00
Extractor 2 S. Máquinas de popa	2.90	0.80	3.63	1	3.63	1	3.63	1	3.63	1.00	3.63	0.50	1.81
Bomba Transferencia de petróleo	2.24	0.85	2.64	0.50	1.32	0	0	0	0	1	2.64	1.00	2.64
Purificador de petróleo	0.75	0.80	0.94	1	0.94	1.00	0.94	1	0.94	1	0.94	0.00	0.00
Bomba Sist enfriamiento por placa	15.00	0.86	17.44	1	17.44	1	17.44	1	17.44	0	0	0	0
Tomacorriente sala de maq. Popa	3	1.00	3.00	0.25	0.75	0.25	0.75	0.25	0.75	0.25	0.75	0.25	0.75

## Sala de maquinas de proa

Ventilador de Sala Máquinas de proa	1.90	0.80	2.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Extractor de Sala Máquinas de proa	1.90	0.80	2.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ventilador de Castillo de proa	1.90	0.80	2.38	0.00	0.00	0.25	0.59	0.00	0.00	0.50	1.19	0.50	1.19
Extractor de Castillo de proa	1.90	0.80	2.38	0.00	0.00	0.25	0.59	0.00	0.00	0.50	1.19	0.50	1.19
Bomba Sentina 4"x4" Proa, N°3	8.20	0.86	9.53	0.25	2.38	0.25	2.38	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Máquina de soldar	7.00	0.60	11.67	0	0	0	0	0	0	0.50	5.83	1	6

## Sistema RSW:

Compresor de refrigeración N°1	149.20	0.90	165.78	0	0	1	165.8	1	165.8	0	0	0	0
Compresor de refrigeración N°2	149.20	0.90	165.78	0	0	1	165.8	1	165.8	0	0	0	0
Bomba recirculación RSW N°1	34.50	0.85	40.59	0	0	1	40.59	1	40.59	0	0	0	0
Bomba recirculación RSW N°2	34.50	0.85	40.59	0	0	1	40.59	1	40.59	0	0	0	0
Bomba de circulación reserva	34.50	0.85	40.59	0	0	0	0.00	0	0.00	0	0	0	0
Bomba Condensador N°1	21.00	0.85	24.71	0	0	1	24.71	1	24.71	0	0	0	0
Bomba Condensador N°2	21.00	0.85	24.71	0	0	1	24.71	1	24.71	0	0	0	0
Bomba de amoniaco N°1	3.00	0.85	3.53	0	0	1	3.53	1	3.53	0	0	0	0
Bomba de amoniaco N°2	3.00	0.85	3.53	0	0	1	3.53	1	3.53	0	0	0	0

## Carga instalada

657.83

## Maxima Demanda

Capacidad de Generador por MD (MD /0.85) Pot. Activa	KW	97.59	568.5	572.0	39.5	33.5
Pot. Aparente	KW	114.81	668.8	672.9	46.4	39.4
	KVA	143.52	836	841	58	49

Capacidad de Generación requerida considerando la operación de un solo compresor de 149.20 KW

KW 402.7 406.2

Considerando la operación de los 02 compresores, operando al 60%

KW 435.8 439.4

Considerando la operación de los 02 compresores y arrancando la Bomba de recirculación de reserva con arranque estrella triángulo

KW 617.2 620.7



Tabla N° 4.7

24VDC Descripción	Pot. Watts	Carga Amperios	Factor n	Demanda Amperios	Factor n	Emergencia Amperios
Alumb emerg. C. Princ.popa	120	5	0.00	0	1	5
Alumb emerg. Proa	420	17.5	0.00	0	0.75	13.1
Alumb emerg. S. Máq. Popa	420	17.5	0.00	0	0.75	13.1
Alumb emerg. S. Máq. Proa	340	14	0.00	0	0.75	10.6
Compás satelital SC - 50	50	2.1	1.00	2.1	0	0
Corriente de carga a baterías de emerg.				50		0
Ecosonda FCV - 585	50	2.1	1.00	2.1	1.0	2.08
GPS GP - 1850 W	50	2.1	1.00	2.1	0	0
Indicador ángulo de pala	50	2.1	0.50	1.0	0.5	1.04
Indicador de temperatura RD - 300	50	2.1	1.00	2.1	0	0
Instrumentos M. Principal	100	4.2	0.25	1.0	0.25	1.0
Intercorridor	120	5	0.25	1.3	0	0
Luces de navegación	480	20	0.50	10.0	0.25	5
Piloto automático Navpilot 500	195	8.1	1.00	8.1	0	0
Radar N°1	144	6	1.00	6.0	0	0
Radar N°2	144	6	1.00	6.0	0	0
Radio HF N°1	360	15	0.50	7.5	0.2	3
Radio HF N°2	360	15	0.25	3.8	0	0
Radio VHF FM - 3000	150	6.25	0.25	1.6	0	0
Sistema CO2	180	7.5	0.25	1.9	0.2	1.5
Sonar CSH - 5L	720	30	0.00	0	0	0
Tableros de alarmas grupos electrógenos	240	10	0.50	5	0.2	2
Tableros de alarmas M. Principal	300	12.5	0.50	6.3	0.2	2.5
Tomacorrientes Popa	120	5.00	0.50	2.5	0	0
Tomacorrientes Proa	120	5	0.50	2.5	0	0
<b>Total</b>				<b>123</b>	<b>Amp</b>	<b>60 Amp</b>

Tabla N° 4.8 - Resumen de cargas

PESCA INDUSTRIAL: Forma de operación	Demanda 440 VAC KW	Generadores				Demanda 220 VAC KVA	Trafo 60 KVA Pot.Ap./60 %
		44 KW Dem./44 %	175 KW Dem./175 %	340 KW %	340 KW %		
Navegando hacia zona de pesca	85.63		48.93			17.60	29.33
Navegando con pesca	84.90		48.51			16.75	27.91
En faena de pesca	88.43		50.53			23.04	38.40
En puerto proximo a zarpar	47.68		27.25			16.15	26.91
Espera en puerto	33.50	76.13				15.13	25.22
Arranque mas severo	114.59		65.48			21.75	36.25

Tabla N° 4.9

PESCA PARA CONSUMO Forma de operación	Demanda 440 VAC KW	Generadores				Demanda 220 VAC KVA	Trafo 60 KVA Pot.Ap./60 %
		44 KW Dem./44 %	175 KW Dem./175 %	340 KW %	340 KW %		
Navegando hacia zona de pesca	97.59		55.77			17.89	29.82
Navegando con pesca	568.46		66.49	66.49	66.49	20.42	34.04
En faena de pesca	571.99		66.90	66.90	66.90	26.72	44.53
En puerto proximo a zarpar	39.47		22.56			16.15	26.91
Espera en puerto	33.50	76.13				15.13	25.22
Arranque mas severo	620.69					24.87	41.46

El requerimiento de equipos para el sistema eléctrico es:

### **01 Transformador**

Tensión primaria: 440VAC

Tensión secundaria: 220VAC

Potencia: 60KVA, 48KW

Fase: trifásico

### **01 Grupo electrógeno**

El generador de 44KW funcionara individualmente en la condición de espera de puerto.

Marca Caterpillar

Modelo C4.4

Potencia: 44KW, 55 KVA

Voltaje: 440VAC, 60HZ,

Velocidad: 1800 rpm

Cantidad: 01equipo.

### **01 Grupo electrógeno**

Este generador funcionara individualmente en la pesca industrial.

Marca: Caterpillar

Modelo: C9

Potencia: 175KW, 219 KVA

Voltaje: 440VAC, 60HZ,

Velocidad: 1800 rpm

Cantidad: 01equipo.

## **02 Grupos electrógenos**

En las condiciones de Navegando con pesca y en faena de pesca funcionaran los dos grupos de 340Kw y el generador de 175Kw en paralelo hasta arrancar.

Marca Caterpillar

Modelo: C18

Potencia: 340KW, 425KVA

Voltaje: 440VAC, 60HZ,

Velocidad: 1800 rpm

Cantidad: 02 equipos.

Las baterías funcionaran hasta 18 horas para atender la condición de emergencia por lo que el requerimiento es de  $60\text{Amp.} \times 18\text{h} = 1080\text{Amp.hora}$  que corresponden al 50% de la carga de las baterías.

12 baterías de 24VDC de cada una de 190 Amp.hora

02 alternadores para cargar las baterías de 24VD, 95Amp. de dos polos aislados, con regulador de carga.



## CAPÍTULO V

### COSTOS DE LOS EQUIPOS AUXILIARES

Estos equipos son necesarios para el desenvolvimiento de la embarcación, a continuación detallamos los costos de los equipos seleccionados en el presente trabajo, los valores son aproximados e incluyen los costos expresados en dólares americanos por impuesto general a las ventas IGV, costos por importación, costos de aduana, almacenaje, transporte marítimo, puesto en varadero para su instalación y servicio post venta.

ITEM	Descripción	Sistema	Cant.	Precio unitario	Precio total	Costo por sistema
			Pzas	US\$/.	US\$/.	US\$/.
1	Compresor de tornillo, MYCOM, N160VLD-M	RSW	2	54934	109868	377454
2	Evaporador, MMC KULDE,	RSW	2	70707	141414	
3	Condensador, MMC Kulde, 850KW	RSW	2	38869	77738	
4	Electrobomba MMC KS E5, 3KW, 1750rpm	RSW	2	8828	17656	
5	Electrobomba PG- 125/250 A1, condensador	RSW	2	8093	16186	
6	Electrobomba PG- 150/250 A1, recirculación	RSW	2	7296	14592	
7	Compresor Atlas Copco, LT 10-15+ tanque	Arranque	2	4949	9898	9898
8	Electrobomba, DESMI, SAP 100-235-28/A09	Achique	2	6266	12532	56727
9	Bomba, DESMI, SAP 100-235-28/A-4-H con embrague	Achique	1	7537	7537	
10	Electrobomba, DESMI, SAP 100-235-28/A09	Bakdeo, CI	1	6266	6266	
11	Ancla tipo Hall, 780Kg	Fondeo	3	3370	10110	
12	Cadenas con concreto galv. Gr. 1, 28mmØ+grillete+kenter	Fondeo	1	20282	20282	
13	Ventilador, VAV Fans, 3300 A12 1760, 20000 CFM	Ventilación	1	4045	4045	30856
14	Extractor, VAV Fans, 4900 B12 1160, 45000 CFM	Ventilación	1	8101	8101	
15	Ventilador, VAV Fans, 4900 B6 890, 40000 CFM	Ventilación	1	8120	8120	
16	Extractor, VAV Fans, 3650 A6 1160, 17000 CFM	Ventilación	1	3850	3850	
17	Extractor, VAV Fans, 2450 A6 1760, 6000 CFM	Ventilación	2	1685	3370	
18	Ventilador, VAV Fans, 2450 A6 1760, 6000 CFM	Ventilación	2	1685	3370	

ITEM	Descripción	Sistema	Cant.	Precio unitario	Precio total	Costo por sistema
			Pzas	US\$/	US\$/	US\$/
19	Hidroneumático Champion, CM8003, 32Gal	Agua Dulce	1	483	483	1204
20	Electrobomba Salmson H202, 075 HP	Agua Dulce	1	721	721	
21	Hidroneumático Champion, CM8003, 32Gal	Agua salada	1	483	483	18198
22	Electrobomba Salmson H202, 075 HP	Agua salada	1	721	721	
23	Equipo aguas servidas, Tanque tratamiento, AT 20D	Agua salada	1	16994	16994	
24	Transformador 440/220 VAC, 60KVA	Eléctrico	1	5050	5050	416337
25	Generador Eléctrico Caterpillar, C4.4, 44 KW	Eléctrico	1	15449	15449	
26	Generador Eléctrico Caterpillar, C9, 175 KW	Eléctrico	1	80844	80844	
27	Generador Eléctrico Caterpillar, C18, 340 KW	Eléctrico	2	154494	308988	
28	Cargador de baterías 95A/24VDC	Eléctrico	2	3003	6006	
29	Winche de ancla	Hidráulico	1	20749	20749	362247
30	Halador Hidráulico	Hidráulico	1	71910	71910	
31	Carrete Hidráulico	Hidráulico	1	14981	14981	
32	Ordenador de red	Hidráulico	1	41948	41948	
33	Bomba absorbente de pescado	Hidráulico	1	18277	18277	
34	Winche de pesca de cerco	Hidráulico	1	108764	108764	
35	Winche de la panga	Hidráulico	1	16929	16929	
36	Winche de la pluma principal	Hidráulico	1	16929	16929	
37	Winche de la pluma auxiliar	Hidráulico	1	10861	10861	
38	Winche del Tangón	Hidráulico	1	9588	9588	
39	Winche de Fricción	Hidráulico	1	12135	12135	
40	Caja Multiplicadora	Hidráulico	1	19176	19176	

Total = **\$ 1,272,921**

## **CONCLUSIONES**

Mediante cálculos se ha proporcionado las características técnicas y se han seleccionado los equipos empleando fundamento teórico, además de utilizar las recomendaciones, tablas y graficas del fabricante, estos equipos tendrán un funcionamiento confiable y contribuirá al fortalecimiento económico del Armador y del país.

Este informe sirve de base para próximos y hondeados estudios de equipamiento de embarcaciones además de colabora con la formación de futuros profesionales en la ingeniería.

## **RECOMENDACIONES**

Es importante antes de la puesta en marcha dar el ajuste a los accesorios, implementos, además de interpretar los datos adicionales que entrega el proveedor del equipo instalado.

Aunque tiene un margen de seguridad los equipos seleccionados es necesario corroborar antes y después de la instalación, los diferentes sistemas como las dimensiones reales frente a las asumidas en este informe.

A fin de preservar o alargar la vida de los equipos es necesario realizar charlas técnicas de los límites de funcionamiento de los equipos a la tripulación previa al uso de los más importantes equipos como el RSW, generadores eléctricos y otros.

Elaborar un plan de mantenimiento dentro de los márgenes de gestión de la calidad contemplado por la empresa.

## **BIBLIOGRAFIA**

### **NORMAS EMPLEADAS:**

- Protocolo de Torremolinos año 1993, relativo al convenio internacional de Torremolinos para la seguridad de los buques pesqueros.
- Torremolinos del 1977, seguridad de buques Pesqueros.
- American Bureau of Shipping, 2008

### **TEXTOS:**

Principios y sistemas de refrigeración, autor Edward G. Pita, México, 1997

Ventilación del cuarto del motor, Manual Caterpillar, 2007

Guía de aplicación e instalación de motores marinos, Manual Caterpillar, 1989

Marine engine selection guide, Manual Caterpillar, 2009

Bombas: teoría, diseño y aplicaciones, Manuel Viejo Zubicaray, México, 2000

### **ENLACES**

[www.hidrosta-peru.com/images\\_proyectos/datos\\_tecnicos\\_hidroneumatico.pdf](http://www.hidrosta-peru.com/images_proyectos/datos_tecnicos_hidroneumatico.pdf)

[www.chiblo.com/bulletins/vav-107.pdf](http://www.chiblo.com/bulletins/vav-107.pdf), Catalogo de Ventilador axial

[www.aheadtank.com](http://www.aheadtank.com), Tanque de tratamiento de aguas residuales

[www.osses.cl/web/index.php?option=com\\_content&view=article&id=254&Itemid=160](http://www.osses.cl/web/index.php?option=com_content&view=article&id=254&Itemid=160)

[www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/6051/18/MAQUINARIA%20MARITIMA%20%20I%20%20cap.1.pdf](http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/6051/18/MAQUINARIA%20MARITIMA%20%20I%20%20cap.1.pdf)

[www.airefrionet.com/entalpia.html](http://www.airefrionet.com/entalpia.html)

[http://igor.chudov.com/manuals/L\\_range\\_en.pdf](http://igor.chudov.com/manuals/L_range_en.pdf)

## **INDICE DE PLANOS**

**Plano de disposición general**

**Plano del sistema de achique**

**Plano del sistema de agua dulce**

**Plano del sistema de agua salada**

**Plano del sistema de aire comprimido**

**Plano de disposición de equipos de RSW**

**Plano de disposición de sala de máquinas proa**

**Diagrama del Sistema Hidráulico de accionamiento y control de los equipos de pesca**

**Diagrama de entalpia Vs Presión del amoniaco**

**ANEXOS**



**TABLA 3**

**LONGITUD DE TUBERIA RECTA QUE PUEDE SER CONSIDERADA EQUIVALENTE CUANDO SE USAN VALVULAS O CUALQUIER OTRO TIPO DE ACCESORIOS**

(VALIDO UNICAMENTE PARA FLUJO TURBULENTO)















		DIAMETRO DE TUBO (pulgadas)																									
				¼	⅜	½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24			
Codo 90° regular		Roscado	Acero	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	18	21	23	25	30	...	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.6	4.8	...	7.2	9.8	12	15	17	19	22	24	28	...	...
Codo 90° radio largo		Roscado	Acero	1.5	2.0	2.2	2.3	2.7	3.2	3.4	3.6	3.6	4.0	4.6	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.3	3.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Acero	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.8	3.4	...	4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11	11	13	...	...	
Codo 45° regular		Roscado	Acero	.34	.52	.71	.92	1.3	1.7	2.1	2.7	3.2	4.0	5.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.0	4.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Acero	...	...	.45	.59	.81	1.1	1.3	1.7	2.0	2.6	3.5	4.5	5.6	7.7	9.0	11	13	15	16	18	22	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.1	2.9	...	4.5	6.3	8.1	9.7	12	13	15	17	20	...	...	
Flujo en línea		Roscado	Acero	.79	1.2	1.7	2.4	3.2	4.6	5.6	7.7	9.3	12	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.9	14	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Acero	...	...	.69	.82	1.0	1.3	1.5	1.8	1.9	2.2	2.8	3.3	3.8	4.7	5.2	6.0	6.4	7.2	7.6	8.2	9.6	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	1.9	2.2	...	3.1	3.9	4.6	5.2	5.9	6.5	7.2	7.7	8.8	...	...	
Flujo a 90°		Roscado	Acero	2.4	3.5	4.2	5.3	6.6	8.7	9.9	12	13	17	21	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	14	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Acero	...	...	2.0	2.6	3.3	4.4	5.2	6.6	7.5	9.4	12	15	18	24	30	34	37	43	47	52	62	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	7.7	10	...	15	20	25	30	35	39	44	49	57	...	...	
Codo a 180°		Roscado	Acero	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado Reg.	Acero	...	...	.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	18	21	23	25	30	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.6	4.8	...	7.2	9.8	12	15	17	19	22	24	28	...	
		Bridado	Acero	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.8	3.4	...	4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11	11	13	...	

