



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado
CURSO 2019/2020

PETROLERO SUEZMAX 150000 TPM

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNO

Julián Rodríguez Cortegoso

TUTOR

Fernando Lago Rodríguez

FECHA

Septiembre, 2019

10.1. RPA



GRADO EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA **TRABAJO FIN DE GRADO**

CURSO 2019-2020

PROYECTO NÚMERO: GENO-1920-04.

TIPO DE BUQUE: Petrolero Suezmax 150000 TPM.

CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN: DNV GL, MARPOL, SOLAS.

CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA: Crudo de densidad máxima 0,86 t/m³.

VELOCIDAD Y AUTONOMÍA: 15 nudos (85 % MCR – 10 % MM) y 10000 millas.

SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA: Cámara de bombas.

PROPULSIÓN: Diésel eléctrica.

TRIPULACIÓN Y PASAJE: 25 personas con camarotes individuales.

OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES: Los habituales en este equipo.

Ferrol, 10 septiembre 2019

ALUMNO: D. JULIÁN RODRÍGUEZ CORTEGOSO



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2019/2020**

PETROLERO SUEZMAX 150000 TPM

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

Cuaderno 10

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

ÍNDICE

10.1. RPA	2
10.2. Introducción	8
10.3. Propulsión diésel eléctrica.....	9
10.4. Motores eléctricos.....	11
10.4.1. Dimensionamiento de la línea de ejes	11
10.5. Justificación de la potencia de las máquinas primarias	13
10.6. Consumos y autonomía	16
10.6.1. Autonomía.....	16
10.6.2. Potencia	16
10.6.3. Consumo de combustible	16
10.6.3.1. HFO de los motores	16
10.6.3.2. MDO de los motores	18
10.6.3.3. HFO de la caldera.....	19
10.6.4. Tanques de combustible.....	19
10.6.4.1. Tanques de almacén de HFO	19
10.6.4.2. Tanques de sedimentación (T-016).....	20
10.6.4.3. Tanques de servicio de HFO (T-022).....	21
10.6.4.4. Tanque de reboses (T-071).....	21
10.6.4.5. Tanque de derrames (T-006)	22
10.6.4.6. Tanque de lodos (T-021).....	22
10.6.4.7. Tanques de almacén de MDO (T-015).....	23
10.6.4.8. Tanques de servicio de MDO (T-003)	23
10.6.4.9. Tanque de mezclas (T-011)	24
10.6.4.10. Tanque de compensación (T-008)	25
10.6.5. Consumo de aceite lubricante	25
10.6.6. Tanques de aceite lubricante.....	25
10.6.6.1. Tanque de almacén de aceite lubricante.....	25
10.6.6.2. Tanque de servicio de aceite lubricante (T-001).....	26
10.6.6.3. Tanque de derrames (T-006)	26
10.6.7. Tanques de agua de refrigeración	26
10.6.7.1. Tanque de expansión HT (T-002)	26
10.6.7.2. Tanque de expansión LT (T-075).....	27
10.6.7.3. Tanque colector (T-074).....	27
10.6.8. Aire de arranque.....	27
10.6.8.1. Botellas de aire de arranque (T-007).....	27
10.7. Sistemas auxiliares	29

10.7.1. Sistema de combustible.....	29
10.7.1.1. Tanque de almacén de HFO	29
10.7.1.2. Bomba de trasiego (1,2 P-038)	29
10.7.1.3. Tanques de sedimentación (T-016).....	30
10.7.1.4. Tanque de lodos (T-021).....	30
10.7.1.5. Bomba de alimentación del purificador de HFO (1,2 P-015).....	30
10.7.1.6. Precalentador de HFO (1,2 H-008)	30
10.7.1.7. Purificador de HFO (1,2 CF-002)	31
10.7.1.8. Tanques de servicio de HFO (T-022)	32
10.7.1.9 Tanque de derrames (T-006)	32
10.7.1.10. Tanque de reboses (T-071).....	32
10.7.1.11. Tanque de servicio de MDO (T-003)	32
10.7.1.12. Bomba de suministro de MDO	32
10.7.1.13. Bomba de suministro de HFO (1,2 P-018).....	33
10.7.1.14. Enfriador del circuito de suministro (HE-025)	33
10.7.1.15. Tanque de mezclas (T-011)	34
10.7.1.16. Bomba Booster (1,2 P-003).....	34
10.7.1.17. Calentador final de HFO (1,2 H-004).....	34
10.7.1.18. Enfriador de fuel oil (HE-007).....	35
10.7.1.19. Tanque de compensación (T-008)	35
10.7.1.20. Lista de equipos	36
10.7.1.21. Diagrama del sistema de combustible.....	36
10.7.2. Sistema de aceite lubricante.....	39
10.7.2.1. Tanque de almacén de aceite lubricante	39
10.7.2.2. Tanque de servicio de aceite lubricante (T-001).....	39
10.7.2.3. Precalentador (1,2,3 H-002).....	39
10.7.2.4. Bombas de aceite lubricante (1,2,3 P-001) /(1,2,3 P-007) /(1,2,3 P-074)	39
10.7.2.5. Enfriador de aceite (1,2,3 HE-002).....	41
10.7.2.6. Purificador de aceite (1,2,3 CF-001)	41
10.7.2.7. Tanque de derrames (T-006)	42
10.7.2.8. Bomba de trasiego de aceite (P-012).....	42
10.7.2.9. Lista de equipos	43
10.7.2.10. Diagrama del servicio de aceite lubricante	43
10.7.3. Sistema de agua de refrigeración	45
10.7.3.1. Bombas de agua salada (1,2 P-062).....	45
10.7.3.2. Bombas de agua dulce LT (1,2 P-076).....	46
10.7.3.3. Enfriador de aceite (1,2,3 HE-002).....	47

10.7.3.4. Enfriador principal LT (HE-024).....	47
10.7.3.5. Boquillas de refrigeración (HE-005)	47
10.7.3.6. Enfriador de fuel oil (HE-007).....	48
10.7.3.7. Tanque de expansión LT (T-075).....	48
10.7.3.8. Precalentador (1,2,3 H-001).....	48
10.7.3.9. Enfriador principal HT (HE-003).....	50
10.7.3.10. Bombas de agua dulce HT (1,2,3,4,5,6 P-002)	50
10.7.3.11. Tanque de expansión HT (T-002)	51
10.7.3.12. Lista de equipos.....	51
10.7.3.13. Diagrama del agua de refrigeración	51
10.7.4. Sistema de aire comprimido	53
10.7.4.1. Botellas de aire de arranque (1,2 T-007).....	53
10.7.4.2. Compresores (1,2 C-001).....	53
10.7.4.3. Lista de equipos.....	53
10.7.4.4. Diagrama del aire de arranque.....	54
10.8. Aire de exhaustación.....	56
10.9. Generación de vapor.....	57
10.9.1. Calefacción del combustible	57
10.9.1.1. Tanques de almacén de HFO	58
10.9.1.2. Tanques de sedimentación	58
10.9.1.3. Tanques de servicio de HFO.....	59
10.9.1.4. Tanque de lodos	60
10.9.1.5. Tanques de servicio de MDO.....	61
10.9.1.6. Resultados finales.....	62
10.9.2. Calefacción de la carga	62
10.9.2.1. Tanques SLOP	63
10.9.2.2. Tanques de carga del cuerpo central	63
10.9.2.3. Tanques de carga de proa	63
10.9.2.4. Resultados finales.....	64
10.9.3. Balance térmico.....	64
10.9.3.1. Economizadores	65
10.9.3.2. Calderas	66
10.10. Ventilación en cámara de máquinas	68
10.10.1. Cálculo del flujo de aire	68
10.10.2. Flujo de aire para la combustión.....	68
10.10.2.1. Motores principales.....	68
10.10.2.2. Motores diésel de los generadores	68

