



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**Trabajo Fin de Máster**  
**CURSO 2017/2018**

---

*BUQUE BULKCARRIER DE 44.500 T.P.M.*

---

**Máster en Ingeniería Naval y Oceánica**

**ALUMNA**

Lucía Cachaza Vázquez

**TUTORAS/ES**

Luis Manuel Carral Couce

**FECHA**

SEPTIEMBRE 2018



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE MÁSTER  
CURSO 2017/2018**

---

*BUQUE BULKCARRIER DE 44.500 T.P.M.*

---

**Máster en Ingeniería Naval y Oceánica**

**CUADERNO 10**

**DEFINICIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA Y SUS  
AUXILIARES**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA**  
**PROYECTO FIN DE MASTER**

*CURSO 2.017-2.018*

**PROYECTO NÚMERO 18-03**

**TIPO DE BUQUE:** Bulkcarrier

**CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN:** ABS SOLAS  
MARPOL. DOBLE CASCO

**CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA:** 44.500 T.P.M. Grano, mineral, carbón

**VELOCIDAD Y AUTONOMÍA:** 15 nudos en servicio AL 85% MCR +15%. MM  
15.000 millas a la velocidad de servicio.

**SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA:** Escotillas de accionamiento  
hidráulico.

**PROPULSIÓN:** Motor diesel acoplado a una hélice de paso fijo

**TRIPULACIÓN Y PASAJE:** 28 personas

**OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES:** Los habituales en este tipo de buque

Ferrol, Octubre de 2.017

ALUMNO: D<sup>a</sup> Lucía Cachaza

## ÍNDICE

1	Introducción .....	5
2	Justificación de la elección del equipo propulsor.....	6
3	Sistemas auxiliares de la propulsión del buque.....	9
3.1	Sistema de refrigeración .....	9
3.1.1	Bombas para refrigeración de agua salada.....	10
3.1.2	Enfriador central .....	11
3.1.3	Bomba de refrigeración de agua dulce de baja temperatura.....	12
3.1.4	Válvula de control automático de temperatura para baja temperatura.....	12
3.1.5	Bomba de agua dulce de alta temperatura para refrigeración de camisas .....	12
3.1.6	Enfriador de agua dulce de camisas .....	12
3.1.7	Enfriador del aire de barrido .....	13
3.2	Sistema de lubricación por aceite .....	13
3.2.1	Componentes principales .....	13
3.2.2	Sistema de lubricación de los cilindros.....	17
3.3	Sistema de combustible .....	18
3.3.1	Centrifugadoras de HFO y MDO .....	19
3.3.2	Bombas de suministro de combustible (HFO) .....	20
3.3.3	Bombas de circulación de combustible (HFO) .....	21
3.3.4	Pre calentador de HFO.....	21
3.3.5	Filtro de HFO .....	22
3.3.6	Aireamiento del HFO .....	23
3.3.7	Tanques de fuel oil .....	24
3.3.8	Tanques de diésel oil.....	24
3.4	Sistema de arranque .....	25
4	Estimación del consumo y comprobación de la autonomía.....	27
4.1	Tanques de Fuel .....	27
4.2	Tanques de DO .....	28
4.3	Tanques de aceites.....	28
5	Disposición preliminar de la cámara de máquinas .....	30
6	Referencias.....	31
	ANEXO I. Plano disposición de la cámara de máquinas .....	32

## 1 INTRODUCCIÓN

En este cuaderno se justificará la elección del equipo propulsor y se definirán los servicios y equipos auxiliares de la propulsión. A partir de esto se hace una estimación del consumo y se comprueba que el buque cumple la autonomía indicada en los RPA. Al final del cuaderno se adjunta el plano de la disposición preliminar de la cámara de máquinas.

Las características de nuestro buque son:

DWT = 44.500 t

Lpp = 180,14 m

B = 29,66 m

D = 16,13 m

T = 12,07 m

## 2 JUSTIFICACIÓN DE LA ELECCIÓN DEL EQUIPO PROPULSOR

Como ya se estudió en el *Cuaderno 6. Predicción de Potencia y diseño de propulsores y timones*, la potencia obtenida es de 10376 kW (13914,22 HP), aplicando que el motor trabajará al 85% como nos indican las RPA.

Para la elección del motor propulsor se exige que este valor esté lo más cercano posible del L<sub>1</sub> del motor considerado. Además, se descartan todos los motores cuyo número de cilindros sea múltiplo al número de palas con objeto de evitar resonancias en las vibraciones torsionales.

El motor seleccionado es un MAN B&W 6S60MC. Se trata de un motor de 2 tiempos directamente acoplado. Posee las siguientes características principales:

Nº de cilindros → 6

Diámetro del pistón → 600 mm

Carrera → 2292 mm

A través del catálogo de MAN B&W obtenemos que el área de trabajo del motor seleccionado es la que sigue:

	POTENCIA (Kw)	POTENCIA (HP)	RPM	PME(bar)	SFOC (g·kW·h)	SFOC (g·kW·h)
Punto L <sub>1</sub>	<b>12240</b>	<b>16680</b>	<b>105</b>	<b>18,0</b>	<b>170</b>	<b>125</b>
Punto L <sub>2</sub>	7860	10680	105	11,5	158	116
Punto L <sub>3</sub>	9180	12480	79	18,0	170	125
Punto L <sub>4</sub>	5880	7980	79	11,5	158	116

Tabla 1 Características MAN B&W 6S60MC

A continuación, justificamos esta selección comprobando el valor de la potencia en el punto L<sub>1</sub> a partir de la siguiente expresión:

$$N_i = \frac{p_i \pi D^2 L n i}{0,45 \cdot z} \text{ (HP)} \rightarrow N_i = 16330 \text{ HP}$$

Donde:

p<sub>i</sub>: presión media indicada (bar) → 18 bar

D: diámetro del pistón (m) → 0,6m

L: carrera del pistón (m) → 2,292 m

n: número de rpm → 105 rpm

Z: número de revoluciones por ciclo → 1 (para motor de 2 tiempos)

i: número de cilindros → 6

Como hemos comprobado este valor, se aproxima a los 16.680 HP que nos proporciona el fabricante en el *Project Guide* del motor.

## **SELECCIÓN DEL TURBOCOMPRESOR**

Una vez escogido el motor, procederemos a escoger un turbocompresor adecuado al motor seleccionado. La selección del turbocompresor se realizará con el fin de conseguir un consumo de combustible lo más bajo posible a la MCR nominal del motor así como un alto rendimiento de la misma.

Los motores MC están diseñados para la utilización de turbocompresor MAN B&W, ABB o Mitsubishi (MHI) y adaptadas para cumplir con las limitaciones de NO<sub>x</sub> de la IMO, dependientes de la velocidad.

En cuanto al tipo de turbocompresor, existen dos posibles alternativas:

- Turbocompresor convencional
- Turbocompresor de alta eficiencia.

En el caso de disponer de una turbocompresor convencional, la cantidad de aire para la combustión puede ser ajustada para obtener una temperatura más elevada de los gases de exhaustación. Sin embargo esta opción supone un aumento del consumos del motor de 2g/BHP.h frente a si se utiliza un turbocompresor de alto rendimiento, por lo que se seleccionara una turbocompresor de alta eficiencia.

Los principales tipos de turbocompresor de alto rendimiento aplicables a este tipo de motores se muestran en la siguiente tabla:

Nº Cilindros	MAN B&W	ABB	ABB	MHI
4	1xNA57/T9	1xTPL77-B11	1xVTR564D	1xMET53SE
5	1x NA57/T9	1xTPL80-B11	1x VTR714D	1xMET66SE
6	<b>1x NA70/T9</b>	1x TPL80-B12	1x VTR714D	1x MET66SE
7	1x NA70/T9	1x TPL85-B11	1x VTR714D	1x MET71SE
8	1x NA70/T9	1x TPL85-B11	2x VTR564D	1x MET83SE

Tabla 2 Tipos de turbocompresor

La selección del turbocompresor dependerá del punto al cual este optimizado el motor, para lo cual será necesario ver el diagrama que se adjunta a continuación:

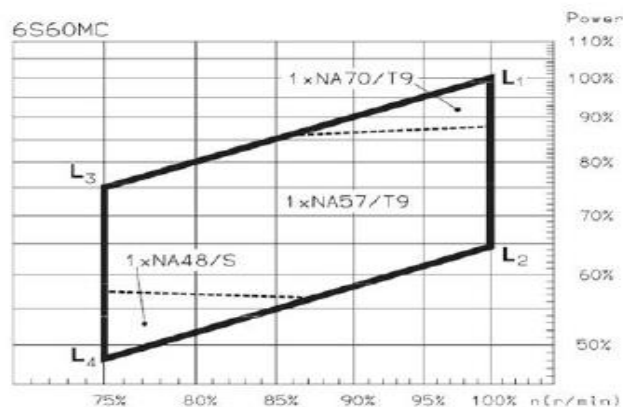


Figura 1 Diagrama de selección del turbocompresor

Según el gráfico anterior instalaremos un turbocompresor NA70/T9 que será el que mejor se adapte a nuestras necesidades. El turbocompresor NA70/T9 se trata de un turbocompresor axial, que presenta las siguientes ventajas:

- Alto rendimiento
- Bajo nivel de ruido
- Alta fiabilidad y una vida útil elevada.