TABLA 3 (continuación)

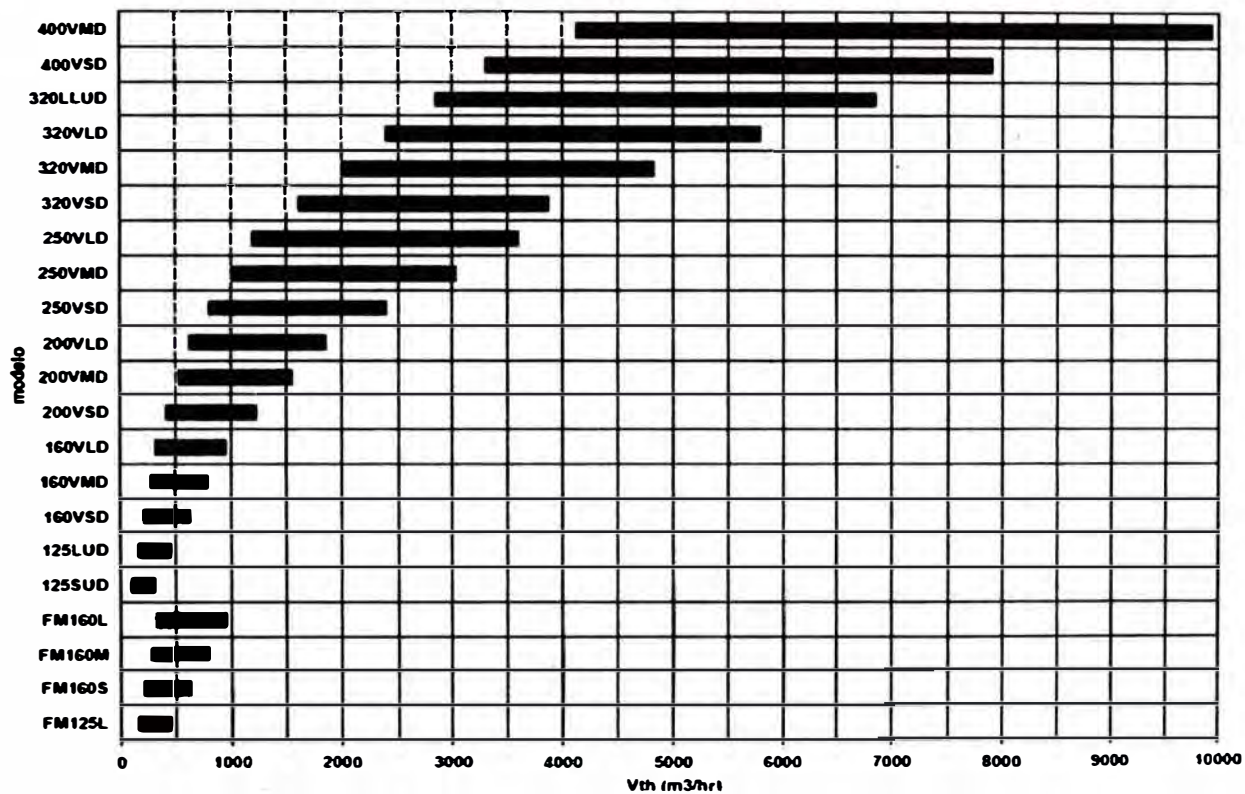
		DIAMETRO DE TUBO (pulgadas)																							
		1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24			
Válvula de globo		Roscado	Acero	21	22	22	24	29	37	42	54	62	79	110	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	65	86	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Acero	...	...	38	40	45	54	59	70	77	94	120	150	190	260	310	390	...	...	...	...	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	77	99	...	150	210	270	330	...	...	...	...	...	...
Válvula de compuerta		Roscado	Acero	.32	.45	.56	.67	.84	1.1	1.2	1.5	1.7	1.9	2.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	1.6	2.0	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Acero	...	...	...	...	...	...	...	2.6	2.7	2.8	2.9	3.1	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.3	2.4	...	2.6	2.7	2.8	2.9	2.9	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Válvula de ángulo		Roscado	Acero	12.8	15	15	15	17	18	18	18	18	18	18	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	15	15	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Acero	...	...	15	15	17	18	18	21	22	28	38	50	63	90	120	140	160	190	210	240	300	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	23	31	...	52	74	98	120	150	170	200	230	280	
Válvula check		Roscado	Acero	7.2	7.3	8.0	8.8	11	13	15	19	22	27	38	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	22	31	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
		Bridado	Acero	...	...	3.8	5.3	7.2	10	12	17	21	27	38	50	63	90	120	140	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	22	31	...	52	74	98	120	...	...	...	...	...	
Cople		Roscado	Acero	.14	.18	.21	.24	.29	.36	.39	.45	.47	.53	.65	...	...	...	...	...	...	...	...	...		
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.44	.52	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Acero	.04	.07	.10	.13	.18	.26	.31	.43	.52	.67	.95	1.3	1.6	2.3	2.9	3.5	4.0	4.7	5.3	6.1	7.6	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.55	.77	...	1.3	1.9	2.4	3.0	3.6	4.3	5.0	5.7	7.0	
Entrada abocinada			Acero	.44	.68	.96	1.3	1.8	2.6	3.1	4.3	5.2	6.7	9.5	13	16	23	29	35	40	47	53	61	76	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	5.5	7.7	...	13	19	24	30	36	43	50	57
Entrada en ángulo recto			Acero	.88	1.4	1.9	2.6	3.6	5.1	6.2	8.5	10	13	19	25	32	45	58	70	80	95	110	120	150	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	11	15	...	26	37	49	61	73	86	100	110
Ensanchamiento súbito			$h = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$ Pies de líquido si $V_2 = 0$ $h = \frac{V_1^2}{2g}$ Pies de líquido.																						

TABLAS

## Anexo N° 6.3 - Selección de equipo compresor para refrigeración

**MYCOM EUROPE** Refrigeración, S.L.

### 4.2 Rango de compresor



## Anexo N° 6.4 - Selección de equipo compresor por desplazamiento teórico

### **MYCOM EUROPE Refrigeración, S.L.**

#### 8.2 Desplazamiento teórico

Modelo	D (mm.)	L (mm.)	Hz	Velocidad (rpm)	VTH (m3/h.)
160 VS *	163.2	180	50	2.950	415
			60	3.550	499
160 VM *	163.2	225	50	2.950	519
			60	3.550	624
160 VL *	163.2	270	50	2.950	622
			60	3.550	749
200 VS *	204	225	50	2.950	810
			60	3.550	975
200 VM *	204	281	50	2.950	1.020
			60	3.550	1.220
200 VL *	204	337	50	2.950	1.210
			60	3.550	1.460
250 VS *	255	280	50	2.950	1.580
			60	3.550	1.900
250 VM *	255	352	50	2.950	1.980
			60	3.550	2.380
250 VL *	255	420	50	2.950	2.360
			60	3.550	2.840

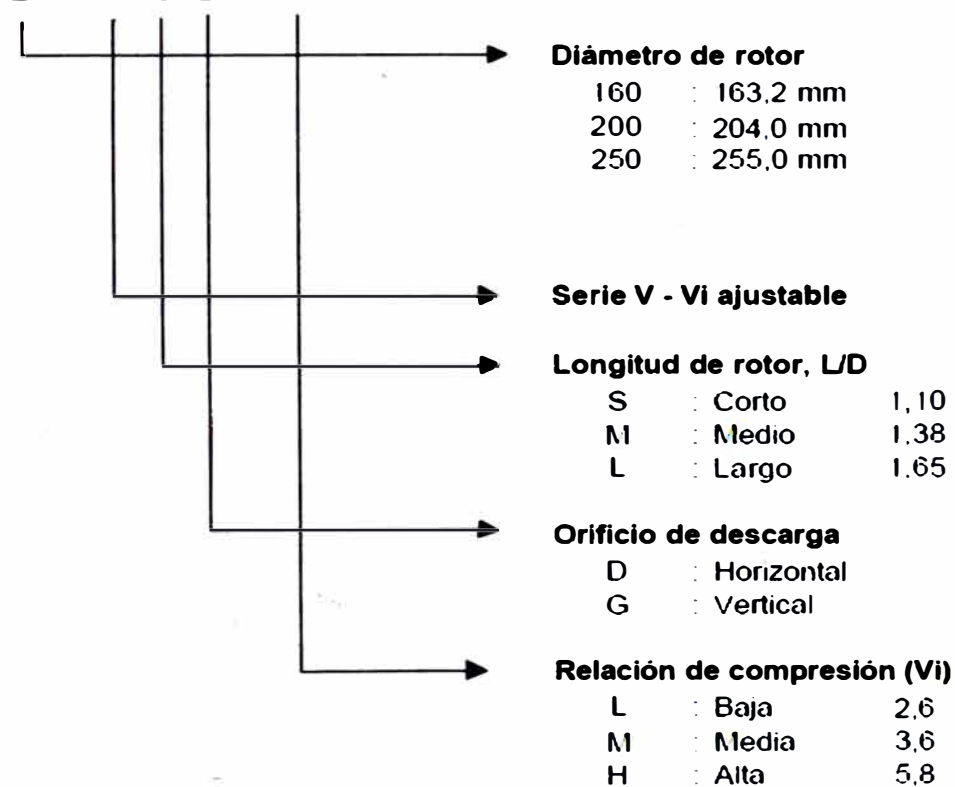
## Anexo N° 6.5 – Clasificación de los equipos compresores MYCOM

**MYCOM EUROPE Refrigeración, S.L.**

### 8 Anexos

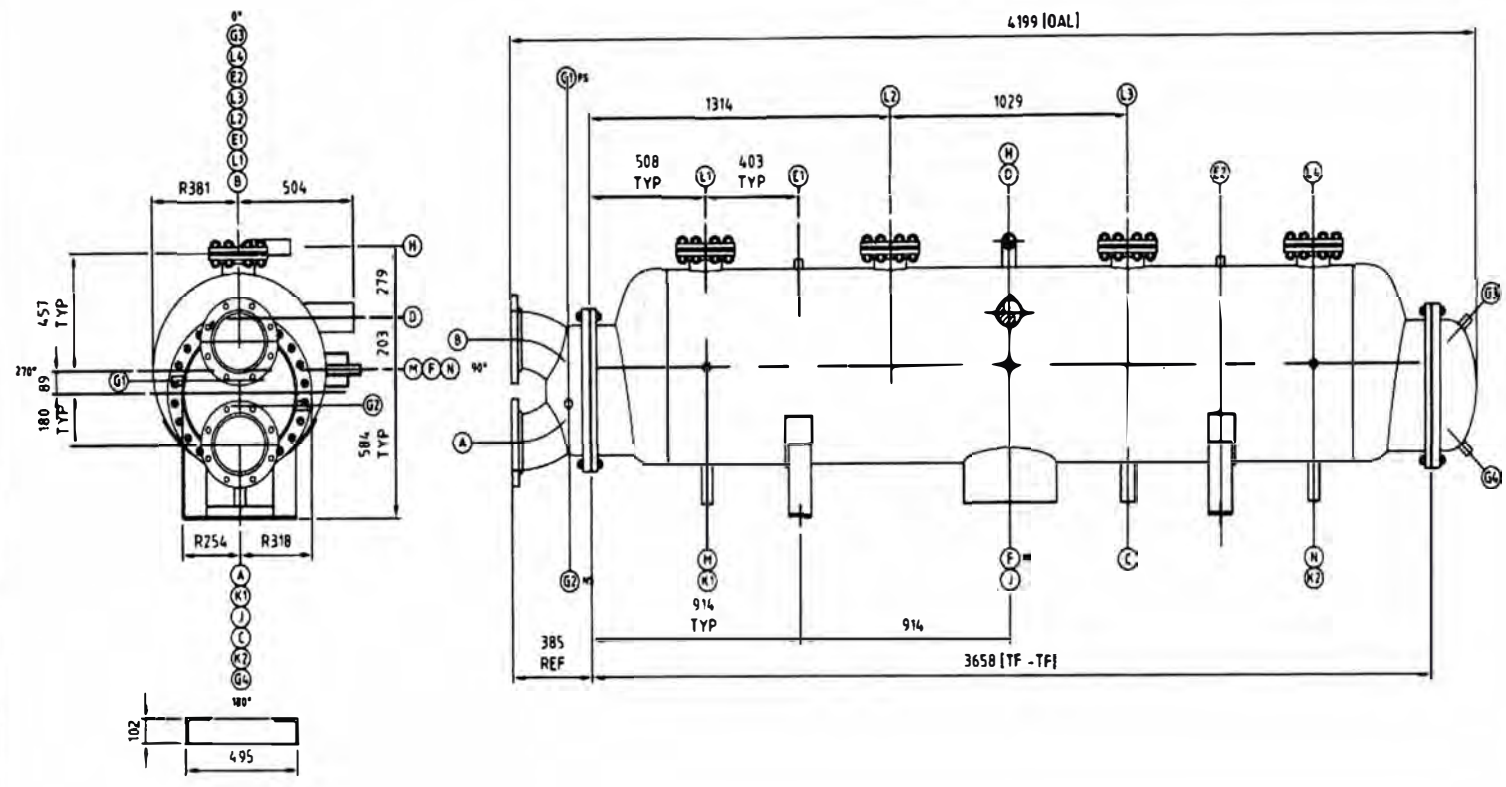
#### 8.1 Clasificación

200 V S D - M





Anexo N° 6.6 – Equipos evaporador MMC Kulde AS



SCHEDULE OF OPENINGS												
O	N	T	SIZE	RATING	FACE	TYPE	OD	THK	NECK	FLNG	PROJ	SLRV CL
	N	1	1"	5/80	Bw	PIPE	1.315"	0.179"	SA1060		6"	PUMP VENT
	AI	1	1"	5/80	Bw	PIPE	1.315"	0.179"	SA1060		6"	Oil SYS VENT
	L	4	1"	1500	RF	SO	5.563"	0.254"	SA1060	SA105	3"	INSPECTION PORT
	K	2	1 1/2"	5/80	Bw	PIPE	1.900"	0.290"	SA1060		6"	DRAIN
	J	1	1 1/2"	5/40	Bw	PIPE	16.000"	0.315"	SA538-ERW		6"	DROP LEG
	HI	1	2"	5/80	Bw	PIPE	2.375"	0.210"	SA1060		6"	HEADER INLET
	G	4	3/4"	30000	WTF	F-CPLE				SA102-F31M		ANODE/VENT/DRAIN
	F	1	1 1/4"	5/80	Bw	PIPE	1660"	0.191"	SA1060		6"	UPPER LEVEL CON
	E	2	3/4"	30000	WTF	F-CPLE				SA105		VENT/RELIEF
	D	1	6"	5/40	Bw	PIPE	4.500"	0.231"	SA1060		6"	SHIELDSIDE OUTLET
	C	1	2"	5/40	Bw	PIPE	2.375"	0.151"	SA1060		6"	SHIELDSIDE INLET
	D	1	8"	1500	RF	SO	8.625"	0.322"	SA230-MPB	SA105		TUBESIDE OUTLET
	A	1	8"	1500	RF	SO	8.625"	0.322"	SA230-MPB	SA105		TUBESIDE INLET
	ITEM	QTY	SIZE	RATING	FACE	TYPE	OD	THK	NECK	FLNG	PROJ	SLRV CL
									NECK	MATERIAL		

COMMENTS				<b>Weight: 2040 kg</b> with cover <b>MMC TENDOS</b> Sales 46050 VALDEBENA Phone +47 70 108100 Fax +47 70 108110 e-mail ofcc@mmc.no www.mmc.no	
DRAWN BY <b>kar</b>	CHECKED BY	APPROVED BY	SCALE <b>1:20</b>	According to international laws this drawing/specification is the property of MMC KULDE AS. The drawing/specification and contents can not be made public, copied or otherwise used, without our written consent.	
DATE <b>30.01.2008</b>	DATE	DATE			
<b>Målskisse RSW-kjøler ZSC-3012TE 640kW</b> Dimension sketch RSW-cooler ZSC-3012TE 640kW NH3				REPLACING	REPLACED BY
Formal <b>A3</b>		Klasse		O.nr. 17160	Pos 507