10.10.2.3. Caldera	69
10.10.2.4. Resultado final	69
10.10.3. Flujo de aire para evacuación de la emisión de calor.....	69
10.10.3.1. Motor diésel principal	70
10.10.3.2. Motores diésel de los generadores	70
10.10.3.3. Caldera	70
10.10.3.4. Tuberías de vapor y condensación	71
10.10.3.5. Generadores eléctricos	72
10.10.3.6. Instalaciones eléctricas	72
10.10.3.7. Tuberías de escape	72
10.10.3.8. Tanques de calefacción	73
10.10.3.9. Otros componentes	74
10.10.3.10. Resultado final	74
10.10.4. Flujo de aire total	74
10.10.5. Selección del ventilador	74
10.11. Bibliografía	76
Anexo I: Buque base.....	77
Anexo II: Planos.....	79

10.2. INTRODUCCIÓN

El objetivo de este cuaderno es el de describir la configuración de la planta propulsora, definiendo sus componentes a partir de los resultados de los cuadernos 6,11 y 12, según sea aplicable, justificando la adecuación de las máquinas térmicas seleccionadas como generadores de energía principales y definiendo los elementos auxiliares que se necesiten para el funcionamiento de estas máquinas.

También forma parte de este cuaderno el realizar una disposición esquemática de la cámara de máquinas del buque en la que se dispongan de todos los elementos de la propulsión y sus auxiliares.

En la siguiente tabla se muestran las características principales del barco del proyecto:

Dimensiones	Valor	Unidades
L_{PP}	263,6	m
B	48	m
D	24	m
T	17,2	m
Δ	186563	t
v	15	kn
C_b	0,823	-
C_p	0,826	-
C_m	0,996	-
C_{wf}	0,896	-

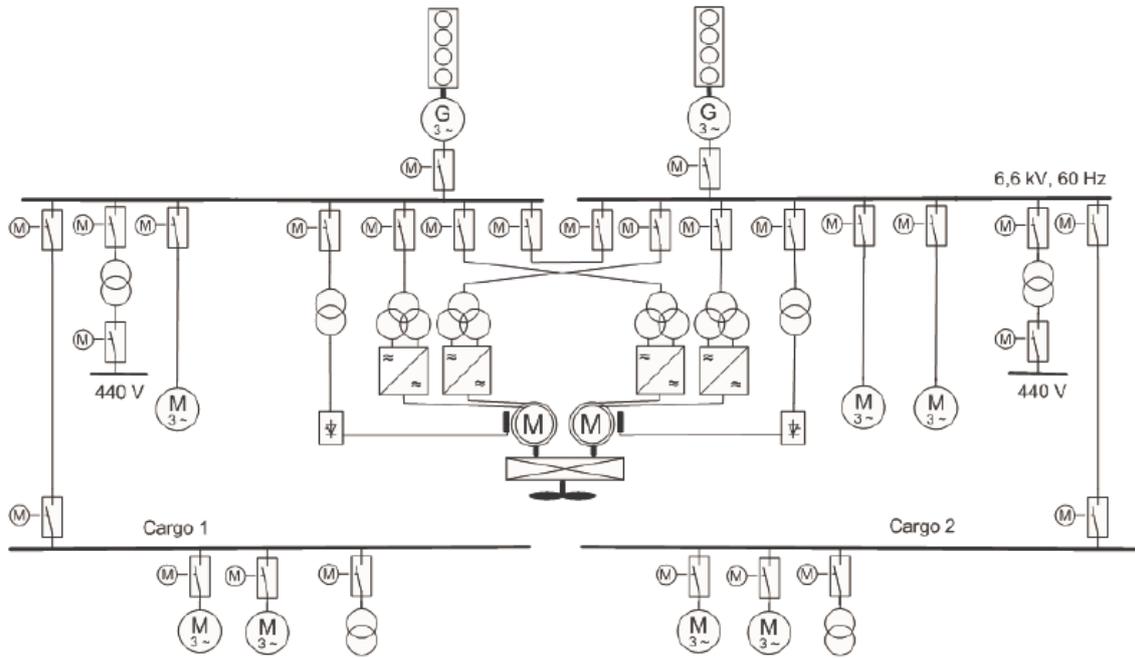
10.3. PROPULSIÓN DIÉSEL ELÉCTRICA

Tal y como se especificó en el *Cuaderno 6: Predicción de potencia y selección de planta propulsora* el buque del proyecto contará con un sistema de propulsión eléctrico, compuesto por dos motores eléctricos acoplados a una línea de ejes mediante una reductora. A la línea de ejes irá acoplada una hélice de paso fijo de 8,2 metros de diámetro. Un esquema de la planta propulsora se muestra a continuación:



En el esquema se ve como la energía eléctrica producida en los generadores diésel se distribuye mediante el correspondiente cableado a los motores eléctricos. En este recorrido nos encontramos con dispositivos electrónicos que se encargan del control de los parámetros de funcionamiento de estos motores como pueden ser los transformadores, convertidores de frecuencia, etc.

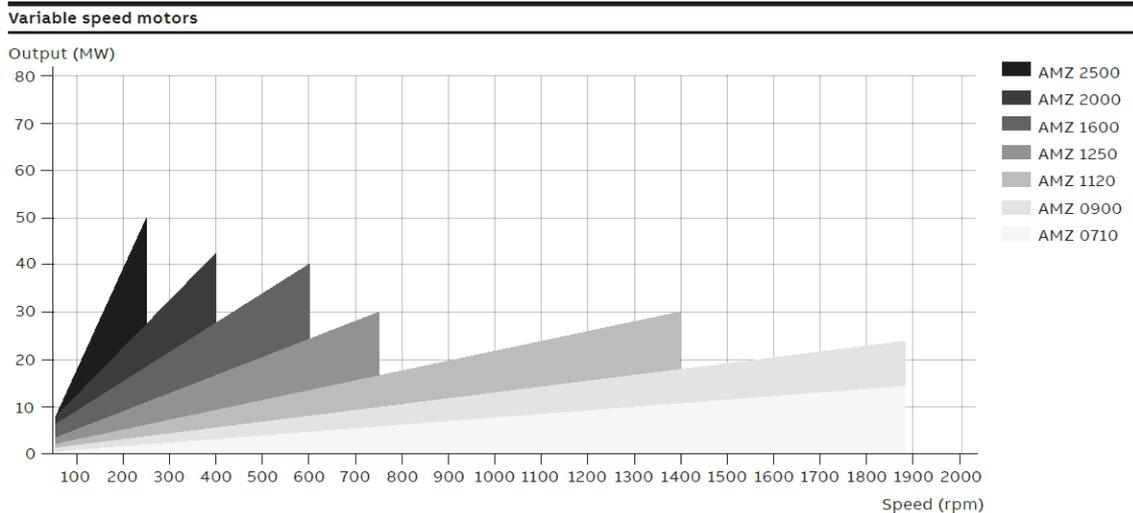
La siguiente imagen muestra el esquema unifilar de un buque similar al nuestro:



10.4. MOTORES ELÉCTRICOS

Los motores eléctricos son los encargados de la propulsión. En el barco del proyecto contaremos con dos unidades. Estos serán síncronos y de velocidad variable ya que son los empleados con altas potencias (superiores a 2 MW) y en donde la variación de velocidad ofrece claros beneficios, como puede ser la propulsión de un buque.