Las tareas de mantenimiento se pueden llevar a cabo fácilmente debido a que los compresores NA ofrecen importantes ventajas en cuanto a montaje en el motor y capacidad de realizar el mantenimiento de una forma más cómoda y fácil.



## 3 SISTEMAS AUXILIARES DE LA PROPULSIÓN DEL BUQUE

### 3.1 Sistema de refrigeración

Tal y como se recomienda en la *Project Guide* del motor que hemos seleccionado, se muestra a continuación el esquema del Sistema de Refrigeración Central.

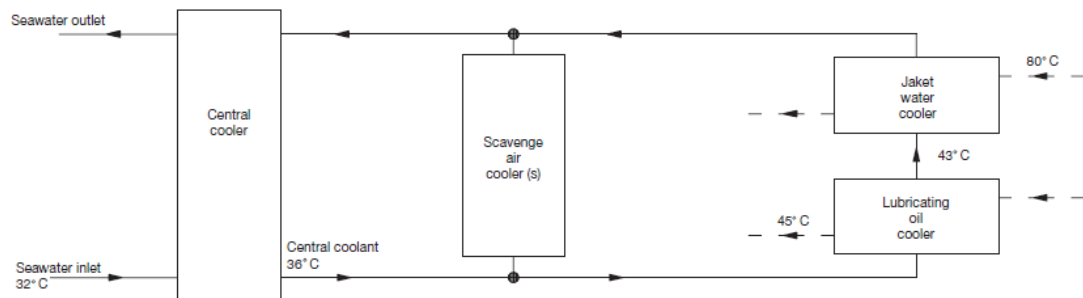


Fig. 6.02.02: Diagram for central cooling water system

178 11 27-6.1

Contaremos por lo tanto en nuestro buque con un sistema de refrigeración centralizado, el cual está formado por 3 circuitos:

- Circuito de agua salada.
- Circuito de agua dulce de baja temperatura.
- Circuito de agua dulce de alta temperatura para refrigeración de camisas del motor principal.

Este sistema sólo dispone de un intercambiador de calor refrigerado por agua salada, el resto son refrigerados por agua dulce y mantienen una baja temperatura gracias al enfriador central.

Algunas de sus principales ventajas son: menor cantidad de tubería no corrosiva para instalar, sólo dispone de un intercambiador de calor refrigerado por agua salada y por lo tanto, sólo un intercambiador para revisar, excepto uno el resto son intercambiadores de calor refrigerados por agua dulce y pueden fabricarse de un modo menos costoso, mantenimiento reducido de componentes y refrigeradores,

En cuanto a los inconvenientes de este tipo de sistema son: tiene un mayor coste inicial y contiene tres sets de bombas de agua de refrigeración (agua salada, agua central y de camisa).

Su esquema de funcionamiento es el siguiente:

## Central Cooling Water System

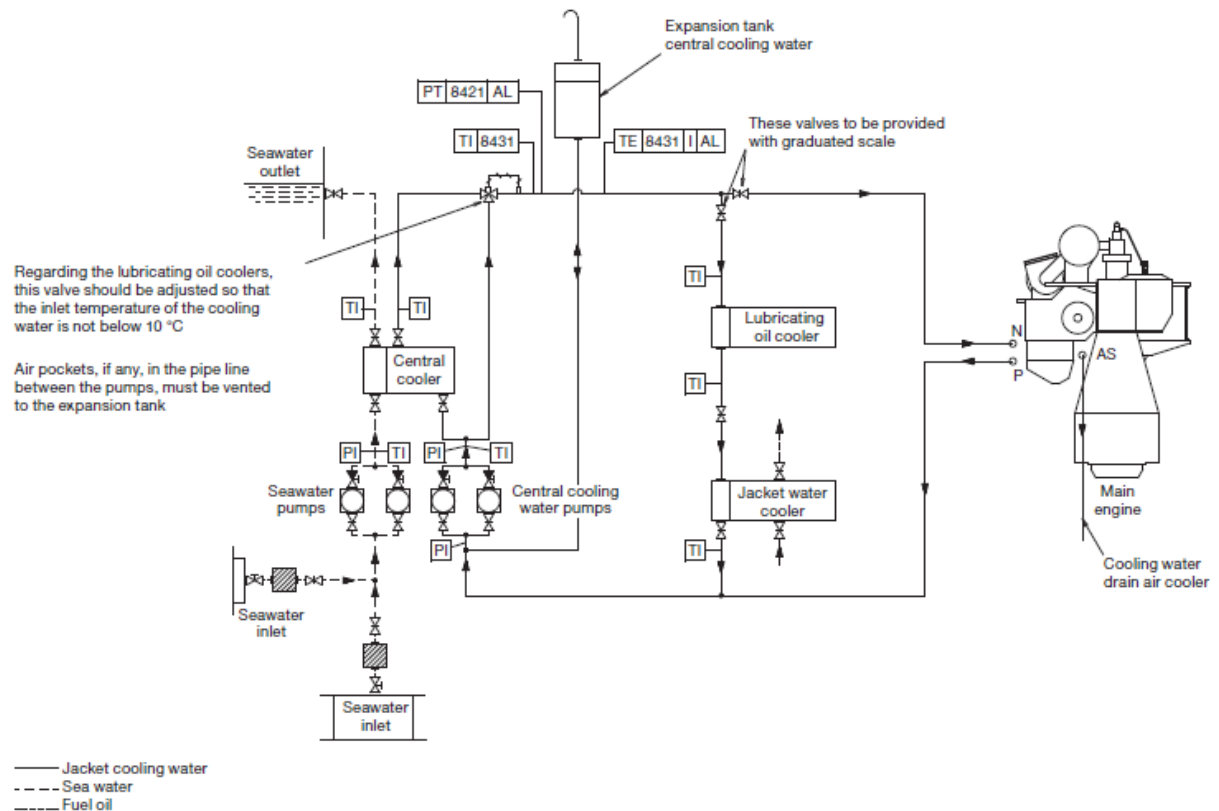


Figura 1 Central cooling water system

En el sistema de refrigeración centralizado, las bombas del circuito de agua salada impulsan el agua a través del enfriador central, en donde el agua salada extrae el calor del agua dulce del circuito de baja temperatura.

En el circuito de agua dulce de baja temperatura se instalará una válvula termostática de tres vías que controlará que la temperatura del agua no se inferior a 10°C.

El circuito de agua dulce de alta temperatura es un circuito independiente para refrigeración de camisas.

El agua caliente que ha refrigerado los cilindros, se enfría en el intercambiador de agua de camisas, para volver de nuevo al motor.

Una válvula termostática se encarga de mantener la temperatura de agua de refrigeración a la salida del motor a 80°C, mezclando agua enfriada con otra sin refrigerar que no ha pasado por el enfriador de agua de camisas.

El sistema que se va a diseñar para el motor escogido está compuesto de los siguientes componentes principales:

### 3.1.1 Bombas para refrigeración de agua salada

Se instalarán 2 bombas centrífugas. Ambas bombas tendrán la capacidad especificada en la *Project Guide* del motor 365 m<sup>3</sup>/h, contarán con una máxima temperatura de trabajo de 50°C y una presión de descarga de 2,5 bar. Por lo tanto, las características de diseño que se establecen para este sistema son:

#### Seawater cooling pumps

The pumps are to be of the centrifugal type.

Seawater flow ..... see 'List of capacities'  
Pump head ..... 2.5 bar  
Test pressure ..... according to class rules  
Working temperature, normal ..... 0-32 °C  
Working temperature ..... maximum 50 °C

The capacity is to be within a tolerance of 0% to +10%.

The differential pressure of the pumps is to be determined on the basis of the total actual pressure drop across the cooling water system.

### 3.1.2 Enfriador central

En el circuito principal cerrado de refrigeración por agua dulce se instalará un intercambiador de calor, con objeto de que el agua dulce de dicho circuito sea refrigerada por el agua salada a través de dicho intercambiador.

El intercambiador será de placas.