## Anexo N° 6.7 - Curva característica de la bomba de recirculación del refrigerante

### MMC KULDE AS

KAPASITETSDIAGRAM KULDEMEDIEPUMPE KS-E5  
CAPACITY DIAGRAM REFRIGERANT PUMP KS-E5

DIAGRAMMET ER VEILEDENDE  
THE DIAGRAM IS GUIDING

Document type: Document  
Specification

No. No  
MMC 11055-290

Side Page 1 of 1

Sign. date: Date  
1998-04-18

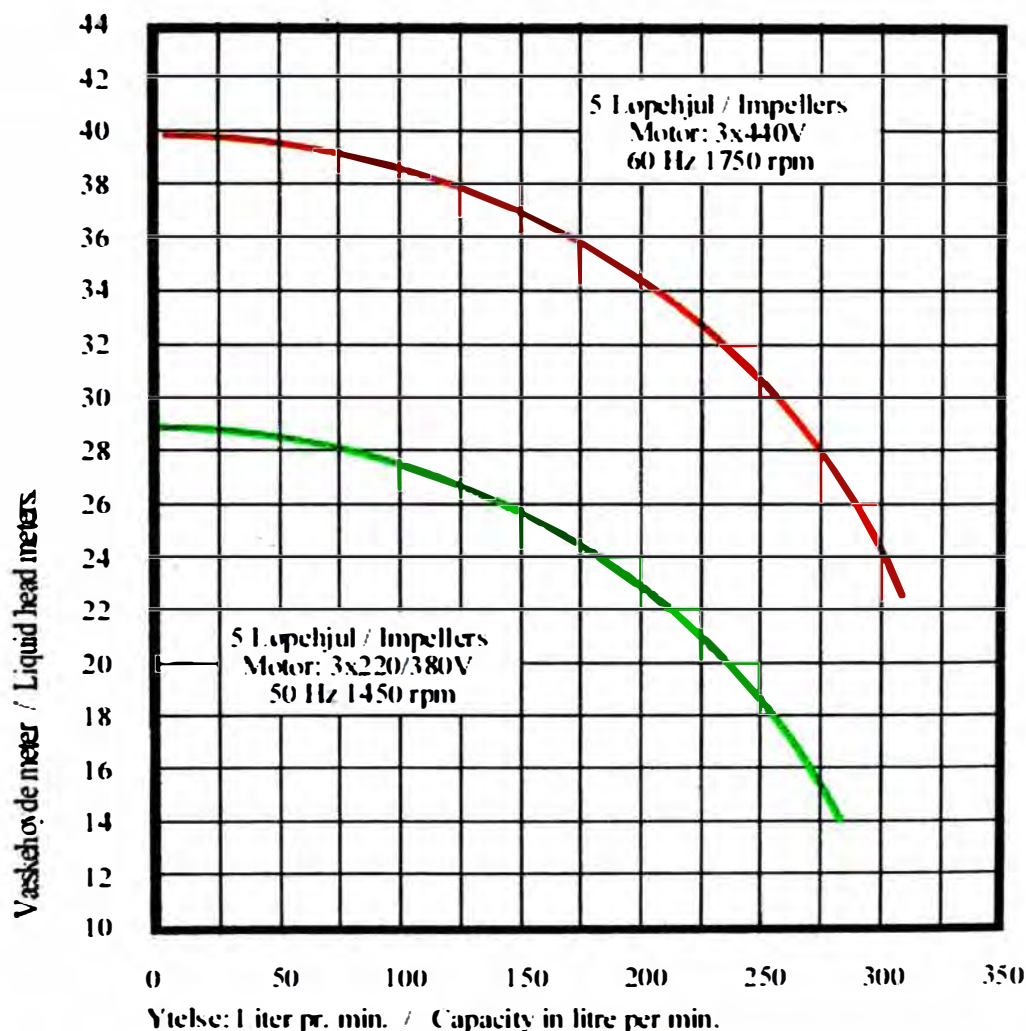
Uttatt av/Written by

Kjell-Arne Rossevoid

Godkjent av/Approved by

Rev

00.98



Ask handling  
with new  
**MMC**  
**TENDOS**

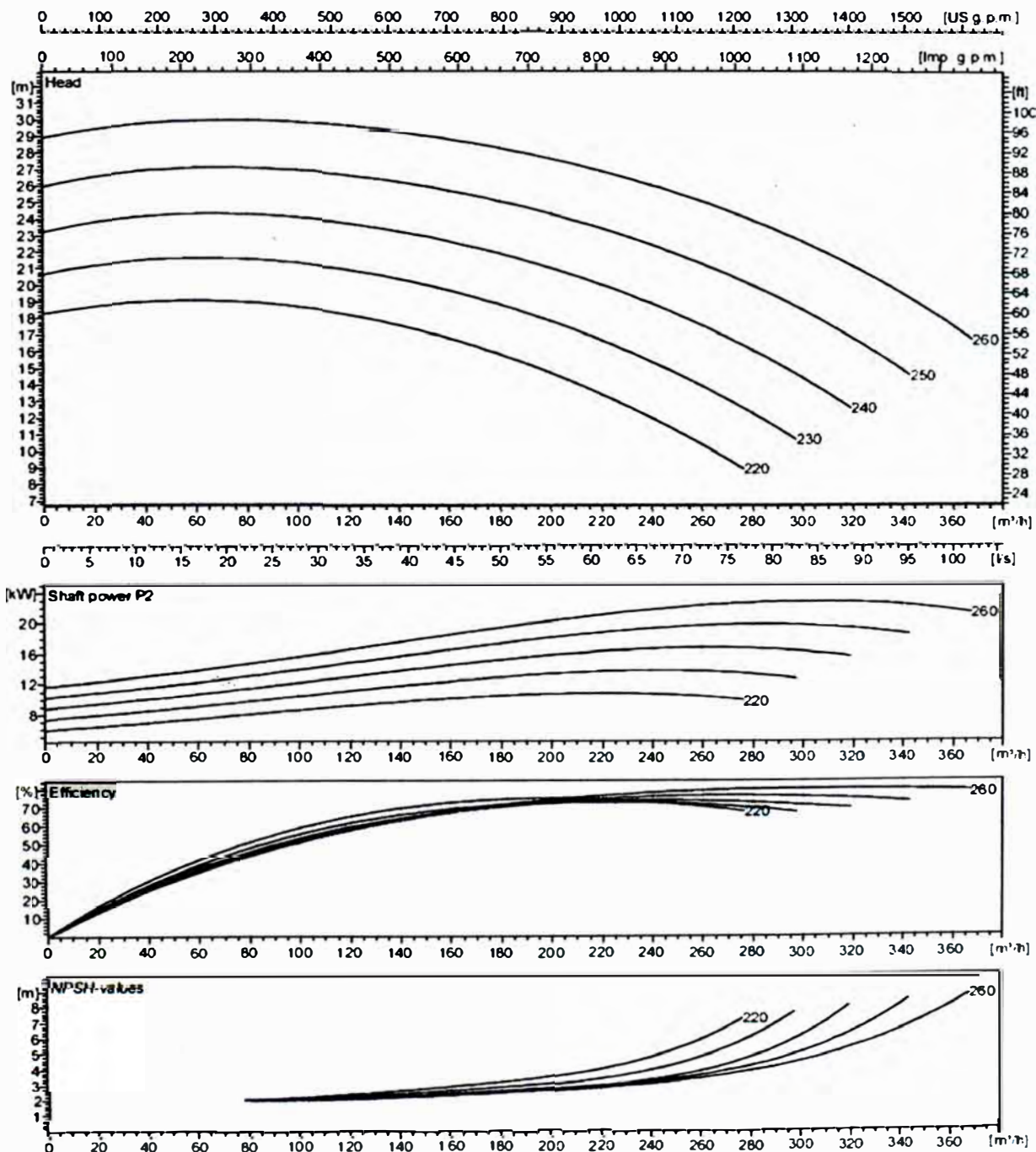
**Anexo N° 6.8 - Curva característica de Bomba para el condensador de RSW**

**Kennlinie / Characteristic curve  
125/250**

1750 min-1

DND = DN 125

DNS = DN 150



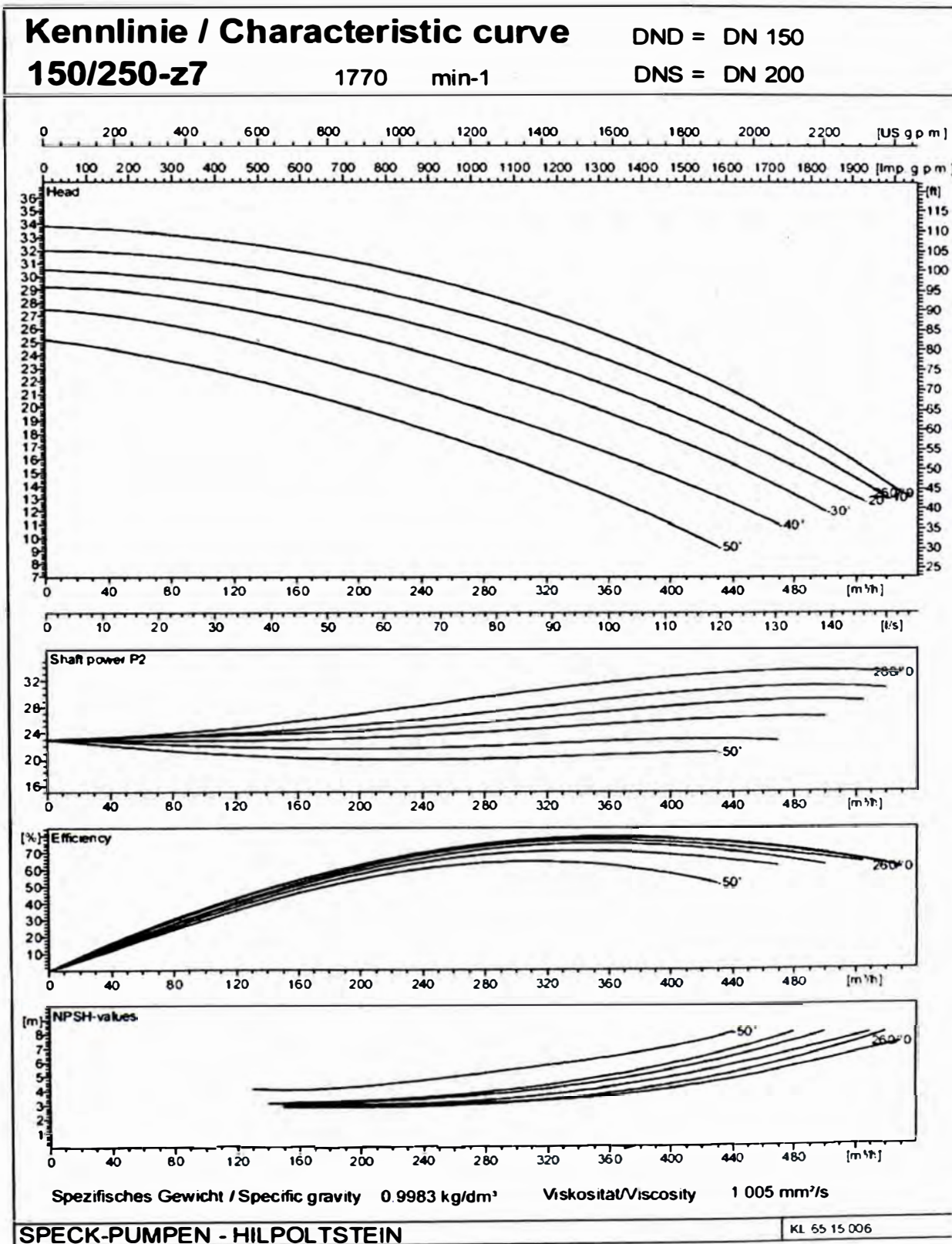
Spezifisches Gewicht / Specific gravity 0.9983 kg/dm<sup>3</sup>

Viskosität/Viscosity

1.005 mm<sup>2</sup>/s



**Anexo N° 6.9 - Curva característica de Bomba para recirculación del RSW**



## Anexo N° 6.10 - Datos técnicos de equipos compresores de Atlas Copco

### Technical data

Compressor type	FAD at normal working pressure and 1500 rpm (50 Hz)		FAD at normal working pressure and 1800 rpm (60 Hz)		Maximum working pressure		Installed recommended power		Noise level d(BA)		
	l/s	cfm	l/s	cfm	bar	psi	kW	hp	Unsilenced	Complete unit silenced	Base mounted silenced

#### 10 bar - oil-free Lfx, LF

Lfx-0,7	1.02	2.16	1.35	2.86	10	145	0.55	0.75	62	62	-
Lfx-1,0	1.38	2.92	1.46	3.09	10	145	0.75	1.00	62	62	-
Lfx-1,5	2.07	4.39	2.39	5.06	10	145	1.10	1.50	64	64	-
Lfx-2,0	2.53	5.36	-	-	10	145	1.50	2.00	64	64	-
LF 2-10	3.10	6.57	3.60	7.63	10	145	1.5	2.0	67	69	67
LF 3-10	4.00	8.48	4.60	9.75	10	145	2.2	3.0	68	70	68
LF 5-10	7.60	16.10	8.80	18.65	10	145	4.0	5.5	68	70	68
LF 7-10	9.20	19.49	10.70	22.67	10	145	5.5	7.5	74	74	72
LF 10-10	14.40	30.50	17.10	36.23	10	145	7.5	10.0	86	77	74

#### 10 bar - oil lubricated LE

LF 7-10	3.40	7.20	3.90	8.26	10	145	1.5	2.0	80	67	65
LE 3-10	4.40	9.32	5.10	10.80	10	145	2.2	3.0	81	68	66
LE 5-10	8.40	17.80	9.70	20.55	10	145	4.0	5.5	81	68	66
LE 7-10	11.70	24.80	13.60	28.17	10	145	5.5	7.5	82	72	70
LF 10-10	15.70	33.27	17.40	36.87	10	145	7.5	10.0	83	72	70
LE 15-10	18.60	39.06	21.90	46.40	10	145	11.0	15.0	86	73	70
LE 20-10	23.90	50.19	28.90	61.77	10	145	15.0	20.0	86	73	70

#### High pressure range

##### 15 bar - oil lubricated LT

LT 7-15	3.20	6.77	3.60	7.63	15	218	1.5	2.0	80	67	65
LT 3-15	4.10	8.68	4.80	10.17	15	218	2.2	3.0	81	68	66
LT 5-15	6.70	14.20	7.90	16.74	15	218	4.0	5.5	81	68	66
LT 7-15	9.20	19.49	10.90	23.10	15	218	5.5	7.5	82	72	70
LT 10-15	11.70	24.79	-	-	15	218	7.5	10.0	83	72	70

##### 20 bar - oil lubricated LT

LT 2-20	2.20	4.80	2.80	5.93	20	290	1.5	2.0	80	67	65
LT 3-20	3.00	6.35	3.70	7.84	20	290	2.2	3.0	81	68	66
LT 5-20	5.00	10.59	6.30	13.35	20	290	4.0	5.5	81	68	66
LT 7-20	6.70	14.19	8.40	17.80	20	290	5.5	7.5	82	72	70
LT 10-20	9.10	19.28	-	-	20	290	7.5	10.0	83	72	70
LT 15/60-20	-	-	11.90	26.18	20	290	11.0	15.0	88	81	75
LT 15-20	15.10	32.00	17.70	37.50	20	290	11.0	15.0	89	85	75
LT 20-20	18.00	38.13	20.91	44.30	20	290	15.0	20.0	88	83	77

##### 30 bar - oil lubricated LT

LT 3-30	2.80	6.10	3.30	7.19	30	435	2.2	3.0	81	-	66
LT 5-30	4.90	10.38	5.60	11.86	30	435	4.0	5.5	81	-	67
LT 7-30	6.40	13.56	8.00	16.95	30	435	5.5	7.5	82	-	67
LT 10-30	8.50	18.01	-	-	30	435	7.5	10.0	83	-	70
LT 15-30	9.78	19.66	11.1	23.52	30	435	11.0	15.0	85	-	76
LT 20-30	17.0	36.04	19.70	41.76	30	435	15.0	20.0	86	-	80

LF / LT / LF 2-10 with integrated refrigerant dryers and filter package.

## Anexo N° 6.11 - Datos técnicos de las bomba de achique

THE DESMI GROUP

# DESMI

### Technical Specification

3.

#### General Information

Quotation No.		Pos. No.	
Pump	SA 100-235-28/A09	Pump series	SA
Pump Type	Horizontal Self-Priming Centrifugal Pump	Density	1,000 kg/l
Pump Media	Water	Pump Model	SA 100-235-28

<b>Pump data</b>		<b>Motor Data</b>	
Capacity	100,0 m <sup>3</sup> /h	Brand	
Total Man. Head	17,0 mLC	Motor type	
Speed	1728 Rpm	Power Supply	
Power Consumption	7,46 kW	Construction	
NPSHr	3,91 mLC	Insulation Class	
Non-Overl. Power	8,18 kW	Motor Speed	
Eta	62,65 %	Performance	
		Delivered by	

Max. working pressure; being the pressure at the suction branch and the maximum generated head at zero flow. For this particular pump in standard material: 51,0 mLC  
 If higher working pressure is required other materials are available upon request.  
 Test pressure: pump approved by classification societies have been pressure tested according to the requirements of these societies, i. e. a test pressure of 1,5 x working pressure.  
 The test pressure is stated in the test certificate and stamped on the discharge flange of the pump.  
 Tolerance: According to ISO 9906 grade 2

#### Specification:

Pump Casing	Cast iron
Suction/Pressure Flange	4" BSP
Impeller	Bronze
Impeller Diameter	235,00 mm
Shaft	Stainless Steel
Shaft Seal	Mechanical Carbon/Ceramic
Bearings	Ball Bearings
Coupling	Bare Shaft End
Rotation	Clockwise
Manometer	Not Included
Class Society	Not Included

DESMI A/S

Date: 30-09-2008

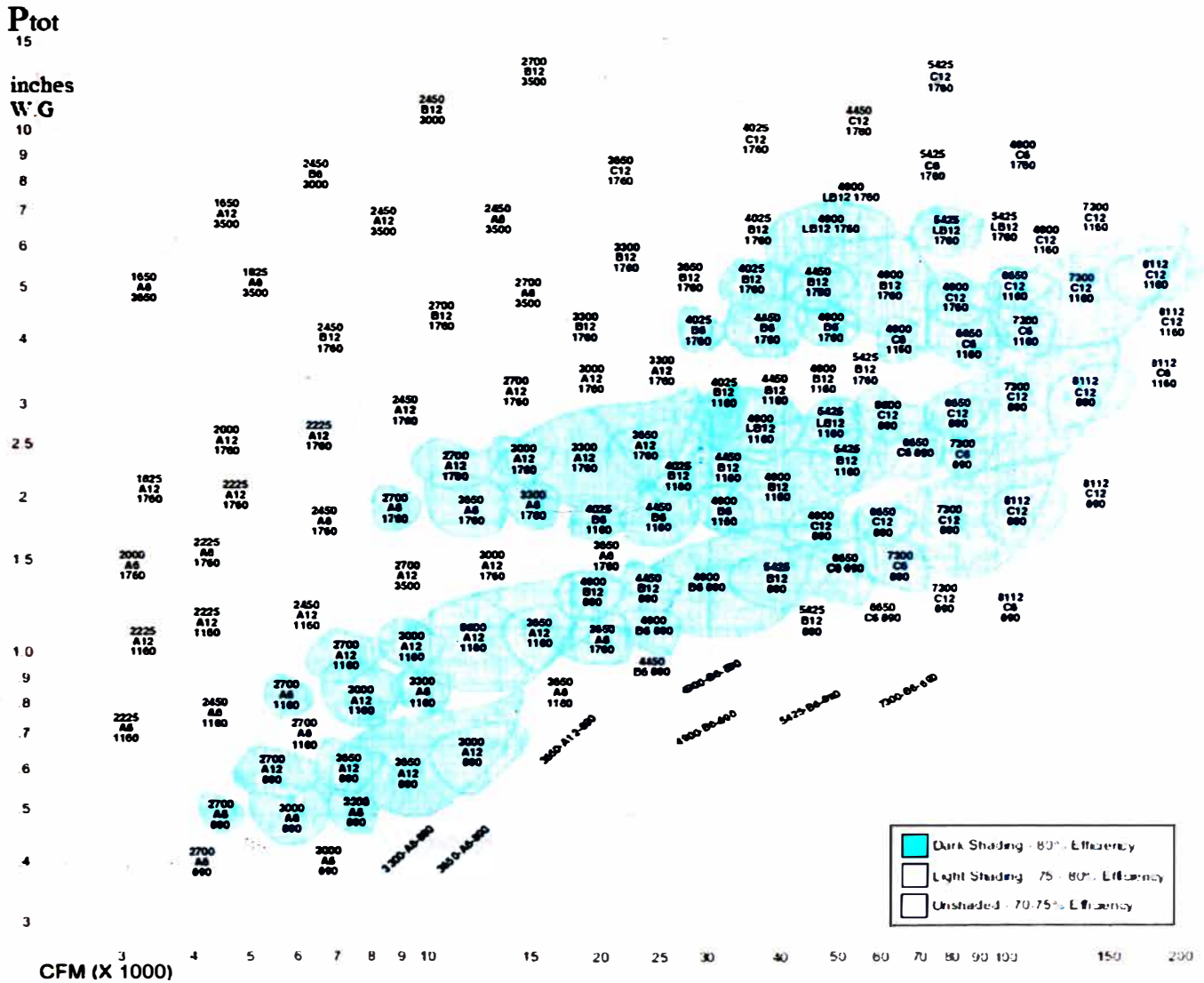
DESMI A/S  
 Tagholm 1  
 DK-9400 Nørresundby  
 Denmark

Phone: +45 9632 8111  
 Fax: +45 9617 5499  
 E-mail: [desmi@desmi.com](mailto:desmi@desmi.com)  
 Internet: [www.desmi.com](http://www.desmi.com)

CVR No.: 19351211  
 VAT No.: DN46837150  
 Bank: Danske Bank SWIFT/BIC (Osbaadkk)  
 Account No.: 3201-3694103286



### Anexo N° 6.12 - Modelos de ventiladores Marca Chicago VAV FANS



### Anexo N° 6.13 - Superficie para cada modelo de ventilador

FAN SIZE	CASING AREA pi <sup>2</sup>	CONE AREA pi <sup>2</sup>	ANNULAR AREAS			
			HUB A	HUB B	HUB LB	HUB C
1650	1.48	2.18	0.66	-	-	-
1825	1.82	2.70	1.00	-	-	-
2000	2.18	3.27	1.36	-	-	-
2225	2.70	3.98	1.88	-	-	-
2450	3.27	4.91	2.45	1.45	-	-
2700	3.98	5.94	3.16	2.16	-	-
3000	4.91	7.27	4.09	3.09	-	-
3300	5.94	8.84	5.12	4.12	-	-
3650	7.27	10.80	6.45	5.45	-	3.22
4025	8.84	13.10	-	7.02	5.50	4.79
4450	10.80	16.05	-	8.98	7.46	6.75
4900	13.10	19.63	-	11.28	9.76	9.05
5425	16.05	24.12	-	14.23	12.71	12.00
6000	19.63	29.07	-	-	-	15.58
6650	24.12	35.89	-	-	-	20.07
7300	29.07	44.17	-	-	-	25.02
8112	35.89	54.54	-	-	-	31.84



Anexo N° 6.14 - Curvas de selección de bomba del sistema sanitario

# MULTI-H

## ADVANTAGES

- Compact single-piece pump, economical and quiet-running.
- Stainless steel hydraulics for corrosion resistance and longer pump life.
- Motor bearing in front end plate, oversized and sealed.
- Thick impeller sealing rings between stages for insensitivity to thermal expansion and elimination of risk of seizing up.
- Optimal reliability. High-efficiency impeller profiles limit the number of stages, the sizes of the shafts, and axial thrusts.
- Standardized mechanical seal, can be used up to +110°C without maintenance.
- Easy to install.