Los motores seleccionados serán del fabricante *ABB*, concretamente el modelo *AMZ 1600* con una potencia máxima de 40 MW a 600 rpm:



La suma total de la potencia entregada por los dos motores es de 18639,2 kW a 99 rpm.

10.4.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA LÍNEA DE EJES

La línea de ejes del barco del proyecto está compuesta por dos tramos los cuales tienen diferentes diámetros. Para su dimensionamiento se empleará la sociedad clasificación *DNV GL*, que en el *Capítulo 4, Parte 4, Sección 1* proporciona la siguiente fórmula:

$$d_{min} = F \cdot K^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{N} \cdot \left(\frac{1}{1 - \frac{d_i^4}{d^4}} \right) \cdot \left(\frac{560}{\sigma_B + 160} \right)} =$$

Donde:

F es un factor que depende del tipo de la propulsión. Para propulsiones eléctricas tiene un valor de:

$$F = 95$$

Si el diámetro interior es menor o igual al 40 % del diámetro exterior la siguiente expresión tendrá un valor igual a uno:

$$1 - \frac{d_i^4}{d^4} = 1$$

N son las revoluciones del eje (rpm):

$$N = 81 \text{ rpm}$$

σ_B es la tensión mínima de rotura a tracción del material empleado en la construcción del eje:

$$\sigma_B = 490 \text{ N/mm}^2$$

K es un factor según la siguiente tabla:

Intermediate shafts with						Thrust shafts external to engines		Propeller shafts		
Integral coupling flange ¹⁾ and straight sections	Shrink fit coupling ²⁾	Keyway, tapered connection ³⁾⁴⁾	Keyway, cylindrical connection ³⁾⁴⁾	Radial hole ⁵⁾	Longitudinal slot ⁶⁾	On both sides of thrust collar ¹⁾	In way of bearing when a roller bearing is used	Flange mounted ¹⁾ or keyless taper fitted propellers ⁸⁾	Key fitted propellers ⁸⁾	Between forward end of aft most bearing and forward stern tube seal
$k = 1.0$	1.0	1.10	1.10	1.10	1.20	1.10	1.10	1.22	1.26	1.15

Como ya se ha comentado, la línea de ejes está compuesta por dos tramos y cada uno tendrá un factor:

$$K_{bocina} = 1,15$$

$$K_{intermedio} = 1,0$$

P es la potencia nominal de los motores eléctricos:

$$P = 2 \cdot 9319,6 \text{ kW} = 18639,2 \text{ kW}$$

Por tanto, el diámetro mínimo del eje de bocina será:

$$d_{bocina_{min}} = 95 \cdot 1,15 \cdot \sqrt[3]{\frac{18639,2 \text{ kW}}{81 \text{ rpm}} \cdot \left(\frac{1}{1}\right) \cdot \left(\frac{560}{490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 160}\right)} = 637 \text{ mm}$$

$$\mathbf{d_{bocina} = 640 \text{ mm}}$$

El diámetro mínimo del eje intermedio:

$$d_{intermedio_{min}} = 95 \cdot 1,0 \cdot \sqrt[3]{\frac{18639,2 \text{ kW}}{81 \text{ rpm}} \cdot \left(\frac{1}{1}\right) \cdot \left(\frac{560}{490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 160}\right)} = 554 \text{ mm}$$

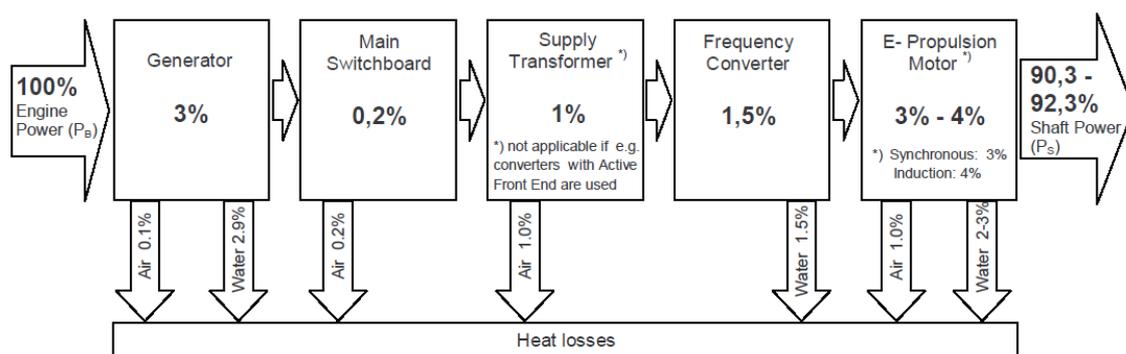
$$\mathbf{d_{intermedio} = 560 \text{ mm}}$$

10.5. JUSTIFICACIÓN DE LA POTENCIA DE LAS MÁQUINAS PRIMARIAS

Una vez que son conocidas las características de la planta propulsora procedemos a seleccionar el número y las características de los generadores diésel.

En propulsión eléctrica cuando hablamos de las máquinas primarias nos referimos a los generadores diésel, que son los encargados de producir la electricidad a todos los consumidores eléctricos del buque.

Para su elección se tendrá en cuenta el siguiente esquema proporcionado por MAN donde muestra los principales componentes con sus correspondientes pérdidas:



En el balance eléctrico realizado en el *Cuaderno 11: Definición de la planta eléctrica* se han calculado todos los consumos en las distintas situaciones de operación del barco. En ese cuaderno se ha trabajado con el alternador, por lo que faltaría tener en cuenta el 3 % correspondientes a las pérdidas de este para la condición más demandante.

Estos consumos tendrán únicamente las pérdidas correspondientes al generador que, como figura en el esquema anterior son del 3 %, por lo que la potencia necesaria del motor será:

$$Potencia = \frac{22183,1 \text{ kW}}{1 - 0,03} = 22869 \text{ kW}$$

Al contrario que en los motores eléctricos, los motores de combustión no trabajarán al 100 % de la carga, sino que se dejará un margen que, en nuestro caso es de:

$$\% MCR = \frac{22869 \text{ kW}}{3 \text{ motores} \cdot 9600 \text{ kW}} = 79,4 \%$$

Se puede decir que este barco va a estar la mayor parte de su vida útil en dos condiciones: navegación a plena carga o navegación en lastre, por lo que tiene más sentido optimizar estas dos situaciones en lugar de priorizar la flexibilidad que se conseguiría al disponer de muchos generadores.