Los datos especificados en la *Project Guide* del motor son los que siguen:

Disipación de calor: 7650 kW

Caudal de agua de refrigeración sistema centralizado: 320 m<sup>3</sup>/h

Caudal de agua salada: 365 m<sup>3</sup>/h

Temperatura del agua a la salida del intercambiador: 36°C

Caída de presión en el lado del intercambiador central: 0,2 bar

Temperatura del agua salada a la entrada del intercambiador: 32°C

Caída de presión en el lado del agua de mar: 0,2 bar

#### Central cooler

The cooler is to be of the shell and tube or plate heat exchanger type, made of seawater resistant material.

Heat dissipation ..... see 'List of capacities'  
Central cooling water flow ..... see 'List of capacities'  
Central cooling water temperature, outlet ..... 36 °C  
Pressure drop on central cooling side ..... max. 0.2 bar  
Seawater flow ..... see 'List of capacities'  
Seawater temperature, inlet ..... 32 °C  
Pressure drop on seawater side ..... maximum 0.2 bar

The pressure drop may be larger, depending on the actual cooler design.

The heat dissipation and the seawater flow figures are based on MCR output at tropical conditions, i.e. a seawater temperature of 32 °C and an ambient air temperature of 45 °C.

Overload running at tropical conditions will slightly increase the temperature level in the cooling system, and will also slightly influence the engine performance.

### 3.1.3 Bomba de refrigeración de agua dulce de baja temperatura

Se instalarán dos bombas centrífugas. Ambas bombas tendrán la capacidad especificada en la *Project Guide* del motor 320 m<sup>3</sup>/h, contarán con una máxima temperatura de trabajo de 80°C y una presión de descarga de 2,5 bar.

#### Central cooling water pumps

The pumps are to be of the centrifugal type.

Central cooling water flow.... see 'List of capacities'  
Pump head .....2.5 bar  
Delivery pressure .....depends on location of  
expansion tank  
Test pressure..... according to class rules  
Working temperature ..... 80 °C  
Design temperature ..... 100 °C

The flow capacity is to be within a tolerance of 0%  
to +10%.

### 3.1.4 Válvula de control automático de temperatura para baja temperatura

El sistema de refrigeración a baja temperatura está equipado con una válvula de tres vías, montada como una válvula mezcladora, que pasa por todo o parte del agua dulce alrededor del refrigerador central.

El sensor se ubicará en la tubería de salida de la válvula termostática y se ajusta de manera que se mantenga un nivel de temperatura mínimo de 10°C.

### 3.1.5 Bomba de agua dulce de alta temperatura para refrigeración de camisas

Se instalarán 2 bombas centrífugas, con una capacidad especificada en el *Project Guide* del motor de 100 m<sup>3</sup>/h. La temperatura de trabajo es de 100°C y la presión de descarga se corresponde con 3 bar.

#### Jacket water cooling pump

The pumps are to be of the centrifugal type.

Jacket water flow ..... see 'List of capacities'  
Pump head .....3.0 bar  
Delivery pressure .....depends on location of  
expansion tank  
Test pressure..... according to class rules  
Working temperature ..... 80 °C  
Design temperature ..... 100 °C

The flow capacity is to be within a tolerance of 0%  
to +10%.

The stated of capacities cover the main engine  
only. The pump head of the pumps is to be de-  
termined on the basis of the total actual pressure  
drop across the cooling water system.

### 3.1.6 Enfriador de agua dulce de camisas

Los datos obtenidos a través de la *Project Guide* del motor son:

Disipación de calor: 1860 kW

Caudal de agua de camisas: 100 m<sup>3</sup>/h

Caudal de agua dulce de refrigeración: 137 m<sup>3</sup>/h

Temperatura del agua de camisas a la salida del intercambiador: 80°C

Caída de presión en el lado del intercambiador central: 0,2 bar

Temperatura del agua dulce de refrigeración: 42°C

Caída de presión en el lado del agua de camisas: 0,2 bar

#### **Jacket water cooler**

The cooler is to be of the shell and tube or plate heat exchanger type.

Heat dissipation ..... see 'List of capacities'  
Jacket water flow ..... see 'List of capacities'  
Jacket water temperature, inlet ..... 80 °C  
Pressure drop on jacket water side ...max. 0.2 bar  
Central cooling water flow .... see 'List of capacities'  
Central cooling water  
temperature, inlet .....approx. 42 °C  
Pressure drop on Central  
cooling water side.....max. 0.2 bar

### **3.1.7 Enfriador del aire de barrido**

Al igual que en los apartados anteriores, teniendo en cuenta los datos especificados en la *Project Guide* del motor, tenemos:

Disipación de calor: 4830 kW

Caudal del agua dulce de refrigeración: 183 m<sup>3</sup>/h

Temperatura del agua dulce de refrigeración a la entrada del intercambiador: 36°C

#### **Scavenge air cooler**

The scavenge air cooler is an integrated part of the main engine.

Heat dissipation .....see 'List of capacities'  
Central cooling water flow ..... see 'List of capacities'  
Central cooling temperature, inlet ..... 36 °C  
Pressure drop on FW-LT water side .... approx. 0.5 bar

## **3.2 Sistema de lubricación por aceite**

En este apartado se definirá el sistema de lubricación para nuestro buque.

### **3.2.1 Componentes principales**

Si consultamos la *Project Guide* del motor seleccionado indica el siguiente diagrama para el sistema a estudiar en este apartado:

### Lubricating and Cooling Oil System

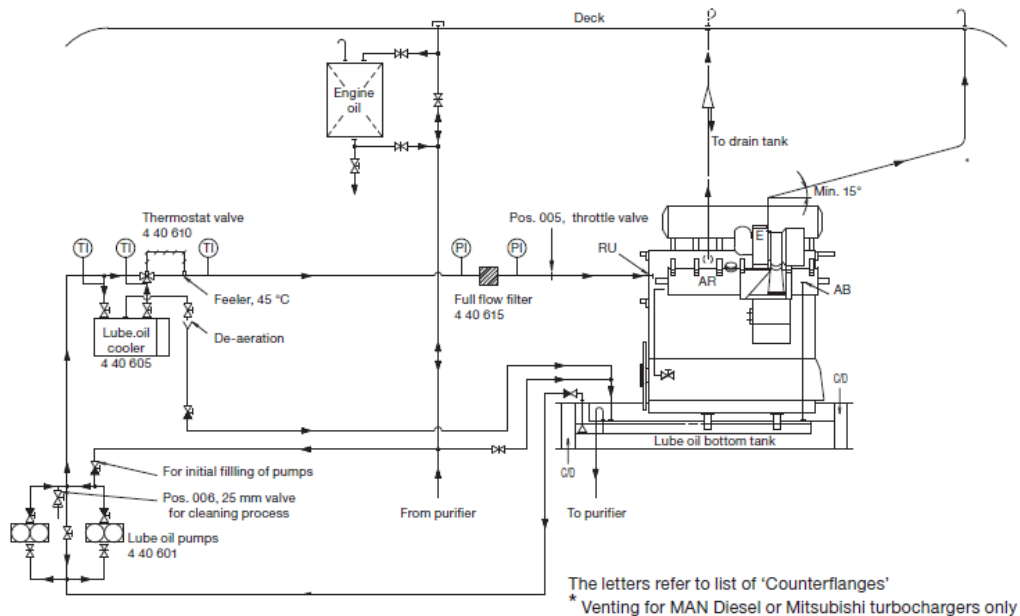


Figura 2 Lubricating and Cooling Oil System

El aceite lubricante se almacena en un tanque del doble fondo debajo del motor principal. De este tanque aspiran las bombas de aceite (servicio y de reserva). El aceite lubricante se bombea hasta el enfriador. Una vez enfriado, atraviesa un filtro encargado de eliminar las impurezas, y se introduce en el motor.

Una vez lubricados todos los elementos, el aceite usado pasa al cárter del motor y se purifica para posteriormente recircularlo y comenzar nuevamente el ciclo.

La *Project Guide* del motor recomienda que el aceite de circulación tenga un grado de viscosidad SAE 30, para mantener el carter y el espacio de refrigeración de pistones limpio de depósitos.

Los aceites de circulación recomendados y considerados como satisfactorios para las instalaciones de máquinas en el caso del motor seleccionado son:

Company	Circulating oil SAE 30/TBN 5-10
BP	Energol OE-HT/30
Total	Atlanta Marine D-3005
Castrol	CDX 30
Chevron	Veritas 800 Marine 30
Exxon	Exxmar XA
Mobil	Mobilgard 300
Shell	Melina 30/30S
Texaco	Doro AR 30

Considerando los aceites recomendados por el fabricante del motor que se va a instalar en nuestro buque, se ha escogido el aceite de circulación para la instalación "Melina 30/30S (Shell)".

A continuación, se describen los componentes más importantes del sistema:

### **Purificadora centrífuga de aceite**

Se utilizarán dos purificadoras con sistema de limpieza manual.