## DESIGN

### • Pump

#### ALL STAINLESS-STEEL

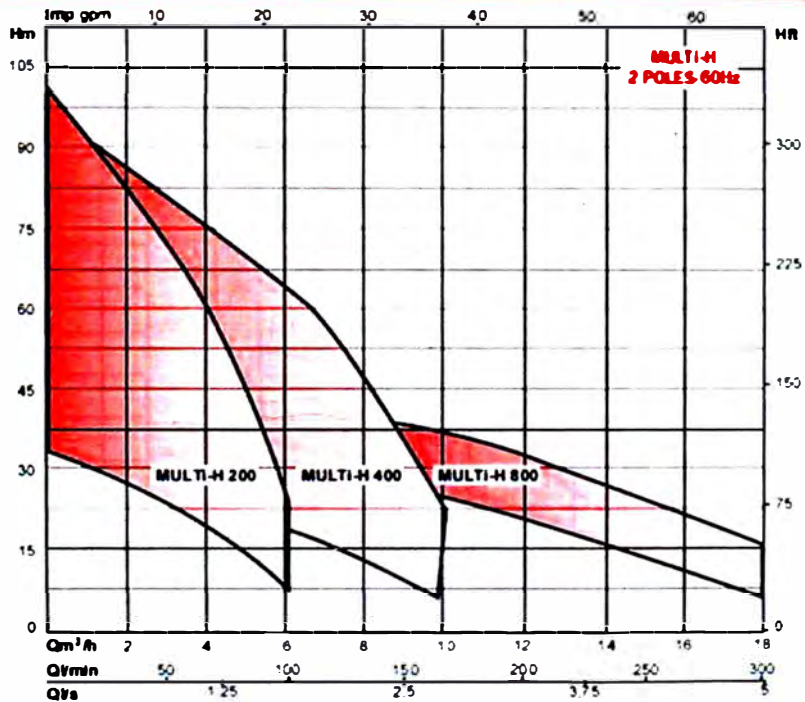
Horizontal, centrifugal, not self-priming. Multistage, from 2 to 6 stages. Axial suction, vertical discharge in upward direction. Impellers mounted directly on extended motor shaft. Standard mechanical seal. Hydraulic assembly attached to a lantern on the motor at 8 points.

### • Motor

Standard, ventilated. With extended shaft end. Single-phase motor with built-in thermal overload protection, automatic reset; capacitor built into terminal box. Rotor-shaft guide bearings greased for life.

Speed of rotation : 3500 rpm  
 Winding: three-phase : 220/380 V  
                   single-phase : 220 V  
 Frequency : 60 Hz  
 Insulation class : F  
 Protection : IP 54

## HYDRAULIC SELECTION CHART

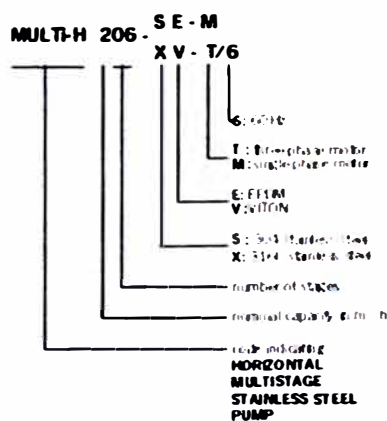


## STANDARD CONSTRUCTION

Main part	Material	
	non-aggressive liquids	agressive liquids
Casing	304 stainless steel	316L stainless steel
Impellers	304 stainless steel	316L stainless steel
Stages to casing	304 stainless steel	316L stainless steel
Pump shaft	316L stainless steel	316L stainless steel
Stage centering device	304 stainless steel	316L stainless steel
Mechanical seal	Carbon/Si Carbide	Carbon/Si Carbide
O-rings	EPDM	VITON
Plugs	316L stainless steel	316L stainless steel
Lantern bracket	Aluminium	Aluminium

NOTE: 304 stainless steel, C6 (24 18 9) and 316L stainless steel (2 2 0 20 1 7 1) are recommended materials that are highly resistant to corrosion. Transport of clean, clear liquids containing no fibres and little sand/silica (maximum concentration: 40 g/m³).

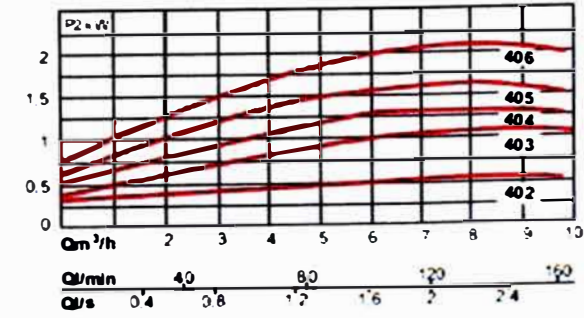
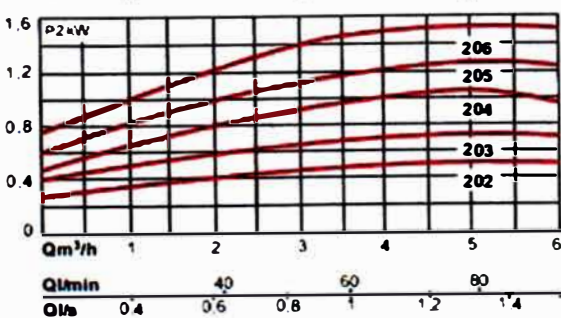
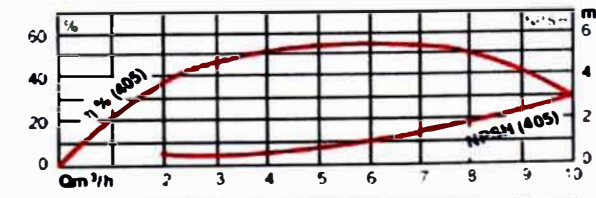
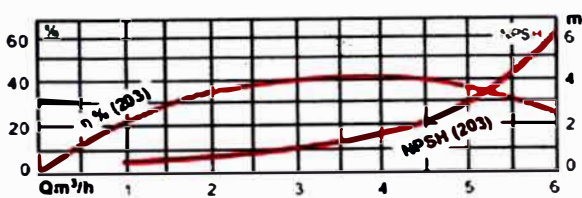
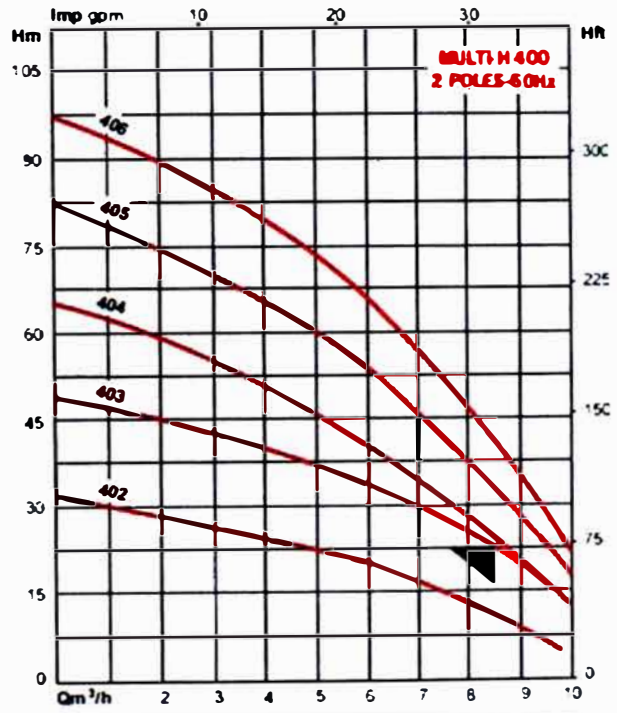
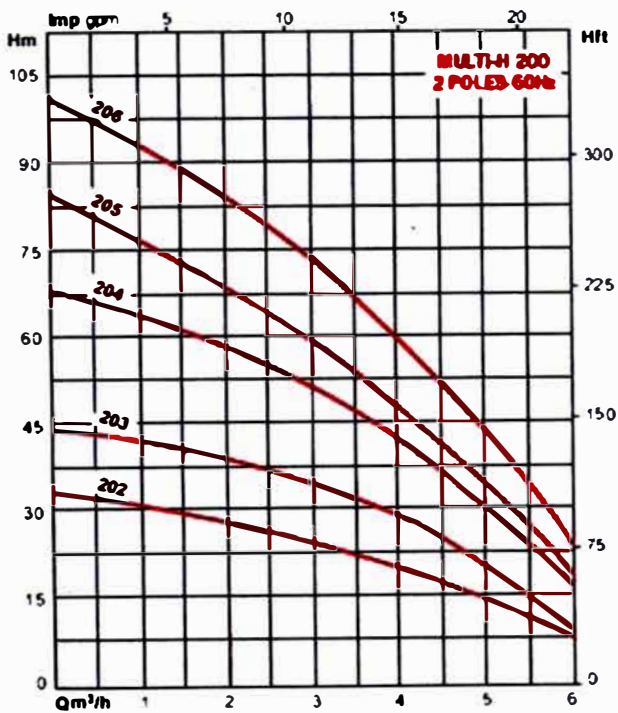
## IDENTIFICATION OF THE PUMP



Anexo N° 6.15 - Curvas características de las bombas del sistema sanitario

**MULTI-H**

**HYDRAULIC PERFORMANCES**



Hydraulic performances at actual speed

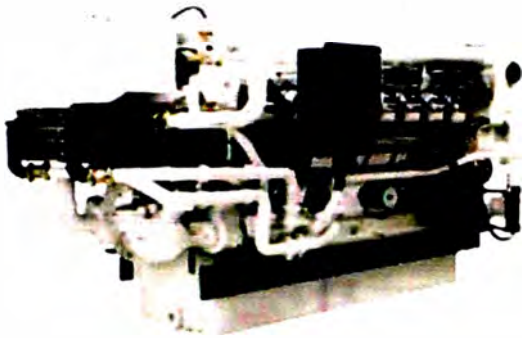


## Anexo N° 6.16 – Especificaciones técnicas del motor principal

# CATERPILLAR®

## 3516B PROPULSIÓN MARINA

1901 mhp  
(1875 hp al  
freno)  
1398 hp al  
freno en kW



Es posible que la imagen que se muestra no sea idéntica al motor real

### ESPECIFICACIONES

#### Motor diesel V-16 de 4 tiempos

Emissiones	IMO
Cilindrada	78.08 L (4 764.73 pulg <sup>3</sup> )
Velocidad nominal del motor	1200
Calibre	170.0 mm (6.69 pulg)
Carrera	215.0 mm (8.46 pulg)
Aspiración	Turbocomprimido-Posenfriado
Regulador	ADEM3
Sistema de enfriamiento	Intercambiador de calor
Peso neto seco (aprox.)	8 029 kg (17 701 lb)
Capacidad de llenado	
Sistema de enfriamiento	233.4 L (61.6 Gal)
Sistema de aceite lubricante	204.0 L (53.9 Gal)
Intervalo de cambios de aceite	1 000 horas
Aceite de motor diesel Caterpillar 10W30 ó 15W40	
Colector de aceite de sumidero profundo	
Rotación (desde el extremo del volante)	A la izquierda
Volante y caja del volante	SAE NO 00
Dientes del volante	183

### EQUIPO ESTÁNDAR DEL MOTOR

#### Sistema de admisión de aire

Núcleo de posenfriador de circuito separado, resistente a la corrosión, filtros de aire de servicio normal con indicador de servicio, turbocompresores dobles

#### Control System

Dual Caterpillar A-III electronic engine control, Electronic Unit Injection fuel system, rigid wiring harness

#### Sistema de enfriamiento

Bomba auxiliar de agua dulce; bomba centrífuga auxiliar del agua de mar, sin autocebado; bomba de agua de las camisas centrífuga, impulsada por engranajes; tanque de expansión; enfriador de aceite del motor; termostatos y caja

#### Sistema de escape

Múltiples de escape secos herméticos al gas con protectores térmicos termolaminados, turbocompresores dobles con cojinetes enfriados por agua y protectores térmicos termolaminados, orificio de salida de escape vertical

#### Sistema de combustible

Inyectores controlados electrónicamente, filtro de combustible derecho con indicadores de servicio, bomba de transferencia de combustible

#### Instrumentation

Engine mounted instrument panel with four position switch, alarm horn, overspeed shutdown notification light, emergency stop notification light, secondary ECM "Ready" light, secondary ECM "Active" light, graphical display unit for analog or digital display of: oil and fuel pressure, oil and fuel filter differential, system DC voltage, exhaust and water temperature, air inlet restriction, service meter, engine speed, fuel consumption (total and instantaneous)

#### Sistema de lubricación

Respiraderos del cárter dobles de montaje superior, filtro de aceite derecho con indicadores de servicio, indicador de nivel de aceite derecho, tubo de llenado de aceite derecho, bomba de aceite de engranajes, colector de aceite de sumidero profundo

#### Sistema de montaje

Carries de montaje del motor tipo saliente

#### Tomas de fuerza

Mando accesorio en la parte inferior derecha e inferior izquierda de la caja delantera de dos lados

#### Sistema de protección

Sistema monitor electrónico ADEM II con estrategias de disminución de potencia del motor programables por el cliente, botón de emergencia

#### Generalidades

Amortiguador y protector de vibraciones, pintura amarilla Caterpillar, armellas de levantamiento (los motores para el enfriamiento del intercambiador de calor NO incluyen el intercambiador de calor. Se dispone de una conversión de enfriamiento de la quilla)

#### ISO Certification

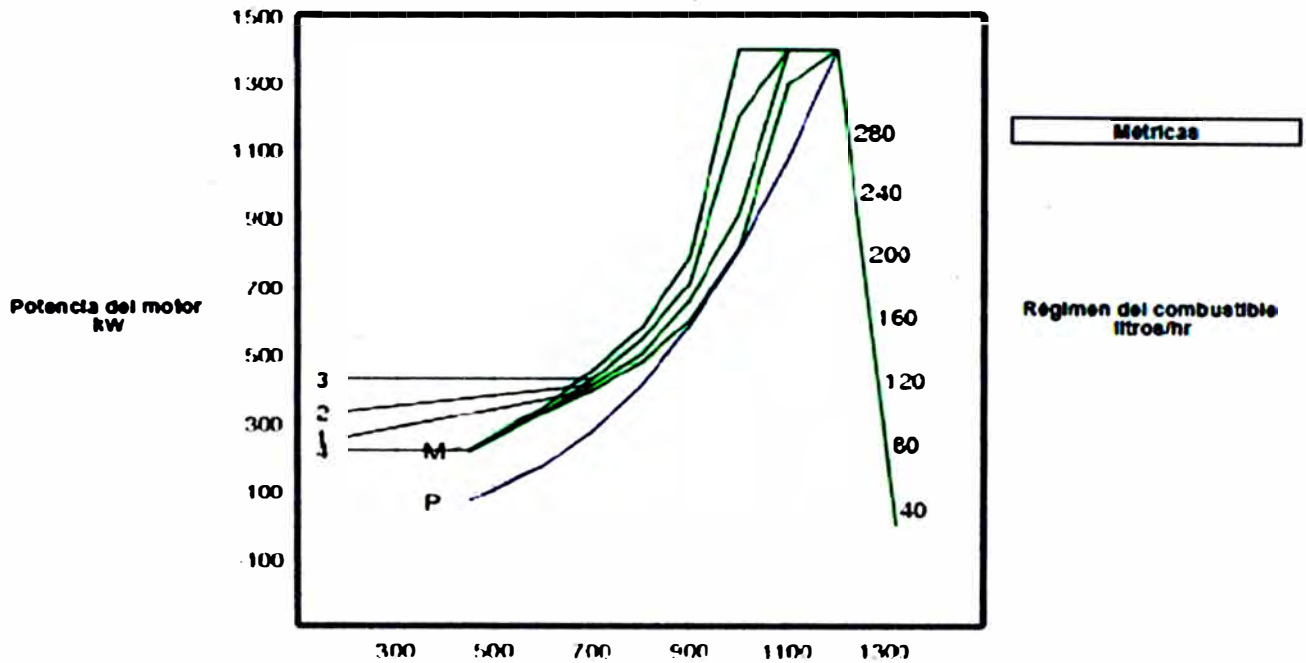
Factory-designed systems built at Caterpillar  
ISO 9001:2000 certified facilities



# CURVAS DE RENDIMIENTO

A-RATING - DM6841-01

Temperatura del posefriador 60° C (140° F)



Velocidad (rpm) del motor					Velocidad (rpm) del motor				
Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor kW	Par motor en N-m	Consumo específico de combustible al freno g/kW-hr	Régimen del combustible litros/hr	Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor kW	Par motor en N-m	Consumo específico de combustible al freno g/kW-hr	Régimen del combustible litros/hr
<b>Zona 1 Curva 1</b>					<b>Curva límite max. 4</b>				
1200	1398	11125	200.2	333.7	1200	1398	11125	200.2	333.7
1000	812	7754	201.5	195.0	1000	1398	13350	198.8	331.2
900	605	6419	205.3	148.0	900	790	8382	203.5	191.6
800	481	5742	209.2	119.9	800	582	6947	209.1	145.0
700	398	5429	212.9	101.0	700	458	6248	214.5	117.1
450	219	4647	220	57.4	450	224	4753	221.2	59.1
<b>Zona 2 Curva 2</b>					<b>Curva de demanda de propulsión P</b>				
1200	1398	11125	200.2	333.7	1200	1398	11125	200.2	333.7
1000	916	8747	200.4	218.8	1000	809	7726	201.7	194.5
900	664	7045	204.5	161.9	900	599.8	6258	205.6	144.5
800	505	6028	208.9	125.7	800	414.2	4944	209.6	103.5
700	413	5634	213.1	104.9	700	277.5	3786	214.2	70.9
450	219	4647	220	57.4	450	73.7	1564	274.3	24.1
<b>Zona 3 Curva 3</b>									
1200	1398	11125	200.2	333.7	1200	1398	11125	200.2	333.7
1000	1201	11469	199.2	295.2	1000	1398	13350	198.8	331.2
900	715	7586	203.8	173.7	900	790	8382	203.5	191.6
800	546	6517	208.8	135.9	800	582	6947	209.1	145.0
700	431	5880	213.5	109.7	700	458	6248	214.5	117.1
450	219	4647	220	57.4	450	224	4753	221.2	59.1

4 May 2008 3:27 PM

Nota: La curva P es una curva de demandas de propulsión cubica con un exponente 3,0 para cascos de desplazamiento solamente