Entrando en el catálogo de MAN con la potencia obtenida se seleccionará el siguiente modelo de los generadores diésel:

No. of cylinders, config.	Engine rating, P _{ISO, standard} ^{1) 2)}			
	720 rpm ³⁾		750 rpm	
	Available turning direction CW/CCW ⁴⁾	kW	Available turning direction CW/CCW ⁴⁾	kW
6L	Yes/Yes	3,600	Yes/Yes	3,600
7L	Yes/Yes	3,920 ⁵⁾	Yes/Yes	3,920 ⁵⁾
8L	Yes/Yes	4,800	Yes/Yes	4,800
9L	Yes/Yes	5,400	Yes/Yes	5,400
10L	Yes/Yes	6,000	Yes/Yes	6,000
12V	Yes/Yes	7,200	Yes/Yes	7,200
14V	Yes/Yes	7,840 ⁵⁾	Yes/Yes	7,840 ⁵⁾
16V	Yes/Yes	9,600	Yes/Yes	9,600
18V	Yes/Yes	10,800	Yes/Yes	10,800
20V	Yes/No	12,000	Yes/No	12,000

Note:
 Power take-off on engine free end up to 100 % of rated output.

Se deciden instalar tres generadores diésel con una potencia de 9600 kW cada uno, correspondientes al modelo 16V del tipo 32/44 CR.

Las características principales de los generadores diésel se recogen en la siguiente tabla proporcionada por el fabricante:

Rated speed	rpm	720	750
Mean piston speed	m/s	10.6	11.0
Ignition speed (starting device deactivated)	rpm	V engine: 45 L engine: 60	
Engine running (activation of alarm- and safety system)		180	
Speed set point – Deactivation prelubrication pump (engines with attached lube oil pump)		400 (For FPP: 230 rpm)	
Speed set point – Deactivation external cooling water pump (engines with attached cooling water pump)		500 (For FPP: 230 rpm)	
Speed set point – Activation HT CW service support pump (free-standing), (only for FPP)		-	220
Speed set point – Deactivation HT CW service support pump (free-standing), (only for FPP)		-	450
Speed set point – Activation lube oil service support pump (free-standing), (only for FPP)		-	With engine start
Speed set point – Deactivation lube oil service support pump (free-standing), (only for FPP)		-	450
Minimum engine operating speed ¹⁾			
FPP (30 % of nominal speed)		Not available	225
CPP (60 % of nominal speed)		Not available	450
GenSet (100 % of nominal speed)		720	750

Clutch			
Minimum engine speed for activation (FPP)		"Minimum engine operating speed" x 1.3	
Minimum engine speed for activation (CPP)		"Minimum engine operating speed" x 1.1	
Maximum engine speed for activation		720 ²⁾ /750 ²⁾	
Highest engine operating speed		749 ³⁾	780 ³⁾
Alarm overspeed (110 % of nominal speed)		792	825
Auto shutdown overspeed (115 % of nominal speed) via control module/alarm		828	863
Speed adjusting range		See section Speed adjusting range, Page 38	
Alternator frequency for GenSet	Hz	60	50

El peso y las dimensiones principales:

V engine – Electric propulsion

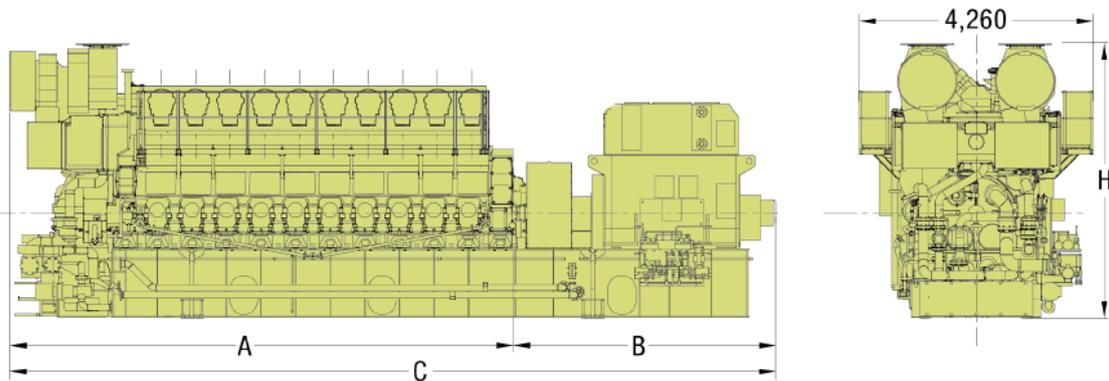


Figure 10: Main dimensions and weights V engine

No. of cylinders, config.	A	B	C	H	Dry mass t
	mm				
12V	5,382	4,201	11,338	5,014	117
14V	6,012		11,968		131
16V	6,642		12,598		144
18V	7,272		13,228		159
20V	7,902		13,858		172

The dimensions and weights are given for guidance only.

10.6. CONSUMOS Y AUTONOMÍA

En este apartado se realizará el cálculo del consumo de combustible, aceite lubricante, agua de refrigeración y aire de arranque, con sus correspondientes tanques de acuerdo con la autonomía fijada en la RPA.

10.6.1. AUTONOMÍA

La autonomía viene fijada en la RPA y es de 10000 millas a una velocidad de 15 nudos. Se realizará el cálculo equivalente en horas y días porque será de utilidad en los cálculos de los consumos:

$$Autonomía = \frac{10000 \text{ millas}}{15 \text{ nudos}} = 666,7 \text{ h}$$

$$\mathbf{Autonomía = 666,7 \text{ h}}$$

$$Autonomía = \frac{10000 \text{ millas}}{15 \frac{\text{nudos}}{\text{horas}} \cdot \frac{24 \text{ horas}}{1 \text{ día}}} = 27,8 \text{ días}$$

$$\mathbf{Autonomía = 27,8 \text{ días}}$$

10.6.2. POTENCIA

Como ya se ha explicado previamente, este buque cuenta con una propulsión diésel eléctrica en el que las máquinas principales la componen tres grupos generadores.

La potencia que han de suministrar los tres motores se ha obtenido anteriormente y es de:

$$\mathbf{Potencia = 22869 \text{ kW}}$$

10.6.3. CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Los principales consumidores del barco son los motores diésel de los generadores y la caldera empleada para calefactar los tanques de carga. El combustible empleado en ambos casos será fuel pesado, excepto cuando el barco se encuentre navegando en zonas protegidas o amarrado en puerto, que el combustible empleado será el diésel.

10.6.3.1. HFO DE LOS MOTORES

El consumo viene definido en la *Project Guide* del motor. Para el cálculo, como no viene el correspondiente al régimen en el cual trabaja el motor, se realizará una interpolación:

% Load	Spec. fuel consumption [g/kWh] without attached pumps ^{1) 2) 3)}					
	100	85 ⁴⁾	75	65	50	25
ECOMAP 1 (standard 85 % optimum)						
MGO (DMA, DMZ) or MDO (DMB)	175.5 (177.5)	172.0 (175.0)	178.0 (180.0)	179.0 (n.a.)	182.0 (184.0)	194.5 (L = 203.0 V = 201.0)
HFO	177.5 (181.0)	173.0 (179.0)	179.0 (184.5)	180.5 (n.a.)	184.0 (189.0)	196.5 (L = 210.0 V = 208.0)

$$\frac{85 - 75}{173 - 179} = \frac{85 - 79,4}{173 - \text{Consumo}} \rightarrow \text{Consumo} = 176,4 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

$$\mathbf{\text{Consumo} = 176,4 \text{ g/kWh}}$$

A este consumo habrá que añadirle un 5 % de tolerancias haciendo un consumo total de:

$$\text{Consumo tolerancias} = 176,4 \frac{g}{kWh} \cdot \frac{5}{100} = 8,82 \frac{g}{kWh}$$

$$\text{Consumo tolerancias} = 8,82 \text{ g/kWh}$$

Las bombas arrastradas por el motor incrementan el consumo de fuel oil según las siguientes ecuaciones:

$$f_{pumps} = (f_{HT pumps} + f_{LT pumps} + f_{LO pumps}) \times \frac{600 \text{ kW/cyl.}}{\text{Nominal output per cyl.}}$$