#### **Lubricating Oil Centrifuges and List of Lubricating Oils**

Manual cleaning centrifuges can only be used for Attended Machinery Spaces (AMS). For Unattended Machinery Spaces (UMS), automatic centrifuges with total discharge or partial discharge are to be used.

The nominal capacity of the centrifuge is to be according to the supplier's recommendation for lubricating oil, based on the figures:

0.136 litre/kWh

The Nominal MCR is used as the total installed power.

El caudal de las centrifugadoras será de: 0,136 l/kWh

### **Bombas de circulación de aceite lubricante**

Estas bombas son las encargadas de bombear el aceite en el sistema de lubricación.

Teniendo en cuenta lo indicado en la *Project Guide* de nuestro motor, se instalarán dos bombas centrífugas de aceite que contarán con un caudal de aceite de 265 m<sup>3</sup>/h , presión de la bomba de 4,3 bar, presión de salida de 4,3 bar, una temperatura de funcionamiento de 70°C y una caída de máxima presión de 1 bar.

#### **Lubricating oil pump**

The lubricating oil pump can be of the displacement wheel, or the centrifugal type:

Lubricating oil viscosity, specified...75 cSt at 50 °C  
Lubricating oil viscosity ..... maximum 400 cSt \*  
Lubricating oil flow ..... see 'List of capacities'  
Design pump head.....4.3 bar  
Delivery pressure .....4.3 bar  
Max. working temperature ..... 70 °C

### **Enfriador de aceite**

El *Project Guide* del motor principal nos proporciona las siguientes recomendaciones:

#### Lubricating oil cooler

The lubricating oil cooler must be of the shell and tube type made of seawater resistant material, or a plate type heat exchanger with plate material of titanium, unless freshwater is used in a central cooling water system.

Lubricating oil viscosity, specified...75 cSt at 50 °C  
Lubricating oil flow ..... see 'List of capacities'  
Heat dissipation ..... see 'List of capacities'  
Lubricating oil temperature, outlet cooler..... 45 °C  
Working pressure on oil side .....4.3 bar  
Pressure drop on oil side .....maximum 0.5 bar  
Cooling water flow ..... see 'List of capacities'  
Cooling water temperature at inlet:  
seawater ..... 32 °C  
freshwater..... 36 °C  
Pressure drop on water side.....maximum 0.2 bar

Las características del intercambiador son:

Caudal de aceite: 265 m<sup>3</sup>/h

Flujo de calor disipado: 960 kW

Caudal de agua salada: 137 m<sup>3</sup>/h

Temperatura de aceite: 45°C

Temperatura de agua: 32°C

Presión de trabajo: 4,3 bar

Máxima caída de presión del aceite: 0,5 bar.

Máxima caída de presión del agua: 0,2 bar.

El enfriador de aceite de lubricante será un intercambiador de placas de titanio. Este estará conectado con el sistema de refrigeración de agua salada.

#### **Filtro de aceite lubricante**

Este filtro se encarga de limpiar las impurezas del aceite antes de introducirlo en el motor.

Se incorporarán en el sistema un doble filtro con un sistema de limpieza manual antes de la entrada del motor.

El filtro tendrá dos indicadores de presión, uno en la entrada y otro a la salida, que medirán la presión que se produce en el interior del mismo para controlar así, el nivel de limpieza del filtro. Las presiones se definen a continuación.

Siguiendo la *Project Guide* del motor, nos indica las siguientes características a tener en cuenta a la hora de seleccionar el filtro del aceite lubricante:

#### Lubricating oil full flow filter

Lubricating oil flow ..... see 'List of capacities'  
Working pressure.....4.3 bar  
Test pressure..... according to class rules  
Absolute fineness.....50 μm\*  
Working temperature ..... approximately 45 °C  
Oil viscosity at working temp..... 90 - 100 cSt  
Pressure drop with clean filter ....maximum 0.2 bar  
Filter to be cleaned  
at a pressure drop.....maximum 0.5 bar



Caudal de aceite: 265 m<sup>3</sup>/h

Presión de trabajo: 4,3 bar

Finura absoluta: 50 μm.

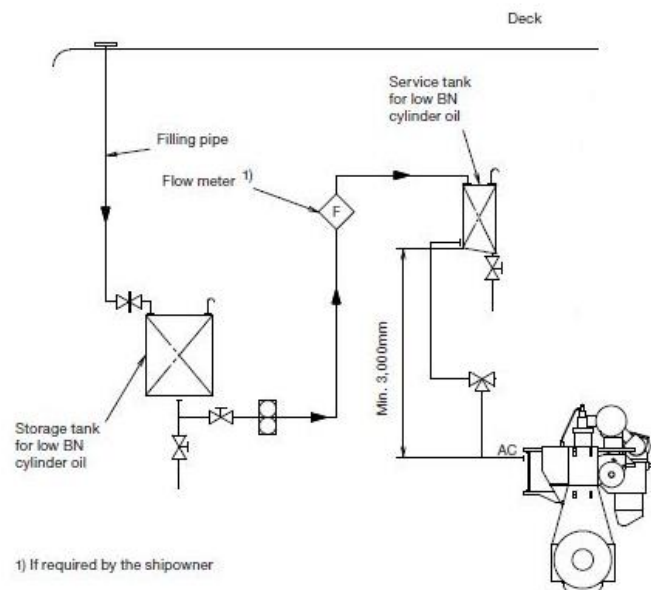
Temperatura de trabajo: 45°C

Máxima caída de presión con el filtro limpio: 0,2 bar

Caída de presión máxima antes de limpiar: 0,5 bar

### 3.2.2 Sistema de lubricación de los cilindros

El esquema del sistema de lubricación de cilindros del motor principal es:



En este sistema la bomba de trasiego de aceite de cilindros impulsará el aceite desde el tanque almacén de aceite de cilindros hasta el tanque de servicio diario, del cual se alimentarán por gravedad a los engrasadores de cilindros acoplados al Motor principal.

En la *Project Guide* del motor se recomienda que el aceite de lubricación de cilindros tenga un grado de viscosidad SAE 50, así como un alto grado de alcalinidad y cualidades de resistencia al desgaste.

Company	Cylinder oil SAE 50/BN 70	Cylinder oil SAE 50/BN 40-50
BP	CLO-50 M	CL/CL-DX 405
Castrol	Cyltech 70	CL/CL-DX 405
Chevron	Delo Cyloil Special	Taro Special HT 50
Exxon	Exxmar X 70	Mobilgard L540
Mobil	Mobilgard 570	Mobilgard L540
Shell	Alexia 50	Alexia LS
Texaco	Taro Special HT 70	Taro Special HT 50
Total	Talusia HR70	Talusia LS 40

Teniendo en cuenta las recomendaciones de MAN, el aceite de lubricación de cilindros escogido para nuestra instalación es "Alexia 50 (Shell)".

### **Tanque almacén y tanque de servicio de aceite de lubricación de cilindros**

Este cálculo se ha realizado de forma detallada en el *Cuaderno 4. Cálculo de arquitectura Naval*, de este proyecto.

Este aceite se inyecta en los cilindros y deberá disponer de un tanque almacén y de un tanque de servicio.

Para el consumo máximo:

$$M_{\text{aceite de cilindros}} = 1,5 \times \text{MCO} \times \text{Autonomía} = 1,5 \times 8840 \times 1008 \text{ horas} = 13248 \text{ kg}$$

Como aceite de cilindros hemos escogido el aceite "Alexia 50", cuyo densidad vemos a continuación que es de  $\rho = 0,936 \text{ t/m}^3 = 936 \text{ kg/m}^3$ .