3516B

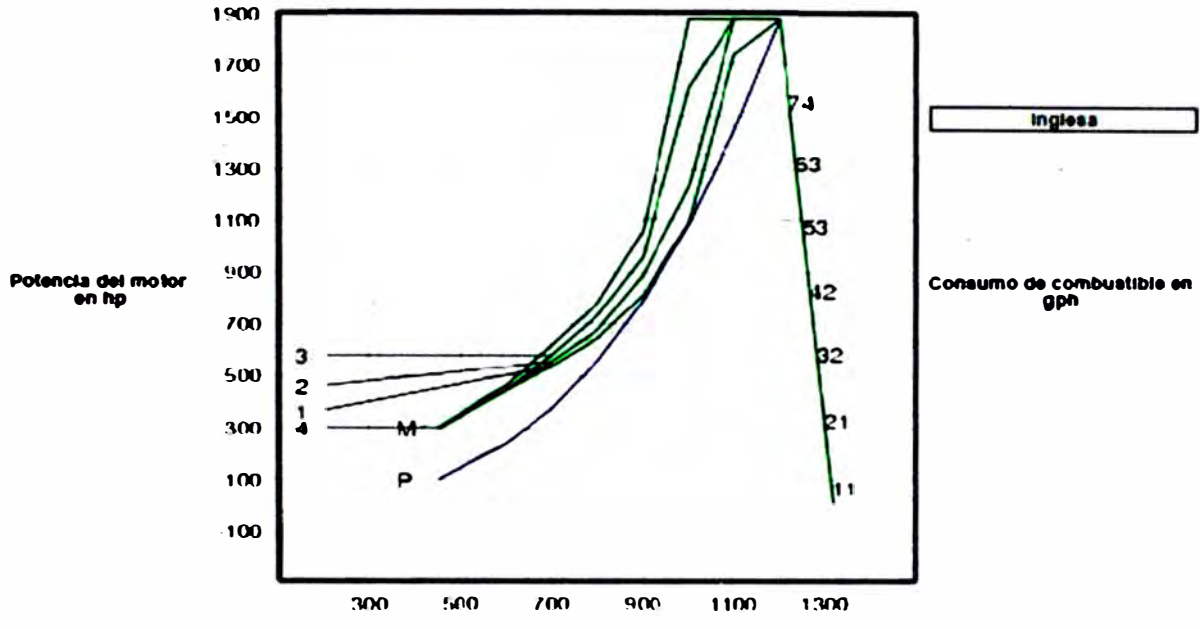
PROPULSIÓN MARIN/

1901 mhp (1875 hp al freno) 1398 hp al freno en k1

**CURVAS DE RENDIMIENTO**

A-RATING - DM6841-01

Temperatura del posenfriador 60° C (140° F)



Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor en hp	Par motor en lb-pie	Consumo específico de combustible al freno en lb/hp-hr	Consumo de combustible en gph	Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor en hp	Par motor en lb-pie	Consumo específico de combustible al freno en lb/hp-hr	Consumo de combustible en gph
<b>Zona 1 Curva 1</b>					<b>Curva límite max. 4</b>				
1200	1875	8205	0.329	88.2	1200	1875	8205	0.329	88.2
1000	1089	5719	0.331	51.5	1000	1875	9846	0.327	87.5
900	811	4734	0.338	39.1	900	1059	6182	0.335	50.6
800	645	4235	0.344	31.7	800	780	5124	0.344	39.3
700	534	4004	0.350	26.7	700	614	4609	0.353	30.9
450	294	3427	0.362	15.2	450	300	3506	0.364	15.6
<b>Zona 2 Curva 2</b>					<b>Curva de demanda de propulsión P</b>				
1200	1875	8205	0.329	88.2	1200	1875	8205	0.329	88.2
1000	1228	6451	0.329	57.8	1000	1085	5698	0.332	51.4
900	890	5196	0.336	42.8	900	791	4616	0.338	39.2
800	677	4446	0.343	33.2	800	555	3646	0.345	27.3
700	554	4155	0.350	27.7	700	372	2792	0.352	19.7
450	294	3427	0.362	15.2	450	39	1154	0.451	6.4
<b>Zona 3 Curva 3</b>					<b>Curva límite max. 4</b>				
1200	1875	8205	0.329	88.2	1200	1875	8205	0.329	88.2
1000	1611	6459	0.327	75.3	1000	1875	9846	0.327	87.5
900	959	5595	0.335	45.9	900	1059	6182	0.335	50.6
800	732	4807	0.343	35.9	800	780	5124	0.344	39.3
700	578	4337	0.351	29.0	700	614	4609	0.353	30.9
450	294	3427	0.362	15.2	450	300	3506	0.364	15.6

Nota: La curva P es una curva de demandas de propulsión cubica con un exponente 3.0 para cascos de desplazamiento solamente

### Anexo N° 6.17 - Densidad del agua dulce a diferentes temperaturas

Temperatura (°C)	Densidad (gr cm <sup>3</sup> )	Densidad (kg m <sup>3</sup> )	Temperatura (°C)	Densidad (gr cm <sup>3</sup> )	Densidad (kg m <sup>3</sup> )
0 (hielo)	0.91700	917.00	19	0.99843	998.43
0 (agua)	0.99987	999.87	20	0.99823	998.23
1	0.99993	999.93	21	0.99802	998.02
2	0.99997	999.97	22	0.99780	997.80
3	0.99999	999.99	23	0.99757	997.57
4	1.00000	1000.00	24	0.99753	997.53
5	0.99999	999.99	25	0.99707	997.07
6	0.99997	999.97	26	0.99681	996.81
7	0.99993	999.93	27	0.99654	996.54
8	0.99988	999.88	28	0.99626	996.26
9	0.99981	999.81	29	0.99597	995.97
10	0.99973	999.73	30	0.99568	995.68
11	0.99963	999.63	40	0.99224	992.24
12	0.99952	999.52	50	0.98807	988.07
13	0.99940	999.40	60	0.98324	983.24
14	0.99927	999.27	70	0.97781	977.81
15	0.99913	999.13	80	0.97183	971.83
16	0.99897	998.97	90	0.96534	965.34
17	0.99880	998.80	100	0.95838	958.38
18	0.99862	998.62			

### Anexo N° 6.18 - Viscosidad del agua dulce a diferentes temperaturas

Temperatura (°C)	Viscosidad dinamica o absoluta (poises)	Viscosidad cinematica (stokes)	Temperatura (°C)	Viscosidad dinamica o absoluta (poises)	Viscosidad cinematica (stokes)
0	0.01792	0.01792	19	0.01034	0.01036
1	0.01732	0.01732	20	0.01009	0.01010
2	0.01674	0.01674	21	0.00984	0.00986
3	0.01619	0.01619	22	0.00961	0.00963
4	0.01568	0.01568	23	0.00938	0.00940
5	0.01519	0.01519	24	0.00916	0.00919
6	0.01473	0.01473	25	0.00895	0.00897
7	0.01429	0.01429	26	0.00875	0.00877
8	0.01387	0.01387	27	0.00855	0.00858
9	0.01348	0.01348	28	0.00836	0.00839
10	0.01310	0.01310	29	0.00818	0.00821
11	0.01274	0.01274	30	0.00800	0.00804
12	0.01239	0.01240	40	0.00653	0.00658
13	0.01206	0.01206	50	0.00549	0.00556
14	0.01175	0.01176	60	0.00466	0.00474
15	0.01145	0.01146	70	0.00406	0.00415
16	0.01116	0.01117	80	0.00354	0.00364
17	0.01088	0.01089	90	0.00315	0.00326
18	0.01060	0.01061	100	0.00284	0.00296

**Anexo N° 6.19 – Propiedades del líquido y del vapor saturado – refrigerante 717 (Amoniaco)- Fuente: Principios y sistema de refrigeración de Edward Pita**

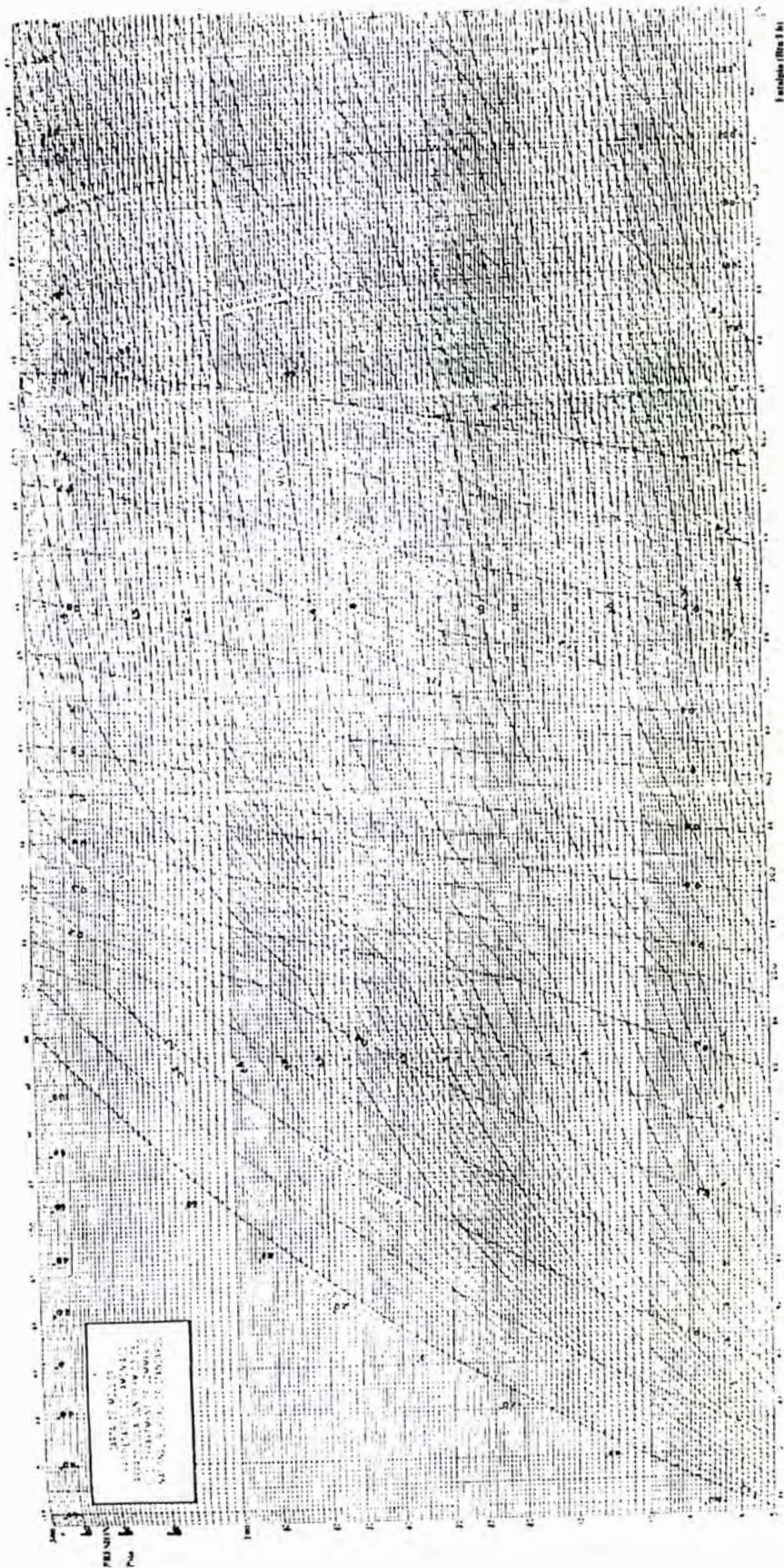
Temperatura °F	Presión		Volumen pie <sup>3</sup> / Lb vapor Vg	Densidad Lb / Pie <sup>3</sup> Líquido	Entalpia Btu/Lb		Entropia** Btu/Lb*		Temperatura °F	Presión		Volumen pie <sup>3</sup> / Lb Vapor Vg	Densidad Lb / Pie <sup>3</sup> Líquido	Entalpia Btu/Lb		Entropia** Btu/Lb*	
	psia	psig			Líquido	Vapor hg	Líquido hl	Vapor hg		Líquido hl	Vapor hg			psia	psig	Líquido	Vapor hg
105	0.996	27.9	223.2	45.71	-68.5	570.3	0.1774	1.6243	12	40.31	25.6	6.996	40.80	56.0	615.5	1.254	1.3116
104	1.041	27.8	214.2	45.67	-67.5	570.7	0.1744	1.6205	13	41.24	26.5	6.817	40.75	57.1	615.8	1.277	1.3093
103	1.087	27.7	205.7	45.61	-66.4	571.2	0.1714	1.6167	14	42.18	27.5	6.703	40.71	58.2	616.1	1.300	1.3081
102	1.135	27.6	197.4	45.57	-65.4	571.6	0.1685	1.6129	15	43.14	28.4	6.562	40.66	59.2	616.3	1.323	1.3062
101	1.184	27.5	189.8	45.53	-64.3	572.1	0.1655	1.6092	16	44.12	29.4	6.425	40.61	60.3	616.6	1.346	1.3043
100	1.24	27.4	182.4	45.52	-63.3	572.5	0.1626	1.6055	17	45.12	30.4	6.291	40.57	61.4	616.9	1.369	1.3025
99	1.29	27.3	175.3	45.47	-62.2	572.9	0.1597	1.6018	18	46.13	31.4	6.161	40.52	62.5	617.2	1.392	1.3006
98	1.34	27.2	168.5	45.43	-61.2	573.4	0.1568	1.5982	19	47.16	32.5	6.034	40.48	63.6	617.5	1.415	1.2983
97	1.40	27.1	162.1	45.40	-60.1	573.8	0.1539	1.5945	20	48.21	33.5	5.910	40.43	64.7	617.8	1.437	1.2964
96	1.46	26.9	156.9	45.36	-59.1	574.3	0.1510	1.5910	21	49.26	34.6	5.789	40.38	65.8	618.0	1.460	1.2951
95	1.52	26.8	150.0	45.32	-58.0	574.7	0.1481	1.5874	22	50.36	35.7	5.671	40.34	66.9	618.3	1.483	1.2933
94	1.59	26.7	144.3	45.28	-57.0	575.1	0.1452	1.5838	23	51.47	36.8	5.556	40.29	68.0	618.6	1.505	1.2915
93	1.65	26.6	138.5	45.24	-55.9	575.6	0.1423	1.5803	24	52.59	37.9	5.443	40.25	69.1	618.9	1.528	1.2897
92	1.72	26.4	133.6	45.20	-54.9	576.1	0.1395	1.5768	25	53.73	39.0	5.334	40.20	70.2	619.1	1.551	1.2879
91	1.79	26.3	128.9	45.16	-53.8	576.5	0.1366	1.5734	26	54.90	40.2	5.229	40.15	71.3	619.4	1.573	1.2861
90	1.86	26.1	124.1	45.12	-52.8	576.9	0.1338	1.5699	27	56.08	41.4	5.123	40.10	72.4	619.7	1.596	1.2843
89	1.94	26.0	119.6	45.08	-51.7	577.3	0.1309	1.5665	28	57.28	42.6	5.021	40.06	73.5	619.9	1.618	1.2825
88	2.02	25.8	115.3	45.04	-50.7	577.8	0.1281	1.5631	29	58.50	43.8	4.922	40.01	74.6	620.2	1.641	1.2806
87	2.10	25.6	111.1	45.00	-49.6	578.2	0.1253	1.5597	30	59.74	45.0	4.825	39.96	75.7	620.5	1.663	1.2788
86	2.18	25.5	107.1	44.96	-48.6	578.6	0.1225	1.5564	31	61.00	46.3	4.730	39.91	76.8	620.7	1.686	1.2773
85	2.27	25.3	103.3	44.92	-47.5	579.1	0.1197	1.5531	32	62.29	47.6	4.637	39.86	77.9	621.0	1.708	1.2755
84	2.35	25.1	99.8	44.88	-46.5	579.5	0.1169	1.5498	33	63.59	48.9	4.547	39.82	79.0	621.2	1.730	1.2738
83	2.45	24.9	96.7	44.84	-45.4	579.9	0.1141	1.5466	34	64.91	50.2	4.459	39.77	80.1	621.5	1.753	1.2721
82	2.54	24.7	92.81	44.80	-44.4	580.4	0.1113	1.5432	35	66.26	51.6	4.373	39.72	81.2	621.7	1.775	1.2704
81	2.64	24.5	89.59	44.76	-43.3	580.8	0.1085	1.5400	36	67.63	52.9	4.289	39.67	82.3	622.0	1.797	1.2686
80	2.74	24.3	86.50	44.73	-42.2	581.2	0.1057	1.5368	37	69.02	54.3	4.207	39.63	83.4	622.2	1.819	1.2669
79	2.84	24.1	83.54	44.68	-41.2	581.6	0.1030	1.5336	38	70.43	55.7	4.126	39.58	84.6	622.5	1.841	1.2652
78	2.95	23.9	80.69	44.64	-40.1	582.1	0.1002	1.5304	39	71.87	57.2	4.046	39.54	85.7	622.7	1.863	1.2635
77	3.06	23.7	77.96	44.60	-39.1	582.5	0.0975	1.5273	40	73.32	58.6	3.971	39.49	86.8	623.0	1.886	1.2618
76	3.18	23.5	75.33	44.56	-38.0	582.9	0.0947	1.5242	41	74.80	60.1	3.897	39.44	87.9	623.2	1.908	1.2602
75	3.29	23.2	72.81	44.52	-37.0	583.3	0.0920	1.5211	42	76.31	61.6	3.823	39.39	89.0	623.4	1.930	1.2585
74	3.42	23.0	70.39	44.48	-35.9	583.8	0.0892	1.5180	43	77.83	63.1	3.752	39.34	90.1	623.7	1.952	1.2568
73	3.54	22.7	68.06	44.44	-34.9	584.2	0.0865	1.5149	44	79.38	64.7	3.682	39.29	91.2	623.9	1.974	1.2552
72	3.67	22.4	65.82	44.40	-33.8	584.6	0.0837	1.5119	45	80.96	66.3	3.614	39.24	92.3	624.1	1.996	1.2535
71	3.80	22.2	63.67	44.36	-32.8	585.0	0.0811	1.5089	46	82.55	67.9	3.547	39.19	93.5	624.4	2.018	1.2519
70	3.94	21.9	61.60	44.32	-31.7	585.5	0.0784	1.5060	47	84.18	69.5	3.481	39.14	94.6	624.7	2.040	1.2502
69	4.08	21.6	59.61	44.28	-30.7	585.9	0.0757	1.5031	48	85.82	71.1	3.418	39.10	95.7	624.8	2.062	1.2486
68	4.23	21.3	57.69	44.24	-29.6	586.3	0.0730	1.4992	49	87.49	72.8	3.355	39.05	96.8	625.0	2.083	1.2469
67	4.38	21.0	55.85	44.19	-28.6	586.7	0.0704	1.4970	50	89.19	74.5	3.294	39.00	97.9	625.2	2.105	1.2453
66	4.53	20.7	54.08	44.15	-27.5	587.1	0.0676	1.4940	51	90.91	76.2	3.234	38.95	99.1	625.5	2.127	1.2437
65	4.69	20.4	52.37	44.11	-26.5	587.5	0.0650	1.4911	52	92.66	78.0	3.176	38.90	100.2	625.7	2.149	1.2421
64	4.85	20.0	50.73	44.07	-25.4	588.0	0.0623	1.4883	53	94.43	79.7	3.119	38.85	101.3	625.9	2.171	1.2405
63	5.02	19.7	49.14	44.03	-24.4	588.4	0.0596	1.4854	54	96.23	81.5	3.063	38.80	102.4	626.1	2.192	1.2389
62	5.19	19.4	47.62	43.99	-23.3	588.8	0.0570	1.4826	55	98.06	83.4	3.008	38.75	103.5	626.3	2.214	1.2373