For LT CW service pump (attached)¹⁾

$$f_{HT pumps} = i_{HT pumps} \times 0,0022 \times \frac{100\%}{\text{load}\%} \times \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^3$$

For LT CW service pump (attached)

$$f_{LT pumps} = i_{LT pumps} \times 0,0028 \times a \times \frac{100\%}{\text{load}\%} \times \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^3$$

For all lube oil service pumps (attached)¹⁾

GenSet, electric propulsion:

$$f_{LO pumps} = 0,0124 \times \frac{100\%}{\text{load}\%} \times \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^1$$

El consumo de las bombas arrastradas del servicio de agua de refrigeración a alta temperatura es de:

$$f_{HT pumps} = 1 \cdot 0,0022 \cdot \frac{100\%}{79,4\%} \cdot \left(\frac{720 \text{ rpm}}{720 \text{ rpm}} \right)^3 = 0,0028 \frac{g}{kWh}$$

Las bombas arrastradas de agua de refrigeración a baja temperatura tienen un consumo de:

$$f_{LT pumps} = 1 \cdot 0,0028 \cdot 1,76 \cdot \frac{100\%}{79,4\%} \cdot \left(\frac{720 \text{ rpm}}{720 \text{ rpm}} \right)^3 = 0,0062 \frac{g}{kWh}$$

Las bombas arrastradas de aceite lubricante suponen un consumo de:

$$f_{LO pumps} = 1 \cdot 0,0124 \cdot \frac{100\%}{79,4\%} \cdot \left(\frac{720 \text{ rpm}}{720 \text{ rpm}} \right) = 0,016 \frac{g}{kWh}$$

El consumo de todas las bombas arrastradas será de:

$$f_{pumps} = \left(0,0028 \frac{g}{kWh} + 0,0062 \frac{g}{kWh} + 0,016 \frac{g}{kWh} \right) \cdot \frac{600 \frac{kW}{cyl}}{600 \frac{kW}{cyl}} = 0,025 \frac{g}{kWh}$$

$$\text{Consumo bombas} = 0,025 \text{ g/kWh}$$

Esto hace un consumo total de:

$$\text{Consumo total} = 176,4 \frac{g}{kWh} + 8,82 \frac{g}{kWh} + 0,025 \frac{g}{kWh} = 185,2 \frac{g}{kWh}$$

$$\text{Consumo total} = 185,2 \text{ g/kWh}$$

10.6.3.2. MDO DE LOS MOTORES

El consumo de MDO viene definido en la *Project Guide* del motor. El MDO se empleará durante la estancia del buque en puerto y supondremos que con un motor al 50 % de la carga será suficiente para la generación de la electricidad en la situación más desfavorable:

% Load	Spec. fuel consumption [g/kWh] without attached pumps ^{1) 2) 3)}					
	100	85 ⁴⁾	75	65	50	25
Speed	constant = 750 rpm					
ECOMAP 1 (standard 85 % optimum)						
MGO (DMA, DMZ) or MDO (DMB)	175.5 (177.5)	172.0 (175.0)	178.0 (180.0)	179.0 (n.a.)	182.0 (184.0)	194.5 (L = 203.0 V = 201.0)

$$\text{Consumo} = 182 \text{ g/kWh}$$

A este consumo habrá que añadirle un 5 % de tolerancias haciendo un consumo total de:

$$\text{Consumo tolerancias} = 182 \frac{g}{kWh} \cdot \frac{5}{100} = 9,1 \frac{g}{kWh}$$

$$\text{Consumo tolerancias} = 9,1 \text{ g/kWh}$$

El consumo de las bombas arrastradas del servicio de agua de refrigeración a alta temperatura es de:

$$f_{HT \text{ pumps}} = 1 \cdot 0,0022 \cdot \frac{100 \%}{50 \%} \cdot \left(\frac{720 \text{ rpm}}{720 \text{ rpm}}\right)^3 = 0,0044 \frac{g}{kWh}$$

Las bombas arrastradas de agua de refrigeración a baja temperatura tienen un consumo de:

$$f_{LT \text{ pumps}} = 1 \cdot 0,0028 \cdot 1,76 \cdot \frac{100 \%}{50 \%} \cdot \left(\frac{720 \text{ rpm}}{720 \text{ rpm}}\right)^3 = 0,009856 \frac{g}{kWh}$$

Las bombas arrastradas de aceite lubricante suponen un consumo de:

$$f_{LO \text{ pumps}} = 1 \cdot 0,0124 \cdot \frac{100 \%}{50 \%} \cdot \left(\frac{720 \text{ rpm}}{720 \text{ rpm}}\right) = 0,0248 \frac{g}{kWh}$$

El consumo de todas las bombas arrastradas será de:

$$f_{pumps} = \left(0,0044 \frac{g}{kWh} + 0,009856 \frac{g}{kWh} + 0,0248 \frac{g}{kWh}\right) \cdot \frac{600 \frac{kW}{cyl}}{600 \frac{kW}{cyl}} = 0,039 \frac{g}{kWh}$$

$$\text{Consumo bombas} = 0,039 \text{ g/kWh}$$

Esto hace un consumo total de:

$$\text{Consumo total} = 182 \frac{g}{kWh} + 9,1 \frac{g}{kWh} + 0,039 \frac{g}{kWh} = 191,1 \frac{g}{kWh}$$

$$\text{Consumo total} = 191,1 \text{ g/kWh}$$

10.6.3.3. HFO DE LA CALDERA

La caldera instalada es el modelo *MAC-35B* del fabricante *Mitsubishi* y su consumo se muestra en la siguiente tabla:

MAC-B Series

Boiler type		MAC -20B	MAC -25B	MAC -30B	MAC -35B	MAC -40B	MAC -45B	MAC -50B	MAC -55B	
Evaporation	kg/h	~	~	~	~	~	~	~	~	
		20,000	25,000	30,000	35,000	40,000	45,000	50,000	55,000	
Boiler design pressure	MPa	1.77								
Working steam pressure	MPa	1.57								
Steam temperature	°C	*Saturated temperature to 280								
Boiler efficiency (LHV base)	%	80.5				82.5				
Feed water temperature	°C	60								
Air temperature	°C	38								
Number of burners	-	1								
Fuel oil consumption	kg/h	1,552	1,940	2,328	2,716	3,029	3,407	3,787	4,165	
Weight	ton	27.3	29.5	31.6	33.8	44.2	47.0	48.7	53.9	
Water content	ton	10	10.4	11.4	12.7	19.1	19.7	20.4	22.2	
Dimensions	Height (H)	mm	6,140	6,520	6,850	7,320	7,670	8,170	8,970	9,210
	Width (W)	mm	3,880	4,160	4,540	4,610	5,000	5,000	5,000	5,350
	Depth (D)	mm	3,410	3,410	3,600	3,800	4,520	4,520	4,520	4,710

Consumo total = 2716 kg/h

10.6.4. TANQUES DE COMBUSTIBLE

10.6.4.1. TANQUES DE ALMACÉN DE HFO

Los tanques de almacén se dimensionan para cumplir con la autonomía exigida en la RPA.