El volumen del *tanque almacén* es:

$$V_{\text{aceite de cilindros}} = 13248 / 936 = 14 \text{ m}^3$$

La capacidad del *tanque de aceite de servicio* de cilindros se calcula para el consumo de aceite durante 2 días, por lo que será de:

$$V_{\text{aceite de cilindros}} = 636,5 / 936 = 0,68 \text{ m}^3$$

### **Bomba de trasiego de aceite de lubricación de cilindros**

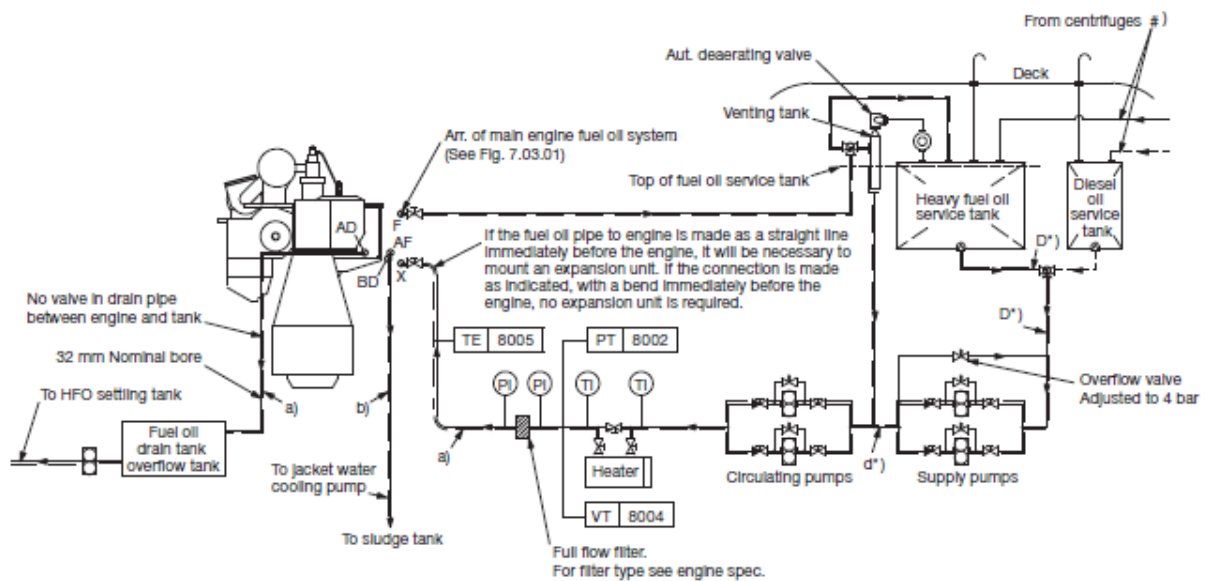
Se instalará una bomba de engranajes o de tornillo.

### **Tanque de derrames de aceites**

Se debe disponer de un tanque de reboses para recoger el aceite derramado por los distintos equipos que será recogido en las bandejas. Su capacidad será de  $15 \text{ m}^3$  y estará situado en el doble fondo de la cámara de máquinas.

## **3.3 Sistema de combustible**

Este sistema tiene como misión proveer de combustible a Motor Principal en las condiciones requeridas (los motores auxiliares utilizan el mismo combustible que el motor principal por lo que, se utiliza el mismo sistema para ambos), por lo que el servicio de combustible almacena y suministra combustible, en condiciones óptimas, a los equipos cuyo funcionamiento lo requiere.



#) Approximately the following quantity of fuel oil should be treated in the centrifuges: 0.23 l/kwh as explained in Section 7.05. The capacity of the centrifuges to be according to manufacturer's recommendation.

\*) D to have min. 50% larger passage area than d.

078 70 37-2.3.0

- Diesel oil
- Heavy fuel oil
- - - - - Heated pipe with insulation
- a) Tracing fuel oil lines: Max.150 °C
- b) Tracing drain lines: By jacket cooling water

Procedente de los tanques de almacenamiento y tras haber pasado por las centrifugadoras, el combustible se almacena en los tanques de servicio. Se dispone de un tanque para HFO y otro para MDO.

El circuito que sigue el combustible a partir de los tanques de servicio es el mismo, independientemente de que el combustible se trate de MDO como de HFO.

El entramado de tuberías va provisto de un sistema calentador para mantener el HFO en la temperatura correcta.

### 3.3.1 Centrifugadoras de HFO y MDO

Las centrifugadoras se encuentran indicadas en la entrada de los tanques de servicio, tanto de Diesel como de Fuel.

Las centrifugadoras HFO: son las encargadas de separar el HFO del agua y de los residuos que no se han conseguido separar mediante decantación.

Su caudal puede obtenerse a partir de la expresión incluida en la *Project Guide* del motor:

The centrifuge should be able to treat approximately the following quantity of oil:

$$0.23 \text{ litres/kWh} = 0.17 \text{ litres/BHPph}$$

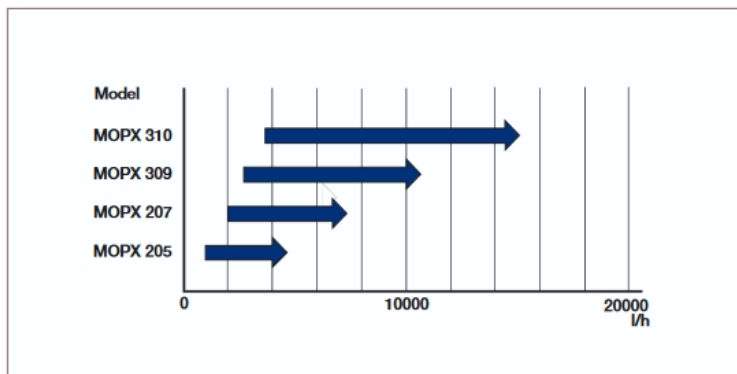
Esta caudal incluye un margen en el que tiene en cuenta:

- Contenido de agua en el fueloil.
- Posibles lodos, cenizas y otras impurezas en el HFO.
- Mayor consumo de combustóleo, en conexión con otras condiciones distintas a la condición estándar ISO.
- Servicio de autolimpieza y mantenimiento.

Para el cálculo del caudal de las separadoras, se considera la potencia máxima continua del motor principal:

$$Q=0,27 \times 12240 = 3304,8 \text{ l/h}$$

Finalmente, se instalarán dos separadoras ALFA LAVAL modelo MOPX 205 , con una capacidad de 3500 l/h.



**Throughput Capacities**  
Blue bars indicate range from maximum recommended capacity on 600 cSt/50°C heavy fuel oil to max recommended capacity on distillate (1.5 to 6 cSt/40°C). For detailed information on throughput capacities see separate capacity table for individual model.

Las centrifugadoras MDO: tal y como indica la *Project Guide* del motor seleccionado, no es necesario instalar una centrifugadora para el Diesel Oil.

Pero se instalarán 2 igualmente.

A centrifuge for Marine Diesel Oil (MDO) is not a must, but if it is decided to install one on board, the capacity should be based on the above recommendation, or it should be a centrifuge of the same size as that for lubricating oil.

The *Nominal MCR* is used to determine the total installed capacity. Any derating can be taken into consideration in border-line cases where the centrifuge that is one step smaller is able to cover *Specified MCR*.

### 3.3.2 Bombas de suministro de combustible (HFO)

Esta es la bomba que se encarga de presurizar e introducir el combustible en el motor.

Teniendo en cuenta lo indicado en la *Project Guide* del motor, debemos de tener en cuenta lo siguiente:

- Presión de la bomba: 4 bar.
- Caudal de HFO: 3,1 m<sup>3</sup>/h.
- Presión de salida: 4 bar.
- Temperatura de trabajo: 100 °C.
- Temperatura mínima: 50 °C.

#### Fuel oil supply pump

This is to be of the screw or gear wheel type.

Fuel oil viscosity, specified.... up to 700 cSt at 50 °C  
Fuel oil viscosity maximum.....1000 cSt  
Pump head .....4 bar  
Fuel oil flow ..... see 'List of capacities'  
Delivery pressure .....4 bar  
Working temperature .....100 °C  
Minimum temperature..... 50 °C

The capacity stated in 'List of capacities' is to be fulfilled with a tolerance of: +0% to +15% and shall also be able to cover the back-flushing, see 'Fuel oil filter'.

### 3.3.3 Bombas de circulación de combustible (HFO)

Las bombas de circulación impulsan el Fuel Oil al precalentador de fuel y elevan la presión del combustible hasta una presión de 10 bar, lo que garantiza que el fuel a la entrada de los motores tendrá la presión mínima requerida de 6-7 bar.

Teniendo en cuenta lo indicado en la *Project Guide* del motor, debemos de tener en cuenta lo siguiente:

#### Fuel oil circulating pump

This is to be of the screw or gear wheel type.

Fuel oil viscosity, specified.... up to 700 cSt at 50 °C  
Fuel oil viscosity normal.....20 cSt  
Fuel oil viscosity maximum.....1000 cSt  
Fuel oil flow ..... see 'List of capacities'  
Pump head .....6 bar  
Delivery pressure ..... 10 bar  
Working temperature ..... 150 °C

The capacity stated in 'List of capacities' is to be fulfilled with a tolerance of: +0% to +15% and shall also be able to cover the back-flushing, see 'Fuel oil filter'.

Pump head is based on a total pressure drop in filter and preheater of maximum 1.5 bar.

- Presión de la bomba: 4 bar.
- Caudal de HFO: 6,4 m<sup>3</sup>/h.
- Presión de la bomba: 6 bar
- Presión de salida: 10 bar.
- Temperatura de trabajo: 150°C.

### 3.3.4 Precalentador de HFO

La función del precalentador es calentar el HFO para reducir su viscosidad. Cuenta con un termómetro a la entrada y otro a la salida, para tener controladas ambas temperaturas.