Temperatura °F	Presión		Volumen pie <sup>3</sup> / Lb Vapor Vg	Densidad Lb / Pie <sup>3</sup> Líquido	Entalpia Btu/Lb		Entropia** Btu/Lb*		Temperatura °F	Presión		Volumen pie <sup>3</sup> / Lb Vapor Vg	Densidad Lb / Pie <sup>3</sup> Líquido	Entalpia Btu/Lb		Entropia** Btu/Lb*	
	psia	psig			Líquido	Vapor hg	Líquido hl	Vapor hg		Líquido hl	Vapor hg			psia	psig	Líquido	Vapor hg
61	5.37	19.0	46.15	43.95	-22.2	589.2	0.0543	1.4797	56	99.91	85.2	2.954	38.70	104.7	626.5	2.236	1.2357
60	5.55	18.6	44.73	43.91	-21.2	589.6	0.0517	1.4769	57	101.8	87.1	2.901	38.65	105.8	626.7	2.257	1.2341
59	5.74	18.2	43.37	43.87	-20.1	590.0	0.0491	1.4741	58	103.7	89.0	2.851	38.60	106.9	626.9	2.279	1.2325
58	5.93	17.8	42.05	43.83	-19.1	590.4	0.0464	1.4713	59	105.6	90.9	2.800	38.55	108.1	627.1	2.301	1.2309
57	6.13	17.4	40.79	43.78	-18.0	590.8	0.0438	1.4686	60	107.6	92.9	2.751	38.50	109.2	627.3	2.322	1.2294
56	6.33	17.0	39.56	43.74	-17.0	591.2	0.0412	1.4658	61	109.6	94.9	2.703	38.45	110.3	627.5	2.344	1.2278
55	6.54	16.6	38.38	43.70	-15.9	591.6	0.0386	1.4631	62	111.6	96.9	2.656	38.40	111.5	627.7	2.365	1.2262
54	6.75	16.2	37.24	43.66	-14.0	592.1	0.0360	1.4604	63	113.6	98.9	2.610	38.35	112.6	627.9	2.387	1.2247
53	6.97	15.7	36.15	43.62	-13.8	592.5	0.0334	1.4577	64	115.7	101.0	2.565	38.30	113.7	628.0	2.408	1.2231
52	7.20	15.3	35.09	43.58	-12.7	592.9	0.0307	1.4551	65	117.8	103.1	2.520	38.25	114.8	628.2	2.430	1.2216
51	7.43	14.8	34.06	43.54	-11.7	593.2	0.0281	1.4524	66	120.0	105.3	2.477	38.20	116.0	628.4	2.451	1.2201
50	7.67	14.3	33.08	43.49	-10.6	593.7	0.0255	1.4497	67	122.1	107.4	2.435	38.15	117.1	628.6	2.473	1.2186
49	7.91	13.8	32.12	43.45	-9.6	594.0	0.0230	1.4471	68	124.3	109.6	2.393	38.10	118.3	628.8	2.494	1.2170
48	8.16	13.3	31.20	43.41	-8.5	594.4	0.0204	1.4445	69	126.5	111.8	2.352	38.05	119.4	629.0	2.515	1.2155
47	8.42	12.8	30.31	43.37	-7.4	594.9	0.0179	1.4419	70	128.8	114.1	2.312	38.00	120.5	629.1	2.537	1.2140
46	8.68	12.2	29.45	43.33	-6.4	595.2	0.0153	1.4393	71	131.1	116.4	2.273	37.95	121.7	629.3	2.558	1.2125
45	8.95	11.7	28.62	43.28	-5.3	595.6	0.0127	1.4368	72	133.4	118.7	2.235	37.90	122.8	629.4	2.579	1.2110
44	9.23	11.1	27.82	43.24	-4.3	596.0	0.0101	1.4342	73	135.7	121.0	2.197	37.84	124.0	629.6	2.601	1.2095
43	9.51	10.6	27.04	43.20	-3.2	596.4	0.0076	1.4317	74	138.1	123.4	2.161	37.79	125.1	629.8	2.622	1.2080
42	9.81	10.0	26.29	43.16	-2.1	596.8	0.0050	1.4292	75	140.5	125.8	2.125	37.74	126.2	629.9	2.643	1.2065
41	10.10	9.3	25.56	43.12	-1.1	597.2	0.0025	1.4267	76	143.0	128.3	2.089					

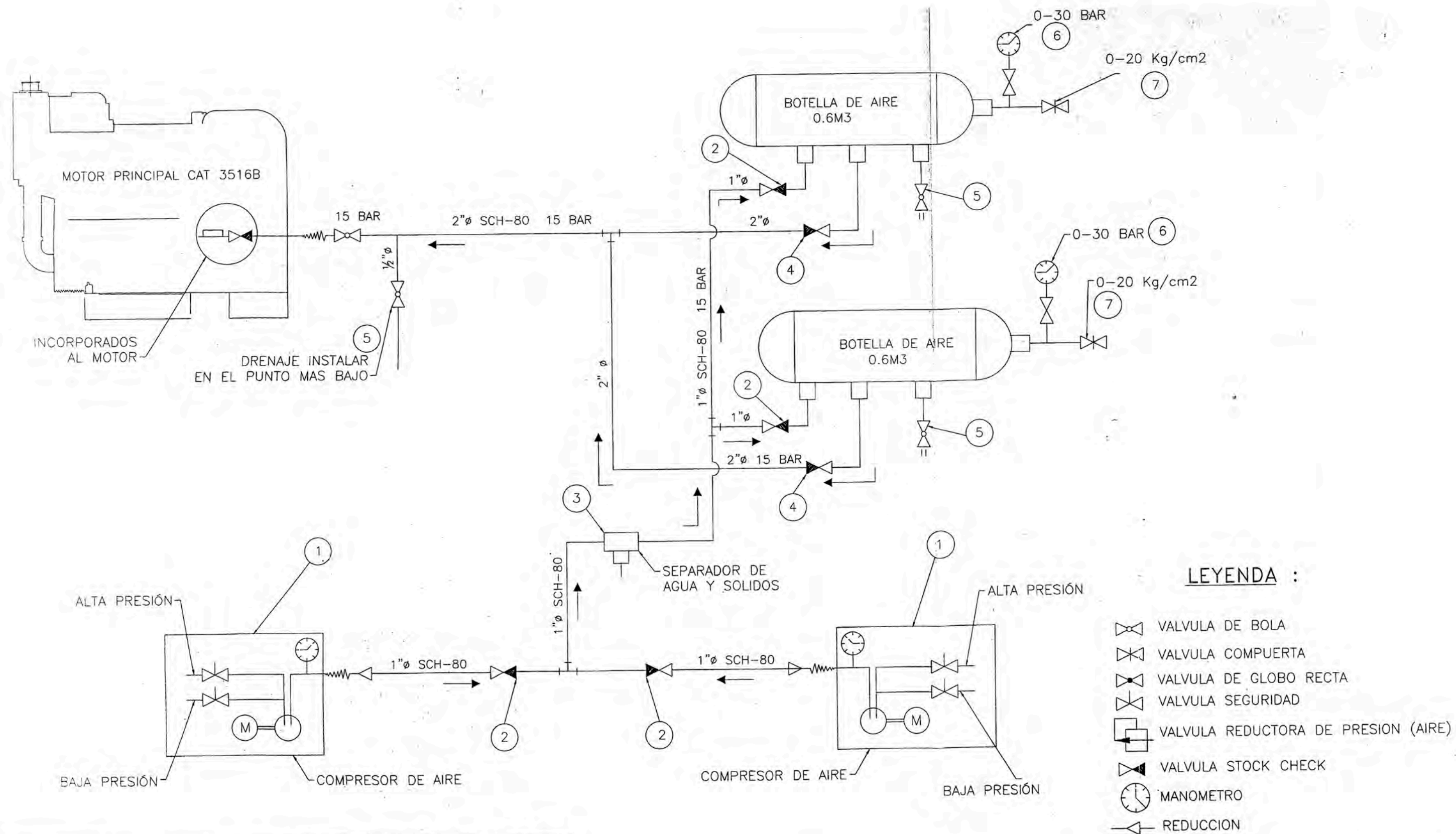


**Anexo N° 6.20 – Diagrama de Mollier – refrigerante 717 (Amoniaco)**









**LEYENDA :**

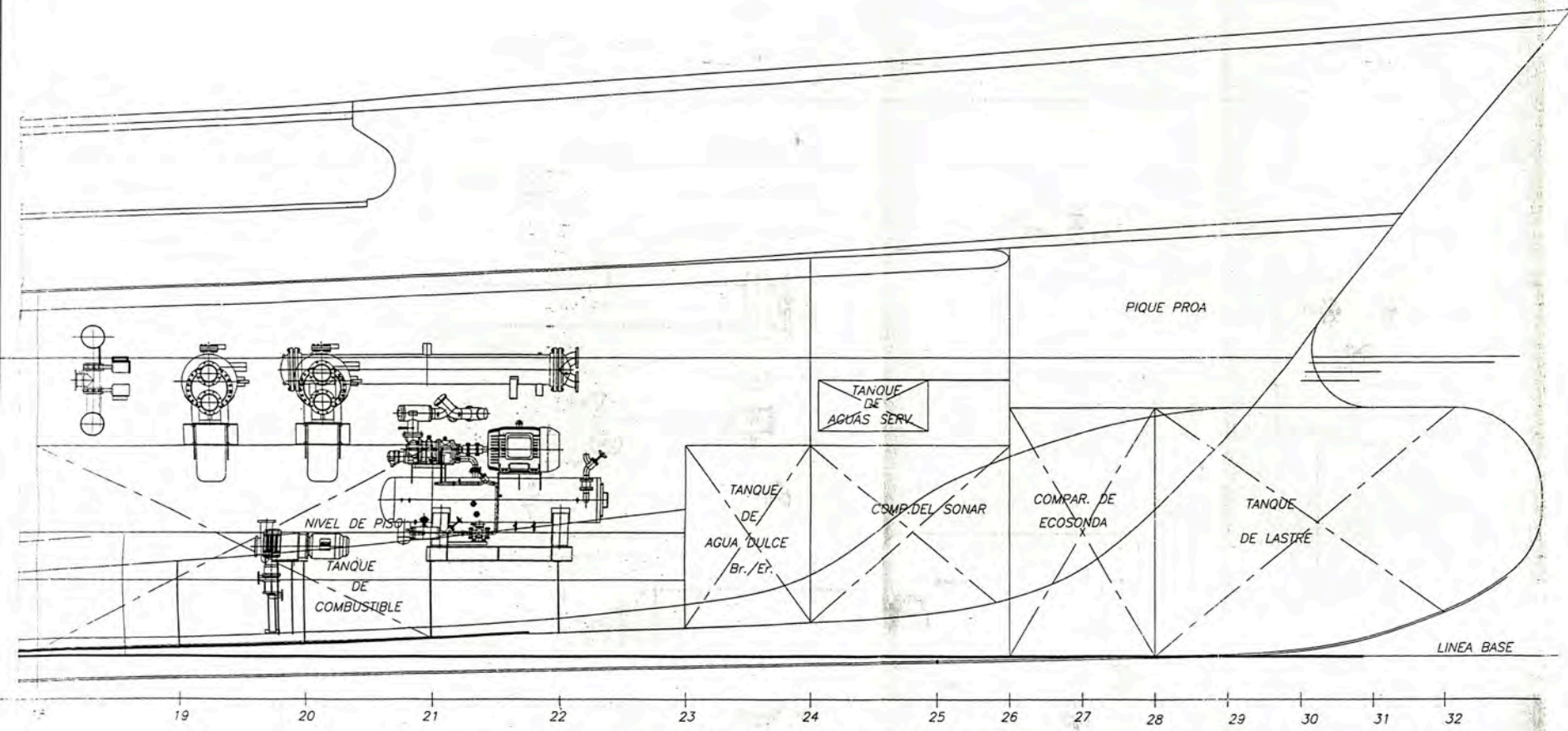
- VALVULA DE BOLA
- VALVULA COMPUERTA
- VALVULA DE GLOBO RECTA
- VALVULA SEGURIDAD
- VALVULA REDUCTORA DE PRESION (AIRE)
- VALVULA STOP CHECK
- MANOMETRO
- REDUCCION

POS.	CANT.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERV.
2	2 PZAS.	VALV. DE SEGURIDAD ANGULAR 1/2" x 600 LBS. ROSC.	BRONCE	BRONCE AC. INOX.
6	2 PZAS.	MANOMETRO DE 2 1/2" DE DIAL DE 0 A 60 BAR. CON CONEXION DE 1/4" Y MACHO PARA MANOMETRO.		
5	3 PZAS.	VALVULA DE BOLA DE 1/2" x 2000 WOG ROSCADA	AC. FE.	INT. AC. INOX.
4	2 PZAS.	VALV. STOP CHECK HORIZ 2" PN. 16 EMBRIDADA	FE. FDO.	INT. AC. INOX.
1	1 PZA.	FILTRO CON TRAMPA DE AGUA Y DREN PARA AIRE COMPRIMIDO DE 21 BAR.	ACERO	
4	4 PZAS.	VALV. STOP CHECK HORIZ. 1" PN. 16 EMBRIDADA	FE. NODULAR	INT. AC. INOX.
2	2 PZAS.	COMPRESOR DE AIRE ATLAS COPCO DE 10HP		

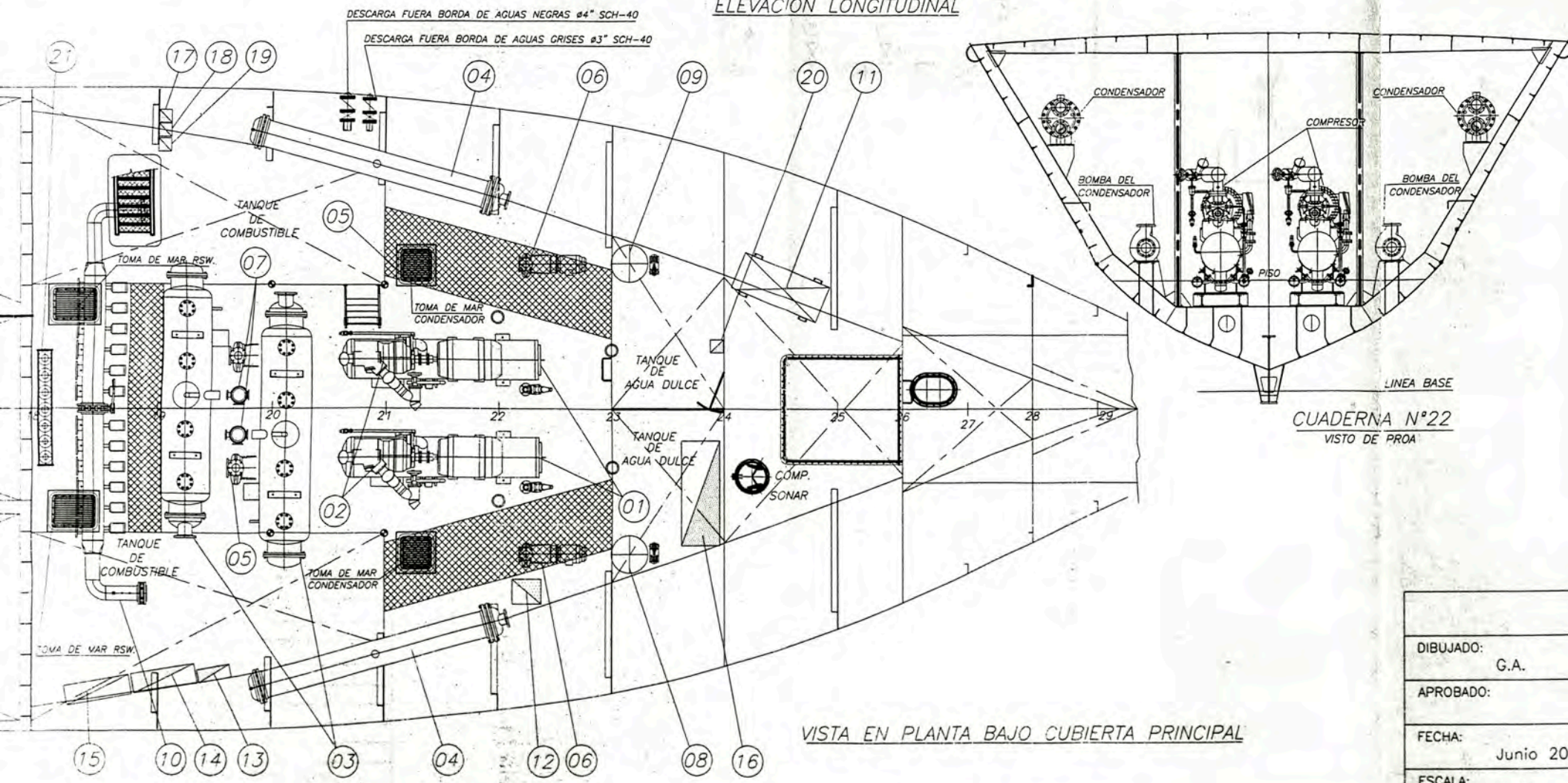
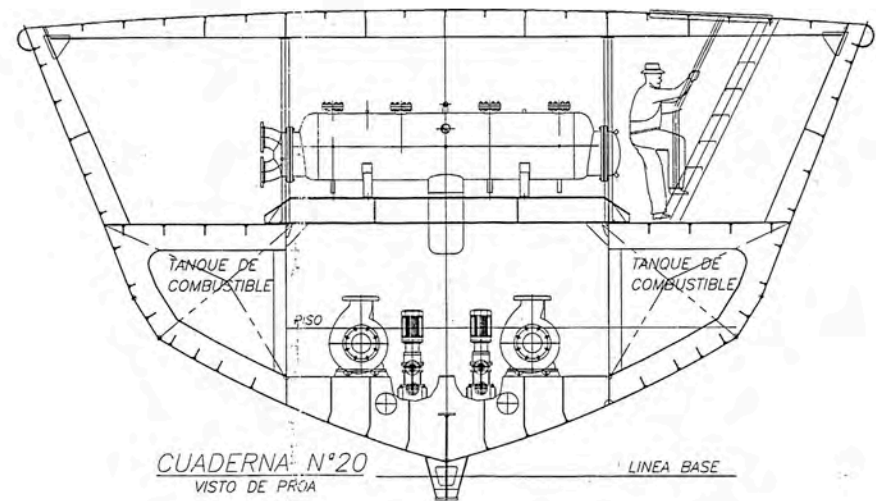
**LISTA DE MATERIALES**

DISENADO:		<b>BARCO PESQUERO DE 54.5 M.</b>	
DIBUJADO:			
G.A.P.			
APROBADO:		SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO	
ESQUEMA DE PRINCIPIO			
FECHA:	Junio 2012	PLANO N°:	Pesq-003
ESCALA:	1:50	PROYECTO:	HOJA: DE:
<b>UNI</b>			