Se dispondrán de dos tanques de este tipo y tal y como indica la guía estarán calefactados de modo que el HFO esté a una temperatura de al menos 10 °C por encima del punto de fluidez que, según la siguiente tabla es de:

Pour point (summer)	max.	30	Low-temperature behaviour (ASTM D 97)
Pour point (winter)	max.	30	Low-temperature behaviour (ASTM D 97)

Por lo que la calefacción de estos tanques los mantendrá a una temperatura de 40 °C. Ahora para su dimensionamiento, con el consumo total obtenido, la potencia y la autonomía podremos saber el peso total del combustible:

$$Peso = 22869 \text{ kW} \cdot 185,2 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \cdot 666,7 \text{ h} = 2824 \text{ t}$$

A este peso hay que añadirle el correspondiente al consumo de la caldera, que como se explica en el *Cuaderno 12* se produce durante las últimas 96 horas del trayecto:

$$Peso = 2716 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 96 \text{ h} = 261 \text{ t}$$

Ahora dividiendo entre la densidad del HFO a 40 °C (temperatura a la que se encuentran estos tanques):

$$Volumen = \frac{2824 \text{ t} + 261 \text{ t}}{0,97 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}} = 3180 \text{ m}^3$$

La permeabilidad de los tanques es de 0,98. Además, dispondremos de tanques de reboses de tal manera que cuando el buque salga del puerto se llenarán al 100 % y a la llegada estarán al 10 %, por lo que se sobredimensionará un 10 % para cumplir con esto:

$$V_{ALMACÉN} = \frac{3180 \text{ m}^3}{0,98} \cdot 1,10 = 3570 \text{ m}^3$$

Dispondremos de dos tanques de almacén de tal manera que el volumen de cada uno será de:

$$V_{ALMACÉN 1} = 1785 \text{ m}^3$$

$$V_{ALMACÉN 2} = 1785 \text{ m}^3$$

10.6.4.2. TANQUES DE SEDIMENTACIÓN (T-016)

El HFO es prelavado en el tanque de sedimentación. Cuanto más tiempo permanezca el combustible en este tipo de tanques y cuanto menor sea su viscosidad mejor será el proceso de limpieza.

Se dispondrán de dos tanques de sedimentación y el volumen mínimo se calcula con la siguiente fórmula propuesta por el fabricante:

$$V_{MÍNIMO} = \frac{5,7 \cdot P}{1000} = \frac{5,7 \cdot 22869 \text{ kW}}{1000} = 130,4 \text{ m}^3$$

Este sería el volumen mínimo de los tanques de sedimentación para los tres motores del barco, pero como además se dispone de una caldera, este volumen tendrá que ser superior. En el *Cuaderno 4: Cálculos de arquitectura naval* se han dimensionada estos tanques para un volumen de 36 horas de funcionamiento:

$$Peso = \left(\left(22869 \text{ kW} \cdot 185,2 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right) + 2716 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \cdot 36 \text{ h} = 250 \text{ t}$$

Dividiendo entre la densidad del HFO y teniendo en cuenta que la permeabilidad de los tanques es de 0,98:

$$V_{SEDIMENTACIÓN} = \frac{250 \text{ t}}{0,95 \frac{\text{t}}{\text{m}^3} \cdot 0,98} = 269 \text{ m}^3$$

Se usará este último volumen por ser el mayor. Como se dispondrán de dos tanques, el volumen de cada uno será:

$$V_{SEDIMENTACIÓN 1} = 134,5 \text{ m}^3$$

$$V_{SEDIMENTACIÓN 2} = 134,5 \text{ m}^3$$

La calefacción de estos tanques estará diseñada de manera que el volumen pueda ser calentado hasta los 75 °C en menos de 8 horas.

10.6.4.3. TANQUES DE SERVICIO DE HFO (T-022)

Una vez que el combustible es limpiado en el separador se lleva a los tanques de servicio. Estos tanques cuentan con una inclinación en el fondo de 10° para los lodos y estarán calefactados para una temperatura de 75 °C.

La capacidad de estos tanques debe ser diseñada para un servicio de al menos ocho horas.

En el *Cuaderno 4* se han diseñado estos tanques para un funcionamiento de 24 horas:

$$Peso = \left(\left(22869 \text{ kW} \cdot 185,2 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right) + 2716 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \cdot 24 \text{ h} = 166,8 \text{ t}$$

Dividiendo entre la densidad del HFO a 75 °C y teniendo en cuenta que la permeabilidad de los tanques es de 0,98:

$$V_{SERVICIO} = \frac{166,8 \text{ t}}{0,95 \frac{\text{t}}{\text{m}^3} \cdot 0,98} = 179 \text{ m}^3$$

Contaremos con dos tanques de uso diario y cada uno tendrá un volumen de:

$$V_{SERVICIO 1} = 89,5 \text{ m}^3$$

$$V_{SERVICIO 2} = 89,5 \text{ m}^3$$

10.6.4.4. TANQUE DE REBOSES (T-071)

Como ya se ha comentado dispondremos de un tanque de reboses que permitirá llenar los tanques de almacén al 100 % de tal manera que en caso de que se produjera algún reboso acabaría en este tanque.

Dimensionaremos este tanque para un volumen de 8 horas de funcionamiento:

$$Peso = \left(\left(22869 \text{ kW} \cdot 185,2 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right) + 2716 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \cdot 8 \text{ h} = 56 \text{ t}$$

Dividiendo entre la densidad del HFO a 40 °C y teniendo en cuenta que la permeabilidad del tanque es de 0,98:

$$V_{REBOSES} = \frac{56 \text{ t}}{0,97 \frac{\text{t}}{\text{m}^3} \cdot 0,98} = 59 \text{ m}^3$$

Contaremos con un tanque de reboses con un volumen de:

$$V_{REBOSES} = 59 \text{ m}^3$$

El fuel oil rebosado se podrá emplear nuevamente una vez que pase el separador.

10.6.4.5. TANQUE DE DERRAMES (T-006)

Para su dimensionamiento supondremos un vaciado del tanque cada guardia, es decir, cada ocho horas:

$$Peso = \left(\left(22869 \text{ kW} \cdot 185,2 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right) + 2716 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \cdot 8 \text{ h} = 56 \text{ t}$$

Dividiendo entre la densidad del HFO a 75 °C y teniendo en cuenta que la permeabilidad del tanque es de 0,98:

$$V_{DERRAMES} = \frac{56 \text{ t}}{0,95 \frac{\text{t}}{\text{m}^3} \cdot 0,98} = 61 \text{ m}^3$$

Contaremos con un tanque de derrames con un volumen de:

$$V_{DERRAMES} = 61 \text{ m}^3$$

10.6.4.6. TANQUE DE LODOS (T-021)

El volumen de este tanque viene definido por el *Convenio MARPOL 73/78* que en el *Anexo I: Reglas para prevenir la contaminación por hidrocarburos*, en el *Capítulo 3: Prescripciones aplicables a los espacios de máquinas de todos los buques, Parte A – Construcción*:

Regla 12.1:

“Respecto de los buques que no lleven agua de lastre en los tanques de fueloil, la capacidad mínima del tanque de fangos (V_1) se calculará mediante la fórmula siguiente:

$$V_1 = K_1 \cdot C \cdot D \text{ (m}^3\text{)}$$

Siendo:

$K_1 = 0,015$ para los buques en los que se purifique el fueloil pesado destinado a la máquina principal, o $0,005$ para los buques en los que se utilice dieseloil o fueloil pesado que no haya de ser purificado antes de su uso,

$C =$ consumo diario de fueloil (m^3), y

$D =$ duración máxima del viaje entre puertos en los que pueden descargarse fangos en tierra (días). A falta de datos precisos, se utilizará la cifra de 30 días.”