Sus características son:

- Caudal de HFO: 6,4 m<sup>3</sup>/h.
- Calor transmitido al Fuel oil: 170 kW
- Presión de trabajo: 10 bar.
- Temperatura de entrada del fuel oil: 100°C.
- Temperatura de salida del fuel oil: 150°C
- Vapor saturado: 7 bar
- Caída de presión del HFO: máximo 1 bar
- \*Se recomienda inyectar el HFO con una viscosidad entre 10-15 cSt.

### Fuel oil heater

The heater is to be of the tube or plate heat exchanger type.

The required heating temperature for different oil viscosities will appear from the 'Fuel oil heating chart'. The chart is based on information from oil suppliers regarding typical marine fuels with viscosity index 70-80.

Since the viscosity after the heater is the controlled parameter, the heating temperature may vary, depending on the viscosity and viscosity index of the fuel.

Recommended viscosity meter setting is 10-15 cSt.

Fuel oil viscosity specified ... up to 700 cSt at 50°C  
 Fuel oil flow ..... see capacity of fuel oil circulating pump  
 Heat dissipation ..... see 'List of capacities'  
 Pressure drop on fuel oil side ..... maximum 1 bar  
 Working pressure ..... 10 bar  
 Fuel oil inlet temperature ..... approx. 100 °C  
 Fuel oil outlet temperature ..... 150 °C  
 Steam supply, saturated ..... 7 bar abs

To maintain a correct and constant viscosity of the fuel oil at the inlet to the main engine, the steam supply shall be automatically controlled, usually based on a pneumatic or an electrically controlled system.

La *Project Guide* muestra una tabla que relaciona la viscosidad del HFO con su temperatura.

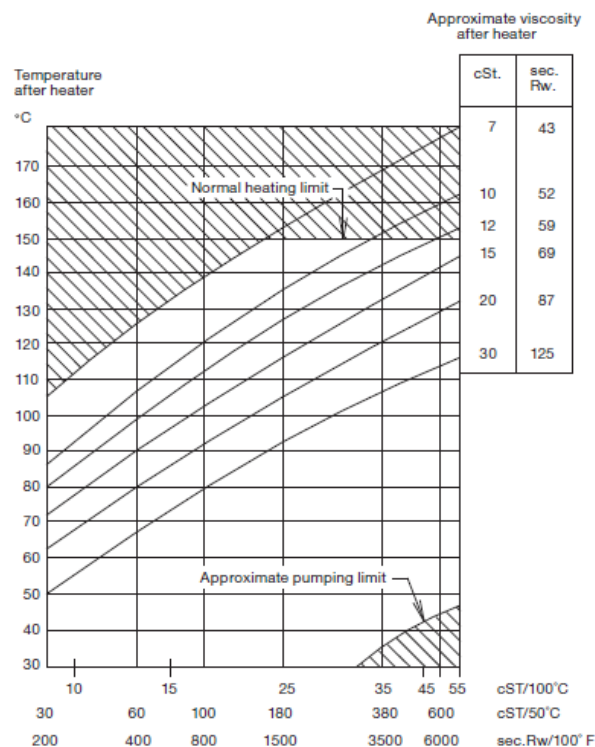


Fig. 7.05.01: Fuel oil heating chart

### 3.3.5 Filtro de HFO

La función de este filtro es limpiar el combustible antes de inyectarse en el motor, para evitar problemas en los inyectores.

Consultando la *Project Guide* del motor, nos indica las siguientes características a tener en cuenta:

- Caudal de HFO: 6,4 m<sup>3</sup>/h.
- Presión de trabajo: 10 bar.
- Finura absoluta del filtro: 50 µm.
- Temperatura de trabajo: 150 °C
- Máxima caída de presión con el filtro limpio: 0,3 bar.

- Caída de presión máxima antes de limpiar: 0,5 bar.

The fuel oil filter should be based on heavy fuel oil of: 130 cSt at 80 °C = 700 cSt at 50 °C = 7000 sec Redwood I/100 °F.

Fuel oil flow ..... see 'List of capacities'  
Working pressure..... 10 bar  
Test pressure..... according to class rule  
Absolute fineness..... 50 µm  
Working temperature ..... maximum 150 °C  
Oil viscosity at working temperature ..... 15 cSt  
Pressure drop at clean filter..... maximum 0.3 bar  
Filter to be cleaned at a pressure drop of ..... maximum 0.5 bar

Note:  
Absolute fineness corresponds to a nominal fineness of approximately 30 µm at a retaining rate of 90%.

Se instalará en este caso un doble filtro con un sistema de limpiado manual.

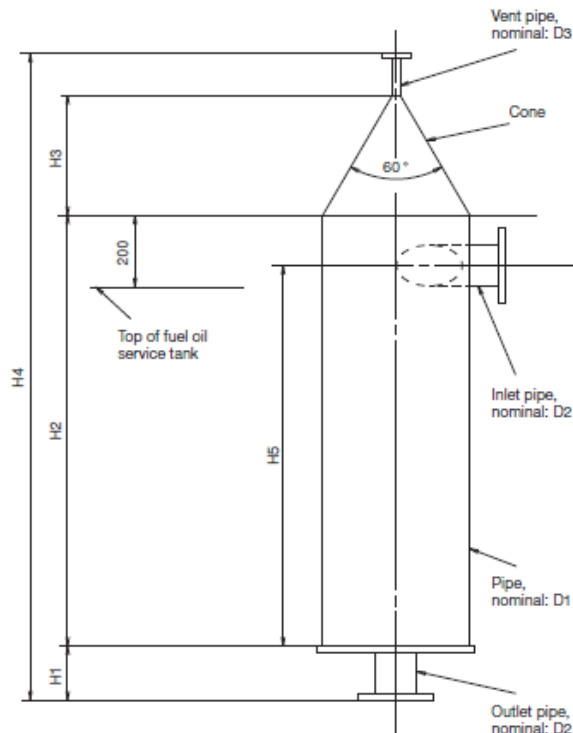
### 3.3.6 Aireamiento del HFO

De acuerdo al caudal máximo de la bomba de circulación, que en este caso se corresponde con 6,1 m<sup>3</sup>/h, se escoge el tamaño del aireamiento del HFO

Flow m <sup>3</sup> /h Q (max.)*	Dimensions in mm							
	D1	D2	D3	H1	H2	H3	H4	H5
1.3	150	32	15	100	600	171.3	1,000	550
2.1	150	40	15	100	600	171.3	1,000	550
5.0	200	65	15	100	600	171.3	1,000	550
8.4	400	80	15	150	1,200	333.5	1,800	1,100
11.5	400	90	15	150	1,200	333.5	1,800	1,100
19.5	400	125	15	150	1,200	333.5	1,800	1,100
29.4	500	150	15	150	1,500	402.4	2,150	1,350
43.0	500	200	15	150	1,500	402.4	2,150	1,350

\* The maximum flow of the fuel oil circulation pump

Teniendo en cuenta que el valor máximo de caudal de HFO no se encuentra en la tabla, tomaremos los valores del 8,4 m<sup>3</sup>/h. Obteniendo por lo tanto las siguientes dimensiones:



D1 (Pipe nominal): 400 mm.

D2 (Inlet pipe, nominal – Outlet pipe, nominal): 80 mm.

D3 (Vent pipe, nominal): 15 mm.

H1: 150 mm.

H2: 1200 mm.

H3: 333,5 mm.

H4: 1800 mm.

H5: 1100 mm.

### 3.3.7 Tanques de fuel oil

El buque dispondrá de una capacidad de 1504,121 m<sup>3</sup> distribuida en dos tanques almacén, dos de sedimentación, uno de reboses y dos de uso diarios

	TANQUE	Vol(m <sup>3</sup> )	d(t/m <sup>3</sup> )	Fluid type	Peso(t)	LCG(m)	TCG(m)	VCG(m)
38	Tanque F.O N°1(ER)	699,71	0,9443	Fuel Oil	660,736	22,819	8,024	10,565
39	Tanque F.O N°2 (BR)	699,71	0,9443	Fuel Oil	660,736	22,819	-8,024	10,565
40	T. reboses FO	15,981	0,9443	Fuel Oil	15,091	12,871	-9,895	14,126
41	T. sedimentación F.O(ER)	21,969	0,9443	Fuel Oil	20,745	15,057	10,046	13,682
42	T. sedimentación F.O(BR)	21,969	0,9443	Fuel Oil	20,745	15,057	-10,046	13,682
43	Tanque uso diario F.O(ER)	22,391	0,9443	Fuel Oil	21,144	17,047	10,581	13,618
44	Tanque uso diario F.O(BR)	22,391	0,9443	Fuel Oil	21,144	17,047	-10,581	13,618
	<b>TOTAL</b>	<b>1504,121</b>						

### 3.3.8 Tanques de diésel oil

Para dimensionar la capacidad de los tanques de diésel oil se han tenido en cuenta una autonomía de 42 días.