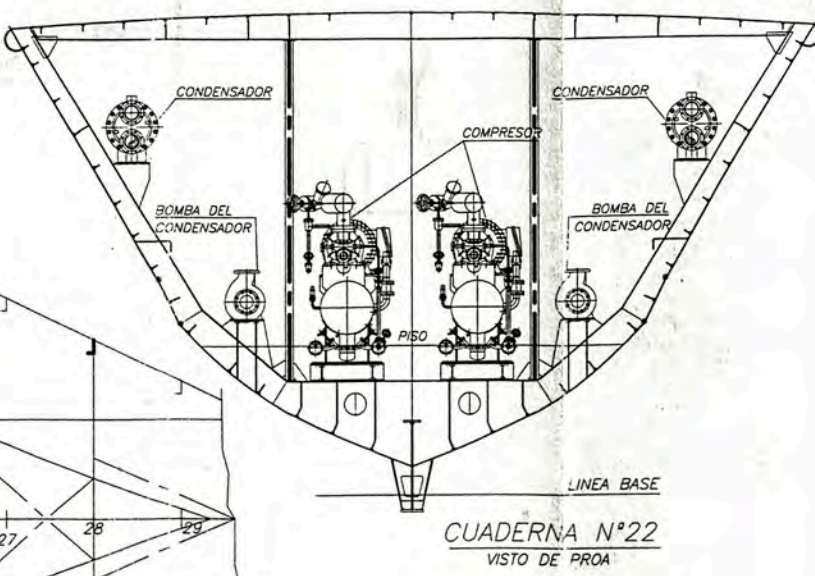




ELEVACION LONGITUDINAL



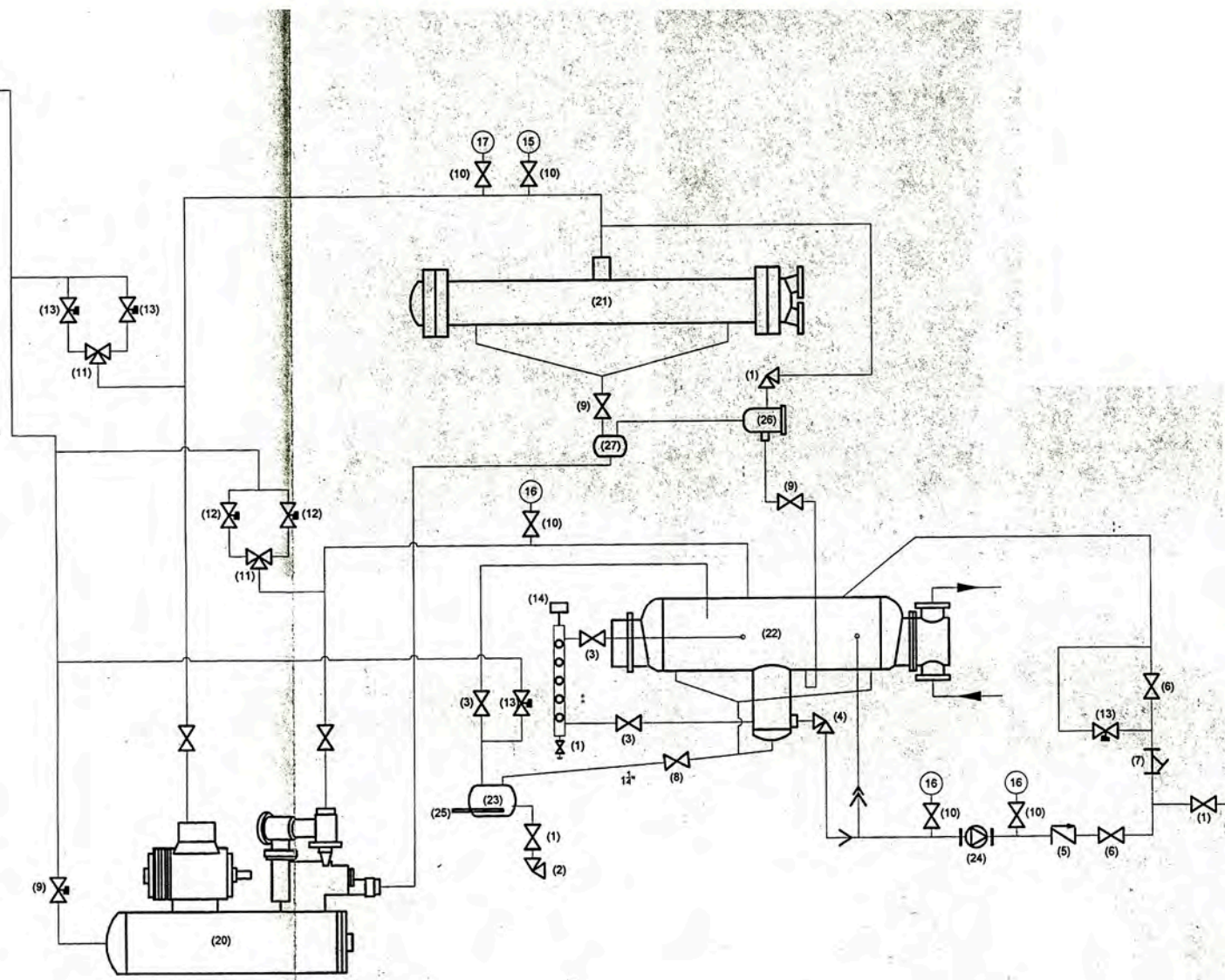
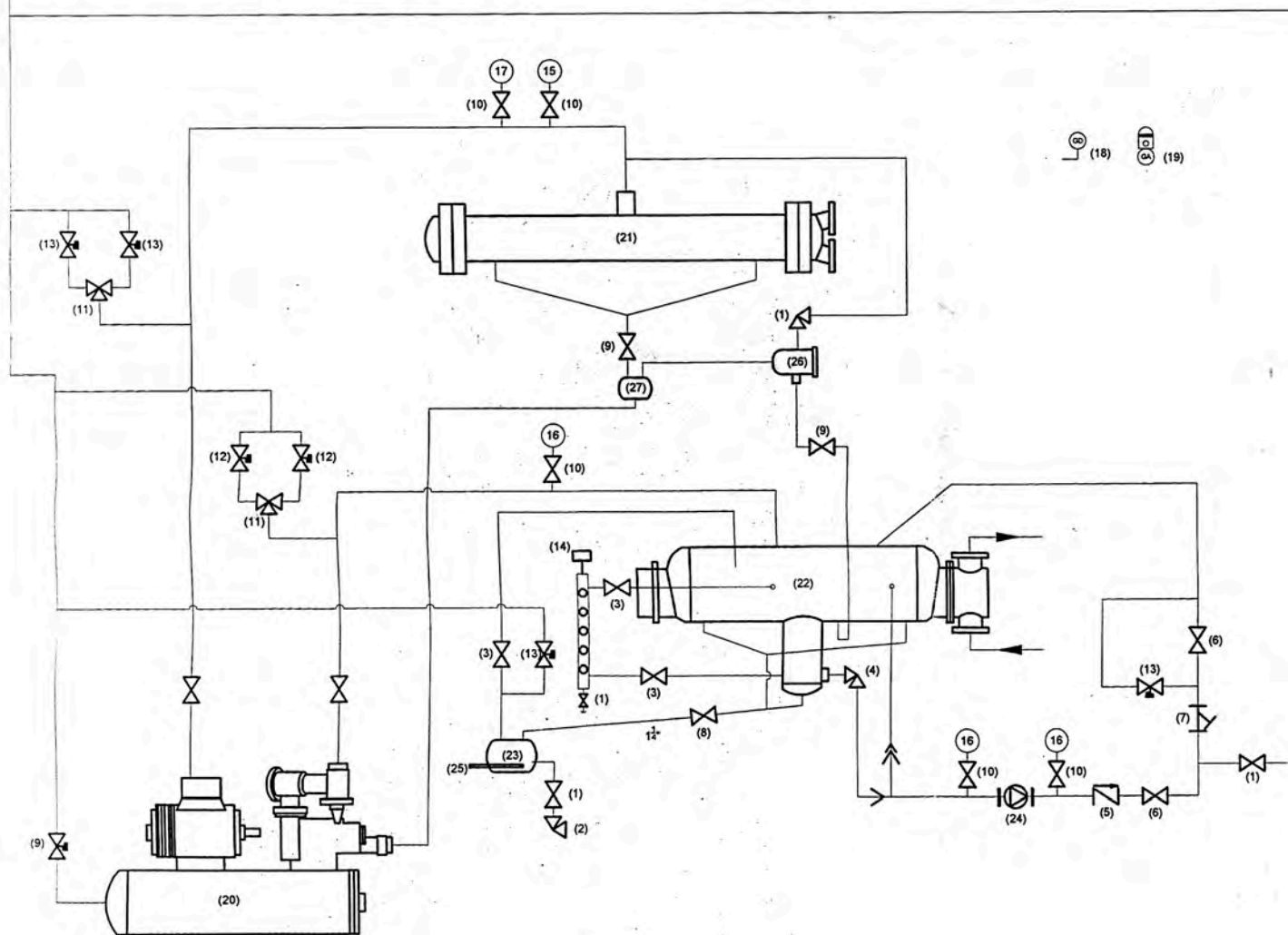
VISTA EN PLANTA BAJO CUBIERTA PRINCIPAL



21	01	MANIFOLD DE ACHIQUE TUBO DE AC. SCH-40 #8"	ASTM A53-B
20	01	ARRANCADOR DE E/BOMBA DE AGUAS NEGRAS	
19	01	ARRANCADOR DE VENTILADOR DE ACOMODACION ENTRADA S.M. PROA	
18	01	ARRANCADOR DE EXTRACTOR ENTRADA S.M. PROA	
17	01	ARRANCADOR DE VENTILADOR ENTRADA S.M. PROA	
16	01	TABLERO DE FUERZA 440V/3/60Hz	
15	01	TABLERO DE CONTROL DEL COMPRESOR 2 CC2	
14	01	TABLERO DE CONTROL DEL COMPRESOR 1 CC1	
13	01	TABLERO TABLERO DE CONTROL RSW CC3	
12	01	TABLERO FOV DE BOMBA CONDENSADOR	
11	01	TANQUE DE TRATAMIENTO DE AGUAS SERVIDAS AHEAD TANK	
10	01	MANIFOLD DE RSW. 6x24 TUBO DE AC. SCH-40 #10"	ASTM A53-B
09	01	HIDRONEUMATICO DE AGUA SALADA CON SU BOMBA	
08	01	HIDRONEUMATICO DE AGUA DULCE CON SU BOMBA	
07	02	ELECTROBOMBA VERTICAL #2 1/2"	
06	02	ELECTROBOMBA CONDENSADOR #8" 220M3/H	
05	02	ELECTROBOMBA RSW #10" 440M3/H	
04	02	CONDENSADOR MMC KULDE SHELL TUBE 800	
03	02	CHILLER MMC KULDE OPTIFLUX	
02	02	COMPRESOR DE TORNILLO 1 N160VLD-M	
01	02	MOTOR COMPRESOR 1-200HP/3/60HZ/440	
ITM.CANT.		DESCRIPCION	obs.

<b>BARCO PESQUERO DE 54.5 M.</b>			
<b>DISPOSICIÓN DE SALA DE MAQUINAS PROA</b>			
<b>SISTEMA RSW</b>			
DIBUJADO:	G.A.	PLANO N°:	Pesq- 002
APROBADO:		REV.:	
FECHA:	Junio 2012	PROYECTO:	HOJA: DE:
ESCALA:	S/E		
			<b>UNI</b>





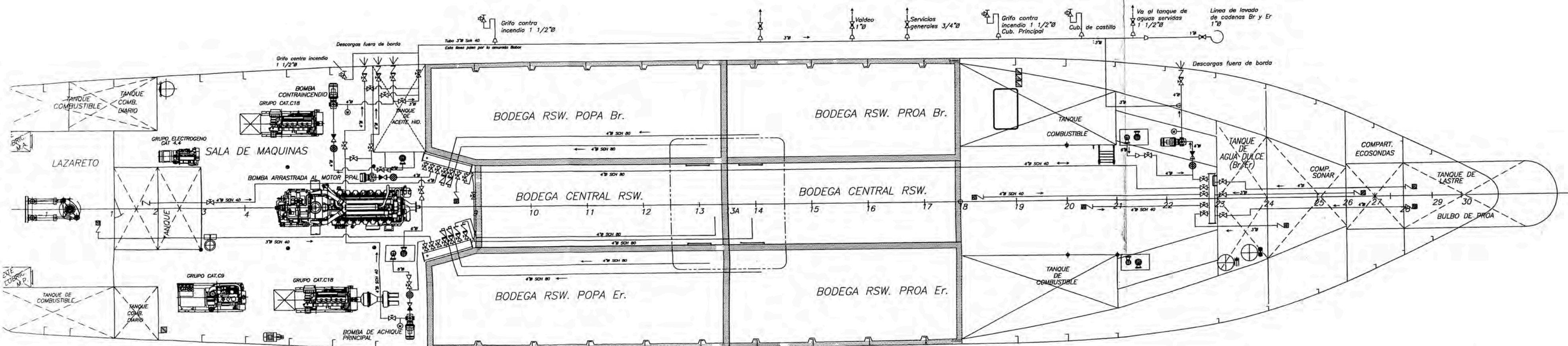
1	SVA 15
1	QDV 15
1	SVA 25
1	SVA 10L
1	NRVA 65
1	SVA 65
1	FIA 65 + mal
1	SVA 32
4	SVA 80
1	SNV 8
1	1/2" M1 in line
1	Valvula de Seguridad 1/2" 450 PSI
1	Valvula de Seguridad 1/2" 450 PSI
1	Trans Probe D3 FT SVL
1	Manometro - 1/25 BAR 1/4 MPT
1	Manometro - 1/25 BAR 1/4 MPT
2	Sensor AKS 33 - 25 BAR 1/4 MPT
1	Sensor NH3 GDA 100
1	Sirena + Circulina
2	Compresor
2	Condensador
2	Chiller
2	Oil Pot
2	Bomba NH3
2	Resistencia 1000 W - 220V / BPH / 60Hz
2	HFI 060 x 4"
2	Tanque Recibidor 100 Lt.

Fecha	Responsable	Escola:	Filnavn	Observaciones:
0	E.TORRES	S/E		
<b>DIAGRAMA PID NH3</b> <b>PESQ. 003</b> <b>PEMBARCACION PESQUERA DE 54.5M</b>				
Varenummer	Formato	Tegningstype	O.n.r. 0	Pos. 1
	A-3			
<small>ACCORDING TO INTERNATIONAL LAWS THIS DRAWING/SPECIFICATION IS THE PROPERTY OF MMC TENDOS AS. THE DRAWING/SPECIFICATION AND CONTENTS CAN NOT BE MADE PUBLIC, COPIED OR OTHERWISE USED, WITHOUT OUR WRITTEN CONSENT.</small>				



Número Plano	Revisión
03	1





VISTA EN PLANTA BAJO CUBIERTA PRINCIPAL

LEYENDA	
SIMBOLO	DESCRIPCION
	ELECTROBOMBA DE ACHIQUE (03PZAS)
	BOMBA C/EMBRAGUE 4"ØX4"Ø (1PZA)
	REDUCCION
	FILTRO DE ACERO 4"Ø
	MANOMETRO
	VALVULA DE BOLA, FE FDO./BRONCE
	VALVULA DE GLOBO
	VALVULA COMPUERTA
	VALVULA CHECK DE PIE C/ CANASTILLA
	VALVULA CHECK SWING
	LINEA DE TUBERIAS AC.NEGRO ASTM A53
	VALVULA ANGULAR C.I 1 1/2"Ø BRONCE
	VALVULA ANGULAR STOP CHECK 6"Ø, AC.FUNDIDO

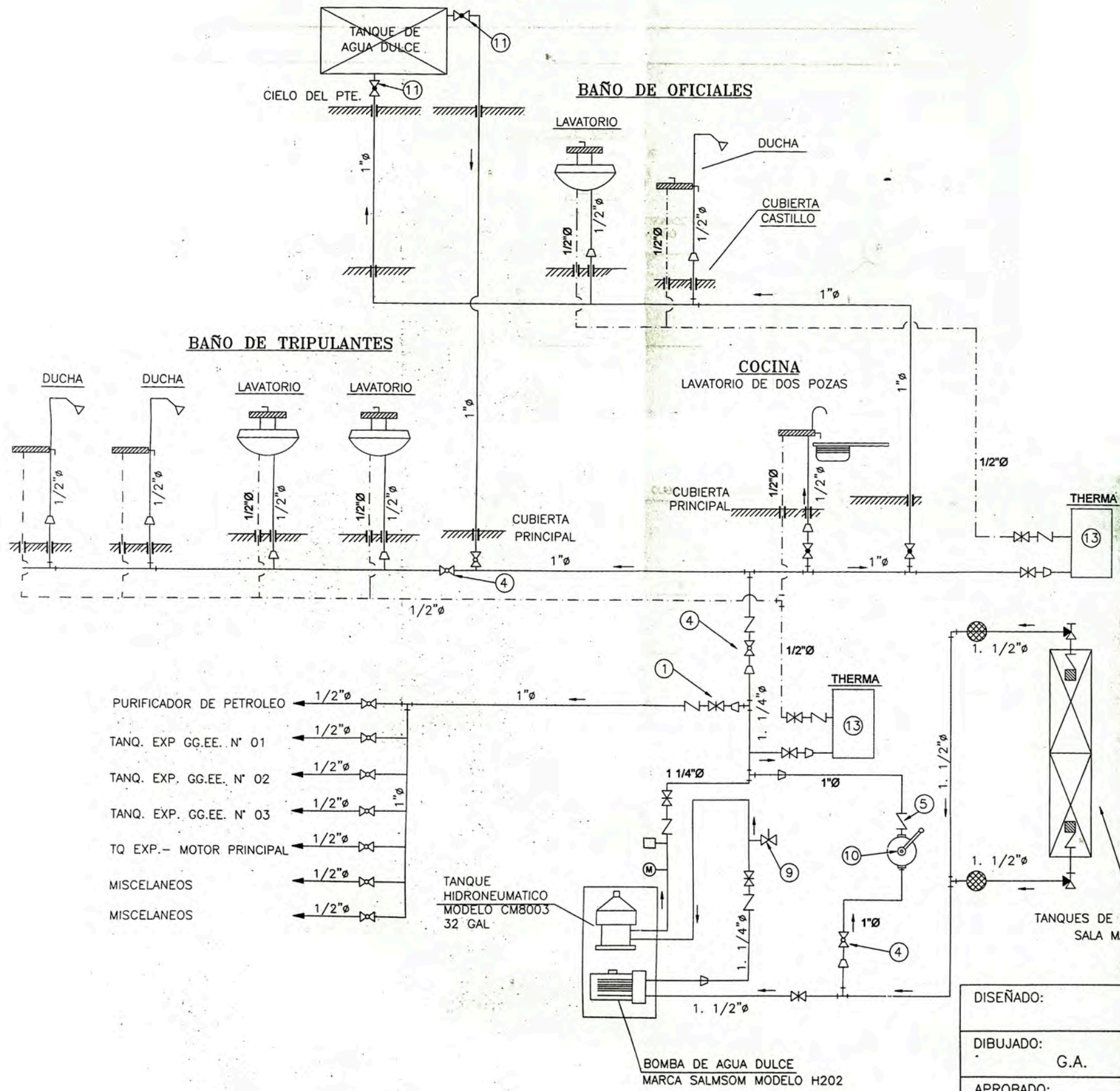
CARACTERISTICAS PRINCIPALES

ESLORA TOTAL	54.5 M.
MANGA MOLDEADA	10.10 M.
PUNTAL MOLDEADO	4.90 M.
VOLUMEN DE BODEGAS AISLADAS	550M <sup>3</sup> (RSW.)
CAPACIDAD DE COMBUSTIBLE	74 M <sup>3</sup>
CAPACIDAD DE AGUA	12.6 M <sup>3</sup>
TRIPULACION	20