En el barco del proyecto tendremos los siguientes valores:

$$K_1 = 0,015$$

Se realizará el cálculo del consumo diario en la situación más desfavorable, que se produce cuando además de los tres generadores también se encuentra en funcionamiento la caldera:

$$\text{Consumo diario} = \left(\left(22869 \text{ kW} \cdot 185,2 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right) + 2716 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \cdot \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ día}} = 167 \frac{\text{t}}{\text{día}}$$

Ahora dividiendo entre la densidad del HFO:

$$\text{Consumo diario} = \frac{167 \text{ t}}{0,97 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}} \approx 173 \frac{\text{m}^3}{\text{día}}$$

$$C = 173 \text{ m}^3/\text{día}$$

$$D = 27,8 \text{ días}$$

La capacidad mínima del tanque será:

$$V_1 = 0,015 \cdot 173 \frac{m^3}{día} \cdot 27,8 \text{ días} = 73 m^3$$

$$V_{LODOS} = 73 m^3$$

La calefacción de este tanque se dimensionará para que el contenido pueda ser calentado a 60 °C.

10.6.4.7. TANQUES DE ALMACÉN DE MDO (T-015)

Estos tanques se dimensionarán para una estancia del buque en puerto de 10 días y se supondrá la condición más desfavorable durante su estancia, que se produce durante la carga y descarga, con una potencia en el alternador de 3962,8 kW, que, dividiendo entre el rendimiento, supone una potencia del motor de:

$$P = \frac{3962,8 \text{ kW}}{1 - 0,03} = 4085,4 \text{ kW}$$

Conocida la potencia y con la autonomía podremos calcular el volumen de este tanque:

$$Peso = \left(4085,4 \text{ kW} \cdot 191,1 \frac{g}{kWh} \right) \cdot \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ día}} \cdot 10 \text{ días} = 187,3 \text{ t}$$

Ahora dividiendo entre la densidad del MDO:

$$Volumen = \frac{187,3 \text{ t}}{0,86 \frac{t}{m^3}} = 218 m^3$$

La permeabilidad de los tanques es de 0,98, lo que hace un volumen total de:

$$V_{ALMACÉN} = \frac{218 m^3}{0,98} = 222 m^3$$

Dispondremos de dos tanques de almacén de MDO de tal manera que el volumen de cada uno será de:

$$V_{ALMACÉN 1} = 111 m^3$$

$$V_{ALMACÉN 2} = 111 m^3$$

10.6.4.8. TANQUES DE SERVICIO DE MDO (T-003)

Se dispondrán dos tanques de servicio de diésel en el barco que irán calefactados para mantener la temperatura del combustible a 40 °C. La capacidad mínima de cada tanque permitirá la operación a plena carga de todos los motores durante 8 horas y se calcula como sigue:

$$V_{MDOST} = \frac{Q_p \cdot t_o \cdot M_s}{3 \cdot 1000 \frac{l}{m^3}}$$

Siendo:

Q_p la capacidad de la bomba de suministro de MDO en l/h. Este valor viene definido por la siguiente tabla:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
MGO/MDO supply pump		4.8	6.4	7.2	8.0

t_o es el tiempo de operación (8 horas).

M_s es un margen de lodos (1,05).

El volumen de cada tanque diésel de servicio es:

$$V_{MDOST} = \frac{6400 \frac{l}{h} \cdot 8 h \cdot 1,05}{3 \cdot 1000 \frac{l}{m^3}} \approx 18 m^3$$

La capacidad de cada tanque de servicio de diésel será:

$$V_{SERVICIO MDO 1} = 18 m^3$$

$$V_{SERVICIO MDO 2} = 18 m^3$$

10.6.4.9. TANQUE DE MEZCLAS (T-011)

Este tanque previene de golpes de ariete en la parte presurizada del sistema. Para este propósito tiene que haber un colchón de aire en el tanque. Como este colchón de aire se agota durante el funcionamiento, el aire comprimido tiene que ser rellenado de vez en cuando.

El tanque debe estar diseñado para la máxima presión de servicio posible, generalmente 10 bares.

En cuanto a la capacidad, este tanque ha de poder lograr la temperatura de eculización en cinco minutos para un consumo de media carga. Este consumo se obtiene de la siguiente tabla y al que añadiremos un 5 % de tolerancias:

% Load	Spec. fuel consumption [g/kWh] without attached pumps ¹⁾²⁾³⁾					
	100	85 ⁴⁾	75	65	50	25
ECOMAP 1 (standard 85 % optimum)						
MGO (DMA, DMZ) or MDO (DMB)	175.5 (177.5)	172.0 (175.0)	178.0 (180.0)	179.0 (n.a.)	182.0 (184.0)	194.5 (L = 203.0 V = 201.0)
HFO	177.5 (181.0)	173.0 (179.0)	179.0 (184.5)	180.5 (n.a.)	184.0 (189.0)	196.5 (L = 210.0 V = 208.0)

$$Consumo = 184 \frac{g}{kWh} \cdot 1,05 = 193,2 \frac{g}{kWh}$$

Además, habrá que sumarle el consumo correspondiente por la bomba arrastrada del motor en funcionamiento. El consumo de la bomba arrastrada del servicio de agua de refrigeración a alta temperatura será:

$$f_{HT pumps} = 1 \cdot 0,0022 \cdot \frac{100 \%}{50 \%} \cdot \left(\frac{720 rpm}{720 rpm}\right)^3 = 0,0044 \frac{g}{kWh}$$

El consumo de la bomba arrastrada del servicio agua de refrigeración a baja temperatura será:

$$f_{LT pumps} = 1 \cdot 0,0028 \cdot 1,76 \cdot \frac{100 \%}{50 \%} \cdot \left(\frac{720 rpm}{720 rpm}\right)^3 = 0,009856 \frac{g}{kWh}$$

El sistema de aceite lubricante con su bomba arrastrada:

$$f_{LO pumps} = 1 \cdot 0,0124 \cdot \frac{100 \%}{50 \%} \cdot \left(\frac{720 rpm}{720 rpm}\right) = 0,0248 \frac{g}{kWh}$$

El consumo de todas las bombas arrastradas será de:

$$f_{pumps} = \left(0,0044 \frac{g}{kWh} + 0,009856 \frac{g}{kWh} + 0,0248 \frac{g}{kWh} \right) \cdot \frac{600 \frac{kW}{cyl}}{600 \frac{kW}{cyl}} = 0,039 \frac{g}{kWh}$$

$$\text{Consumo bombas} = 0,039 \text{ g/kWh}$$

Esto hace un consumo total de:

$$\text{Consumo total} = 193,2 \frac{g}{kWh} + 0,039 \frac{g}{kWh} \approx 193,3 \frac{g}{kWh}$$

$$\text{Consumo total} = 193,3 \text{ g/kWh}$$

Para el volumen del tanque se tendrá en cuenta el consumo de la caldera:

$$V_{MEZCLAS} = \frac{\left(\left(193,3 \frac{g}{kWh} \cdot \frac{9600 \text{ kW}}{2} \right) + 2716000 \frac{g}{h} \right) \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \cdot 5 \text{ min}}{970 \frac{g}{l}} = 313 \text{ l}$$

$$V_{MEZCLAS} = 313 \text{ l}$$

10.6.4.10. TANQUE DE COMPENSACIÓN (T-008)

Las boquillas de inyección provocan picos de presión en la parte presurizada del combustible. Para proteger la unidad de medición y control de viscosidad, estos picos de presión deben ser igualados por un tanque de compensación.