Las capacidades de los tanques de diésel oil se han calculado en el *cuaderno 4* del proyecto, obteniendo:

	TANQUE	Vol(m <sup>3</sup> )	d(t/m <sup>3</sup> )	Fluid type	Peso(t)	LCG(m)	TCG(m)	VCG(m)
49	T. DO D.F(ER)	85,552	0,84	Diesel	71,864	12,779	7,102	13,16
50	T. DO uso diar.(ER)	4,9	0,84	Diesel	4,116	12,125	3	9
51	T. DO sedmnt(ER)	4,9	0,84	Diesel	4,116	13,375	3	9
52	T. DO D.F(BR)	88,771	0,84	Diesel	74,568	10,213	-6,469	12,731
53	T. DO uso diar.(BR)	4,953	0,84	Diesel	4,161	9,707	-3,746	11,183
54	T. DO sedmnt.(BR)	4,852	0,84	Diesel	4,076	10,756	-3,746	10,827
	<b>TOTAL</b>	<b>193,928</b>						



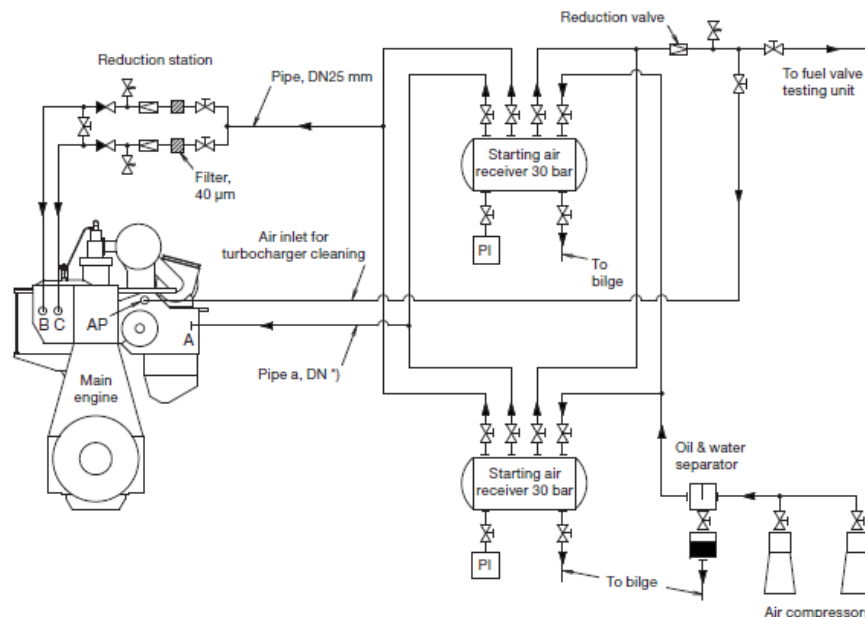
### 3.4 Sistema de arranque

Este sistema se encarga del arranque del motor inyectando aire a presión en los cilindros. Gracias a la presión que actúa sobre el pistón se comienza a mover el cigüeñal y se produce el arranque del motor.

El aire usado para el arranque se obtiene comprimiendo aire aspirado desde la atmósfera mediante compresores y comprimiendo este en unas botellas a 30 bar.

Para arrancar el motor se abre una válvula que permite circular el aire a alta presión hacia el motor.

#### Starting and Control Air Systems



#### Botellas de aire de arranque

Se instalarán dos unidades que almacenarán aire a 30 bar y tendrán capacidad suficiente para efectuar 12 arrancadas sin necesidad de ser rellenadas. El volumen de cada botella será 5,0 m<sup>3</sup>, teniendo en cuenta lo indicado en la *Project Guide* del motor.

Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine												
Receiver volume	m <sup>3</sup>	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0	2 x 5.0
Compressor cap.	m <sup>3</sup>	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300

#### Compresores

La capacidad total del compresor será suficiente como para suministrar a las botellas de almacenamiento, la cantidad de aire necesario a la presión de 30 bar, en una hora.

Teniendo en cuenta que, la presión a la entrada del compresor es aproximadamente igual a 1 bar, el caudal de los compresores de aire de arranque se calculará de la siguiente forma:

$$Q = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \times V_2}{t}$$

Donde:

$V_2$  : volumen de la botella de aire de arranque, l (5 m<sup>3</sup>)

$P_2$  : Presión final (30 bar)

$P_1$  : Presión inicial (1 bar)

$T$  : tiempo de llenado de la botella (1 hora)

$$Q = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \times V_2}{t} = 150 \text{ m}^3/\text{h}$$

Número de arranques	12
Compresores	2 x 150 m <sup>3</sup> /h a 30 bar
Botellas de aire de arranque	2 x 5 m <sup>3</sup> /h a 30 bar

## 4 ESTIMACIÓN DEL CONSUMO Y COMPROBACIÓN DE LA AUTONOMÍA

Como se puede confirmar en el *Cuaderno 4* del proyecto, los tanques fueron dimensionados a partir de los consumos para cumplir con la autonomía exigida por las RPA.

A continuación, se realizará de forma resumida la comprobación de que los tanques definidos son suficientes para poder transportar los consumos necesarios para una autonomía de 15.000 millas a una velocidad de servicio de 15 kn.

### 4.1 Tanques de Fuel

#### Tanque de almacenamiento

Para estimar la capacidad necesaria de fuel oil recurriremos a la formulación vista en la asignatura de proyectos, esto es:

$$\text{Consumo} = C \cdot SM \cdot \text{Pot} \cdot \frac{\text{Aut}}{V} \cdot 0,736 \cdot \frac{1}{\rho}$$

donde:

C: es el consumo del motor, que en nuestro caso el motor es un MAN B&W S6MC, y cuyo consumo máximo es de aproximadamente 170gr/kW·hora,

SM: corresponde al régimen de funcionamiento del motor; según los RPA es de un 85%.

Pot: se refiere a la potencia de motor propulsor la cual.

Aut: la autonomía del buque es uno de los requisitos de proyecto y está fijada en 15.000 millas.

V: la velocidad de servicio, dada en los RPA es de 15 nudos.

P: la densidad del fuel oil es 0'96t/m<sup>3</sup>.

Introduciendo estos valores en la fórmula tenemos que el consumo de fuel oil es de 1344 ton. Para determinar la capacidad del mismo aplicaremos un margen del 10%, con lo que tenemos:

$$\text{Capacidad del fuel oil} = 1500 \text{ m}^3$$

#### Tanque de sedimentación

El volumen del tanque de sedimentación se dimensiona un 15% más del consumo de 24h del motor principal ya que, se considera un contenido de lodos y agua del fuel de aproximadamente un 5% y el buque a puerto dispone del 10% del total de sus consumos.

$$V_{\text{SED\_HFO}} = \frac{170 \cdot (12000 \cdot 0,736) \cdot 24}{0,96} \cdot 1,15 \times 10^{-6} \rightarrow V_{\text{SED\_HFO}} = 43,15 \text{ m}^3$$

#### Tanque de almacenamiento servicio diario

Estos tanques contendrán suficiente combustible cada uno, como para mantener el motor en funcionamiento durante al menos 24 horas. El volumen de estos tanques se dimensiona como un 10% más del consumo del motor principal durante esas 24h ya que en este caso el fuel ya no contiene lodos ni agua debido a su paso previo por las purificadoras:

$$V_{\text{SER\_HFO}} = \frac{170 \cdot (12000 \cdot 0,736) \cdot 24}{0,96} \cdot 1,15 \times 10^{-6} \rightarrow V_{\text{SER\_HFO}} = 43,15 \text{ m}^3$$

## 4.2 Tanques de DO

### Tanque de almacenamiento

Se instalarán 3 grupos diesel-generadores MAN B&W HOLEBY 6L16/24.

Cada generador está formado por un motor diesel, de 570 kW a 1000rpm, y un alternador de 542 kW a 50Hz con las siguientes características:

- N° de cilindros:6 en línea
- Potencia del motor:570kW
- Régimen de funcionamiento: 1000rpm
- Diámetro de los cilindros: 160mm
- Carrera: 240mm
- Potencia del generador: 542kW
- Frecuencia: 50Hz

El consumo diesel de los grupos generadores se considera alrededor de 188g/kW·h

Por lo tanto ya podemos calcular el volumen de DO:

$$V_{DO} = \frac{AUTONOMIA}{V_s} \cdot Pot \cdot Consumo\ estimado \cdot \frac{1}{\rho} \cdot 0,8 \cdot 10^{-6} = 188\ m^3$$

### Tanque de sedimentación

Se dimensiona el tanque de sedimentación para un mínimo de dos días de funcionamiento del motor →  $V_{sed\_DO} = 188/42\text{días} = 4,5\ m^3 \cdot 2 = 9\ m^3$

## 4.3 Tanques de aceites

### Tanque de almacenamiento

El consumo de aceite de lubricación varía entre 5 y 6,5 kg cada 24 horas de funcionamiento para el de lubricación de cojinetes, cigüeñal, etc y entre 0,95 y 1,5 g/kWh para el aceite de cilindros, que es aceite que se inyecta en los cilindros para asegurar un mínimo desgaste entre camisas y pistón.