DISEÑADO:		BARCO PESQUERO DE 54.5 M.	
DIBUJADO: G.A.P.		SISTEMA DE ACHIQUE Y C.I (ESQUEMA DE PRINCIPIO)	
APROBADO:			
FECHA: Junio 2012	PLANO N°: Pesq- 005	REV.:	
ESCALA: S/E	PROYECTO:	HOJA: 1	DE: 1

UNI





LEYENDA	
	MANOMETRO
	PASA CUBIERTA
	PRESOSTATO
	REDUCCION
	REGADERA DE DUCHA
	FILTRO
	VALVULA DE BOLA
	VALVULA DE GLOBO
	VALVULA COMPUERTA
	VALVULA CHECK DE PIE C/ CANASTILLA
	VALVULA CHECK SWING
	AGUA DULCE FRIA
	MEZCLADORA AGUA FRIA / CALIENTE
	VALVULA STOP CHECK

POS	CANT.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERV.
14	2	VALVULA SWING CHECK DE 1 1/4" x 200 lbs C/ROSCA	BRONCE/BRONCE	
13	2	THERMA ELECTRICA		
12	2	VALVULA COMPUERTA DE 1/2" x 125 PSI C/BRIDA	BRONCE/BRONCE	
11	4	VALVULA DE BOLA 1" PN 10 C/ROSCA	BRONCE CROMADO	ASIENTO TEFLON
10	1	BOMBA SEMIROTATIVA DE 1" X 40 Lts/mm	BRONCE/BRONCE	
9	1	VALVULA DE SEGURIDAD DE 1/2" C/ROSCA	BRONCE/AC. INOX.	40 - 60 PSI
8	3	VALVULA COMPUERTA DE 1 1/4" PN 10 C/BRIDA	BRONCE/BRONCE	
7	2	FILTRO TIPO CAJA FANGO DE 1 1/2" PN 2,5 C/BRIDA	Fe FUND/Fe GALV	
6	2	VALVULA CHECK DE PIE C/CANASTILLA DE 1 1/2" C/ROSCA	BRONCE/BRONCE	10 BAR
5	3	VALVULA SWING CHECK DE 1" x 200 lbs C/ROSCA	BRONCE/BRONCE	
4	3	VALVULA DE GLOBO 1" PN 10 C/BRIDA	BRONCE/BRONCE	
3	2	VALVULA STOP CHECK DE 1 1/2" PN 16 C/BRIDA	BRONCE/BRONCE	
2	7	VALVULA DE GLOBO RECTA DE 1/2" x 125 C/BRIDA	BRONCE/BRONCE	
1	3	VALVULA COMPUERTA DE 1" PN 10 C/BRIDA	BRONCE/BRONCE	

LISTA DE MATERIALES

DISEÑADO:	<p align="center"><b>BARCO PESQUERO DE 54.5 M.</b></p> <p align="center"><b>INSTALACION SANITARIA DE AGUA DULCE</b></p> <p align="center"><b>(ESQUEMA DE PRINCIPIO)</b></p>				
DIBUJADO:				G.A.	
APROBADO:					
FECHA:				Junio 2012	
ESCALA:	S/E	PLANO N°:	Pesq- 006	REV.:	
		PROYECTO:		HOJA:	DE:

UNI



BAÑO DEL PUENTE DE MANDO

SUMIDERO DE DUCHA LAVATORIO

CUBIERTA DE PUENTE

SUMIDERO DEL BAÑO

BAÑO DE TRIPULANTES

LAVATORIO LAVATORIO

SUMIDEROS DE DUCHAS

CUBIERTA PRINCIPAL

LAVATORIOS DE COCINA

SUMIDERO DE COCINA

SUMIDERO EN COMEDOR

LAVADERO LAVADERO

DESCARGA AL CASCO BR.

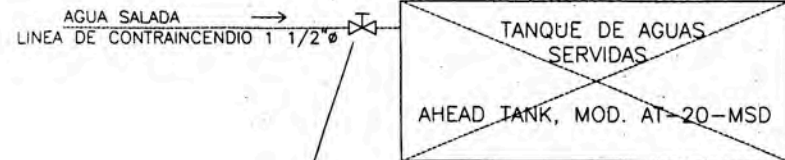
DESCARGA AL CASCO BR.

LEYENDA:

-  VALVULA DE BOLA
-  VALVULA DE GLOBO
-  VALVULA COMPUERTA
-  VALVULA MARIPOSA
-  VALVULA STOP CHECK
-  VALVULA SWING CHECK
-  PASA CUBIERTA

LISTA DE MATERIALES

POS.	CANT.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERV.
13	3	INHODORO S/ TANQUE COLOR BLANCO	LOZA	
12	3	LAVATORIO CON 1 POZA	LOZA	
11	1	LAVADERO CON 2 POZAS	AC. INOXIDABLE	
10	3	IMBORNAL DE DUCHA 1-1/2"	BCE. CROMADO	
9	5	SUMIDERO CON REJILLA PARA PISO	BCE. CROMADO	
8	1	BRIDA UNIVERSAL	ASTM A-36	FABRICACION
7	2	VALVULA COMPUERTA DE 4" 125 PSI C/BRIDA	GGG-40.3/BRONCE	
6	2	VALVULA SWING CHECK DE 4" P.N. 150 PSI	GGG-40.3/BRONCE	
5	1	VALVULA SWING CHECK DE 4" 125 PSI C/BRIDA	FE.FDO	
4	2	VALVULA DE MARIPOSA DE 2"	FE.FDO/AS BUNA	
3	1	VALVULA COMPUERTA DE 3" PN 10 C/BRIDA	FE.FDO/BRONCE	
2	3	VALVULA COMPUERTA DE 2" PN 10 C/BRIDA	GGG-40.3/BRONCE	
1	1	ELECTROBOMBA PARA DESCARGA DE AGUAS SERVIDAS		



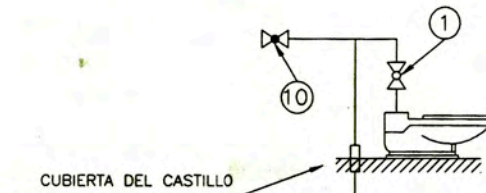
NOTAS:

- 1.- TODAS LAS TUBERIAS SERÁN ACERO NEGRO ASTM A53
- 2.- LAS VALVULAS CONECTADAS AL CAS SERA DE ACERO FUNDIDO O BRONCE
- 3.- LAS BRIDAS SERÁN DE ACERO ASTM A-36
- 4.- LOS PERNOS DE LAS BRIDAS SERÁN DE ACERO SAE 1020 UNC

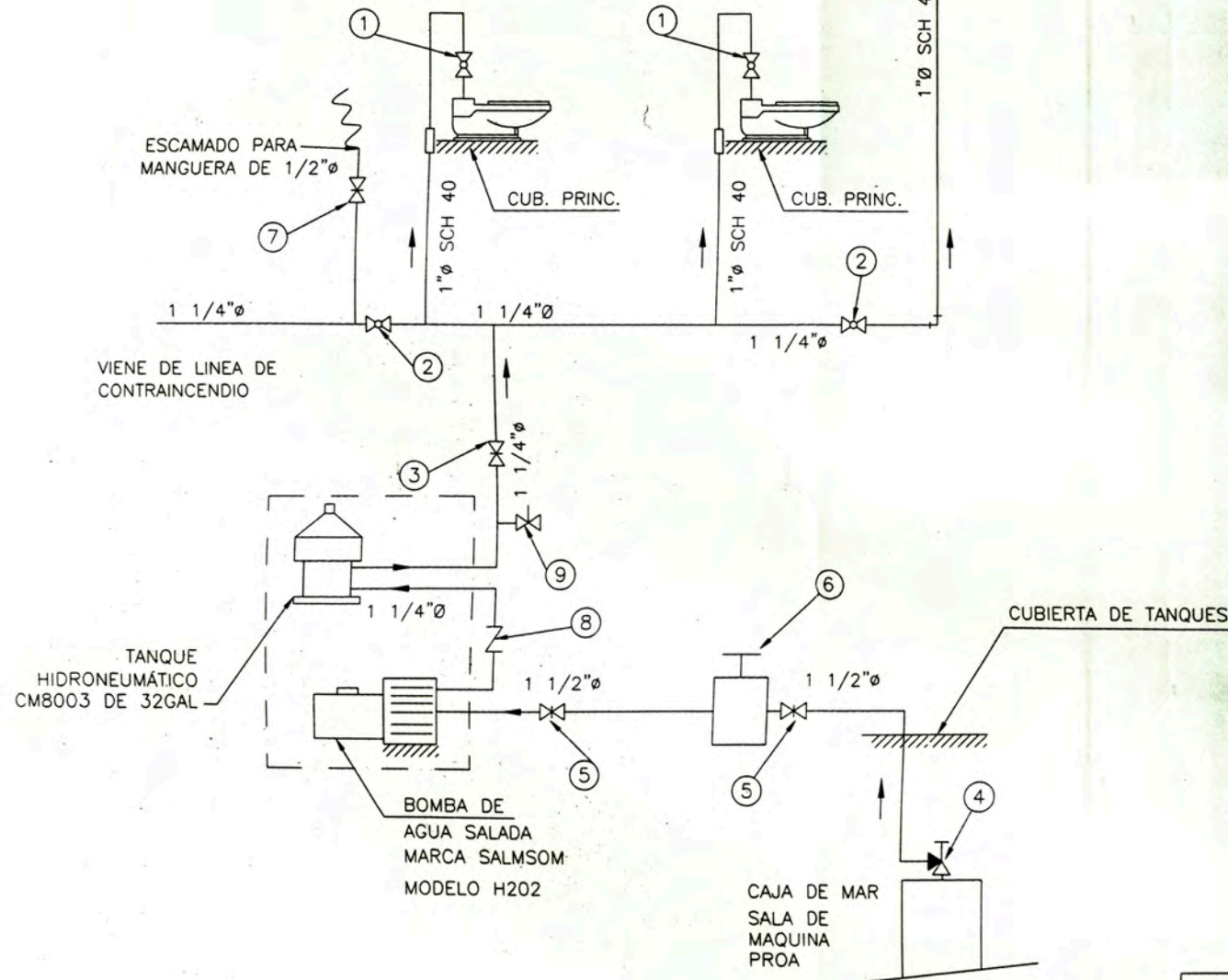
DISEÑADO:	BARCO PESQUERO DE 54.5 M.		
DIBUJADO:	SISTEMA DE DESCARGA SANITARIA		
APROBADO:	ESQUEMA DE PRINCIPIO		
FECHA:	PLANO N°:	REV.:	UNI
Junio 2012	Pesq- 007		
ESCALA:	PROYECTO:	HOJA:	DE:
S/E			



**BAÑO DEL CAPITAN**



**BAÑO DE TRIPULANTES**



**LEYENDA**

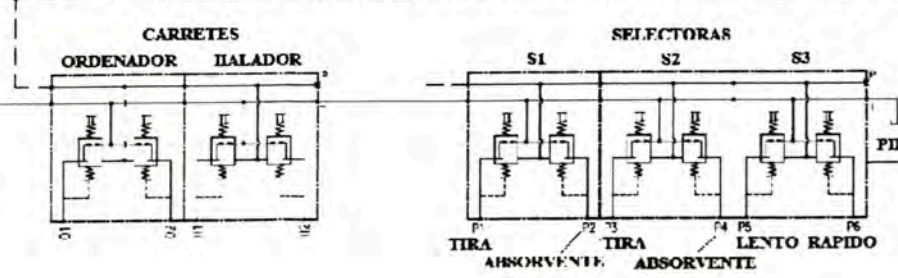
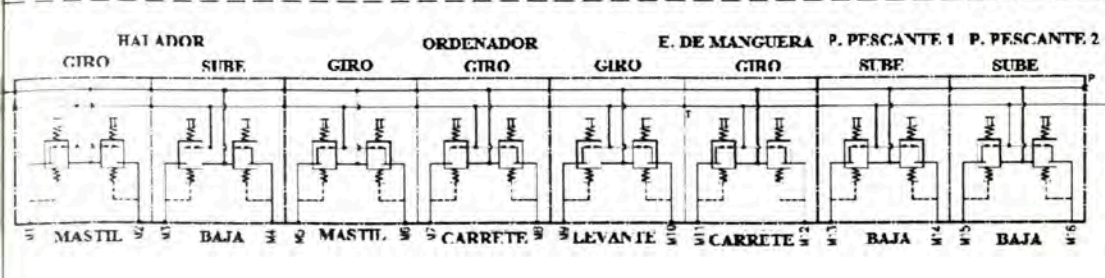
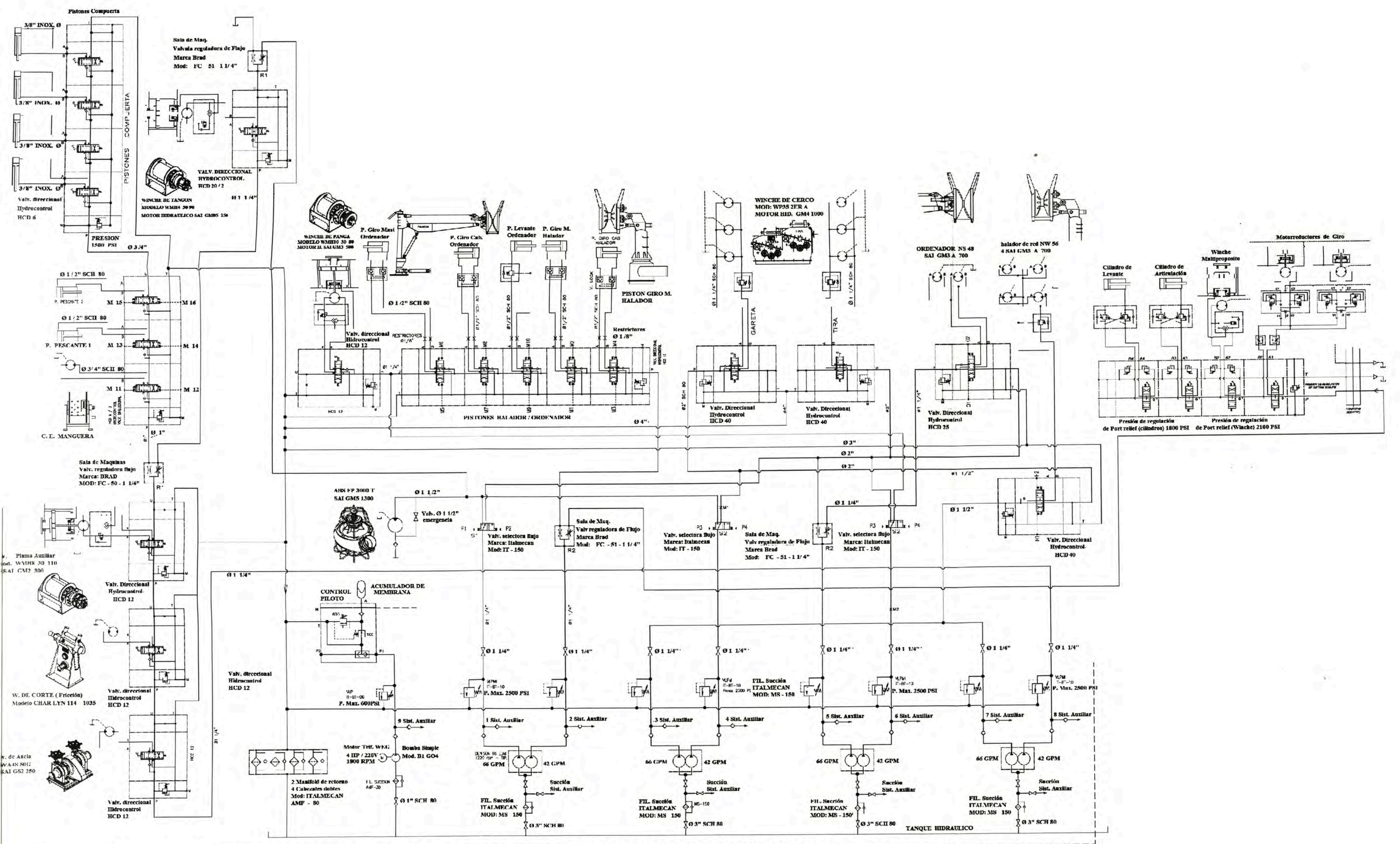
- ⊠ VALVULA DE COMPUERTA    ▷ REDUCCIÓN
- ⊘ VALVULA DE BOLA        ▷ VALVULA STOCK CHECK
- FILTRO de 1 1/2"φ        ▷ VALVULA ANGULAR STOCK CHECK
- ⊘ VALVULA DE GLOBO       ▷ VALVULA SWING CHECK

10	1	VALVULA DE GLOBO 1 1/4"φ C/BRIDA	BRONCE / INT. INOX.	40 - 60 PSI
9	1	VALVULA DE SEGURIDAD DE 1/2"φ C/ROSCA	BRONCE / INT. INOX.	40 - 60 PSI
8	1	VALVULA SWING CHECK DE 1 1/4"φ x 200 LBS C/ROSCA	BRONCE/INT. BRONCE	
7	1	VALVULA COMPUERTA DE 1/2"φ PN 10 C/BRIDA	BRONCE / INT INOX	
6	1	FILTRO TIPO CAJA FANGO DE 1 1/2"φ PN 2,5 C/BRIDA	Fe. FUND./AC. GALVAN.	
5	2	VALVULA COMPUERTA DE 1 1/2"φ PN 10 C/BRIDA	Fe. FUND./INT. BRONCE	
4	1	VALVULA ANG STOCK CHECK DE 1 1/2"φ PN 16 C/BRIDA	BRONCE / INT. INOX.	
3	1	VALVULA COMPUERTA DE 1 1/4"φ PN 10 C/BRIDA	BRONCE / INT. BRONCE	
2	2	VALVULA DE BOLA DE 1 1/4"φ x PN 10 C/ROSCA	BRONCE CROM/ INT INOX	
1	3	VALVULA DE BOLA DE 1"φ x PN 10 C/ROSCA	BRONCE CROM/ INT INOX	

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	OBSERV.
<b>LISTA DE MATERIALES</b>				

DISEÑADO:	<b>BARCO PESQUERO DE 54.5 M.</b> <b>SISTEMA SANITARIO DE AGUA SALADA</b> <b>(ESQUEMA DE PRINCIPIO)</b>		
DIBUJADO: G.A.P.			
APROBADO:			
FECHA: Junio 2012	PLANO N°: Pesq- 008	REV.:	UNI
ESCALA: S/E	PROYECTO:	HOJA:	





Nota:  
 \* Material de tuberías: ASTM A53 Grado B  
 \* Presión de regulación de Válvulas Relif: 2500PSI

PROYECTO PESQUERO 55m	
SISTEMA HIDRAULICO DE ACCIONAMIENTO Y CONTROL DE LOS EQUIPOS DE PESCA	
ELABORADO	REV.
PROYECTADO	APROBADO
REVISADO	FECHA