El consumo máximo de aceite del motor principal es de 6,5 kg/cil·24 h. Teniendo en cuenta que el motor dispone de 6 cilindros, la capacidad mínima del tanque es la siguiente:

$$\text{Capacidad mínima} = 6,5 \cdot 6 \cdot 1000 \cdot 10^{-3} / 24 = 1,6\ t$$

Considerando que la densidad del aceite es de 0,97 t/m<sup>3</sup>:

$$\text{Capacidad mínima} = 1,6/0,97 = 1,64\ t$$

El tanque tiene una capacidad de 19,6 m<sup>3</sup>.

### Tanque de aceite de lubricación

El consumo de este aceite será, suponiendo el máximo:

$$M_{\text{aceite de lubricación}} = 6,5 \cdot 42 = 273\ \text{kg}$$

Como aceite de lubricación hemos utilizado el aceite "Melina S Oil" y como vemos en sus características a continuación la densidad es  $\rho = 0,888\ t/m^3 = 888\ \text{kg/m}^3$ .

$$V_{\text{aceite de lubricación}} = \frac{273}{888} = 0,30 \text{ m}^3$$

### **Tanque aceite de cilindros**

Para el consumo máximo:

$$M_{\text{aceite de cilindros}} = 1,5 \cdot \text{MCO} \cdot \text{Autonomía} = 1,5 \cdot 8840 \cdot 1000 \text{ horas} = 13248 \text{ kg}$$

Como aceite de cilindros hemos escogido el aceite "Alexia 50", cuyo densidad vemos a continuación que es de  $\rho = 0,936 \text{ t/m}^3 = 936 \text{ kg/m}^3$ .

$$V_{\text{aceite de cilindros}} = \frac{13248}{932} = 14 \text{ m}^3$$

### **Tanque reboses de aceite**

Se debe disponer de un tanque de reboses para recoger el aceite derramado por los distintos equipos que será recogido en las bandejas. Su capacidad será de  $15 \text{ m}^3$  y estará situado en el doble fondo de la cámara de máquinas.

## **5 DISPOSICIÓN PRELIMINAR DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS**

El plano de la cámara de máquinas se puede ver en el *ANEXO I. Plano disposición de la cámara de máquinas* del presente cuaderno.

## 6 REFERENCIAS

Catálogo Motores MAN B&W → <https://marine.man-es.com/>

MAN B&W Diesel. Installation Aspects of MAN B&W Main and Auxiliary Engines, 2009.  
<https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/manual.asp?manualid=3&engtypeid=40&engid=50>

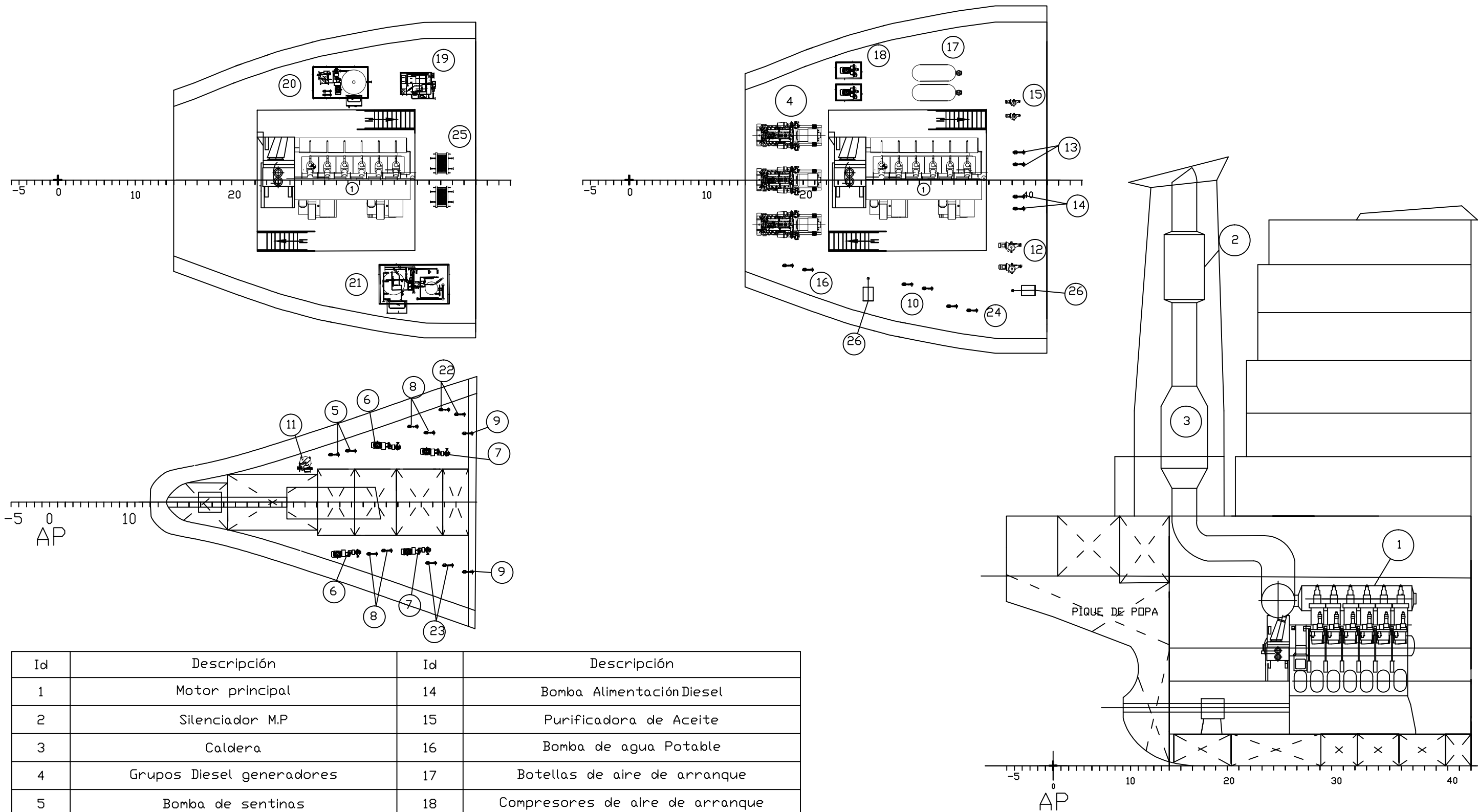
Aceite Shell MELINA S 30 <https://www.smithandallan.com/documents/melina%20s30.pdf>

Aceite Shell ALEXIA 50 <http://www.armstrongltda.cl/catalogo/Otros/Alexia%2050.pdf>


ALFA LAVAL, Separation Systems MOPX.  
<https://www.alfalaval.us/globalassets/documents/products/separation/centrifugal-separators/disc-stack-separators/mopx.pdf>

## **ANEXO I. PLANO DISPOSICIÓN DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS**





Id	Descripción	Id	Descripción
1	Motor principal	14	Bomba Alimentación Diesel
2	Silenciador M.P	15	Purificadora de Aceite
3	Caldera	16	Bomba de agua Potable
4	Grupos Diesel generadores	17	Botellas de aire de arranque
5	Bomba de sentinas	18	Compresores de aire de arranque
6	Bomba contra incendios	19	Planta de tratamiento de Aguas sucias
7	Bomba contra incendios de emergencia	20	Tanque hidróforo
8	Bomba de Agua Dulce	21	Planta de tratamiento de lastre
9	Bomba de lastre	22	Bomba circulación de agua caliente
10	Bomba de aceite lubricación	23	Bomba Agua salada
11	Separador de sentinas	24	Bomba trasiego de combustible
12	Purificadora de Combustible	25	Intercambiadores
13	Bomba Alimentación Combustible	26	Enfriador

 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR	PROYECTO NÚMERO: 18-03
	TÍTULO DEL PROYECTO: BULKARRIER DE 44500TPM	
TÍTULO DEL PLANO: DISPOSICIÓN CÁMARA DE MÁQUINAS		FECHA: SEPTIEMBRE-2018
AUTOR: LUCÍA CACHAZA VÁZQUEZ		ESCALA: 1: 250
		PLANO Nº01