El volumen de este tanque es de:

$$V_{COMPENSACIÓN} = 0,02 \text{ m}^3$$

10.6.5. CONSUMO DE ACEITE LUBRICANTE

El consumo de aceite se obtiene directamente de la siguiente tabla proporcionada por el fabricante:

Total lube oil consumption [kg/h] ¹⁾										
No. of cylinders, config.	6L	7L	8L	9L	10L	12V	14V	16V	18V	20V
Speed 720/750 rpm	1.8	2.1	2.0	2.7	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4	6.0

¹⁾ Tolerance for warranty +20 %.

Habrà que tener en cuenta una tolerancia del 20 %:

$$\text{Consumo total} = 4,8 \frac{kg}{h} + \left(4,8 \frac{kg}{h} \cdot \frac{20}{100} \right) = 5,76 \frac{kg}{h}$$

$$\text{Consumo total} = 5,76 \text{ kg/h}$$

10.6.6. TANQUES DE ACEITE LUBRICANTE

10.6.6.1. TANQUE DE ALMACÉN DE ACEITE LUBRICANTE

Para el dimensionamiento de este tanque emplearemos el consumo total obtenido y la autonomía:

$$\text{Peso} = 5,76 \frac{kg}{h} \cdot 666,7 \text{ h} = 3,8 \text{ t}$$

Ahora dividiendo entre la densidad del aceite y teniendo en cuenta una permeabilidad del 98 %, tendremos el siguiente volumen:

$$V_{ALMACÉN\ ACEITE} = \frac{3,8\ t}{0,9\ \frac{t}{m^3} \cdot 0,98} = 4,4\ m^3$$

Como dispondremos de un tanque que permita almacenar el volumen de los tres motores instalados:

$$V_{ALMACÉN\ ACEITE} = 3\ motores \cdot 4,4\ m^3 = 13,2\ m^3$$

$$V_{ALMACÉN\ ACEITE} = 13,2\ m^3$$

10.6.6.2. TANQUE DE SERVICIO DE ACEITE LUBRICANTE (T-001)

El principal objetivo de los tanques de servicio es separar el aire y las partículas del aceite lubricante antes de ser bombeado al motor.

Para el dimensionamiento de estos tanques tendremos en cuenta la exigencia del manual, que dice que la capacidad mínima es de 1 litro/kW.

$$V_{SERVICIO\ ACEITE} = 1\ \frac{l}{kW} \cdot 9600\ kW = 9600\ l = 9,6\ m^3$$

Este valor coincide con el propuesto en la siguiente tabla:

Service tanks	Installation height ¹⁾	Minimum effective capacity									
	m	m ³									
No. of cylinders		6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
Lube oil in lube oil service tank ³⁾	-	3.6	4.2	4.8	5.4	6.0	7.2	8.4	9.6	10.8	12.0

Dispondremos de un tanque por cada motor, haciendo un total de tres, y cada uno tendrá un volumen de:

$$V_{SERVICIO\ ACEITE} = 9,6\ m^3$$

Estos tanques van incluidos en la bancada de su correspondiente grupo generador.

10.6.6.3. TANQUE DE DERRAMES (T-006)

Este tanque es el mismo que el calculado para el sistema de combustible. Su capacidad es de:

$$V_{DERRAMES} = 61\ m^3$$

10.6.7. TANQUES DE AGUA DE REFRIGERACIÓN

10.6.7.1. TANQUE DE EXPANSIÓN HT (T-002)

El volumen necesario viene definido por la siguiente tabla:

Service tanks	Installation height ¹⁾	Minimum effective capacity									
	m	m ³									
No. of cylinders		6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
Cooling water expansion tank	6 - 9	0.5					0.7				

Se dispondrá de un tanque que contendrá la capacidad correspondiente a los tres motores:

$$V_{EXPANSIÓN\ HT} = 0,7\ m^3 \cdot 3\ motores = 2,1\ m^3$$

$$V_{EXPANSIÓN\ HT} = 2,1\ m^3$$

10.6.7.2. TANQUE DE EXPANSIÓN LT (T-075)

La capacidad efectiva debe ser suficiente para mantener aproximadamente 2/3 del tanque de contenido (T-002).

En nuestro caso como disponemos de tres motores consideraremos el mismo volumen que para el tanque de expansión de alta temperatura:

$$V_{EXPANSIÓN LT} = 2,1 m^3$$

10.6.7.3. TANQUE COLECTOR (T-074)

Este tanque debe dimensionarse y disponerse de tal manera que el agua de refrigeración de los circuitos del cilindro, turbocompresor y boquilla de enfriamiento puedan ser drenados por mantenimiento.

$$V_{colector} = 1,8 m^3 + 0,46 m^3 + 2,1 m^3 + 2,1 m^3 \approx 6,5 m^3$$

$$V_{COLECTOR} = 6,5 m^3$$

10.6.8. AIRE DE ARRANQUE

10.6.8.1. BOTELLAS DE AIRE DE ARRANQUE (T-007)

El cálculo del volumen necesario se realiza a través de la siguiente fórmula proporcionada por el fabricante para motores sin Jet Assist:

$$V = V_{st} \times f_{Drive} \times (Z_{st} + Z_{Safe}) / (P_{max} - P_{min})$$

Siendo:

V [litre]	Required vessel capacity
V_{st} [litre]	Air consumption per nominal start ¹⁾
f_{Drive}	Factor for drive type (1.0 = diesel-mechanic, 1.5 = alternator drive)
Z_{st}	Number of starts required by the classification society
Z_{Safe}	Number of starts as safety margi
V_{Jet} [litre]	Assist air consumption per Jet Assist ¹⁾
Z_{Jet}	Number of Jet Assist procedures ²⁾
t_{Jet} [sec.]	Duration of Jet Assist procedures
V_{sl}	Air consumption per slow turn litre ¹⁾
Z_{sl}	Number of slow turn manoeuvres
P_{max} [bar]	Maximum starting air pressure (normally 30 bar)
P_{min} [bar]	Minimum starting air pressure (10 bar)
¹⁾ Tabulated values see section Starting air and control air consumption, Page 87 . ²⁾ The required number of jet manoeuvres has to be checked with yard or ship owner. To make a decision, consider the information in section Jet Assist, Page 358 .	

El número de arrancadas viene definido por la sociedad de clasificación *DNV GL*:

2.7.2 Starting with compressed air

Main engines which are started with compressed air shall be equipped with at least two starting air compressors. At least one of the air compressors shall be driven independently of the main engine and shall supply at least 50% of the total capacity required.

The total capacity of the starting air compressors shall be such that the starting air receivers can be charged to their final pressure within one hour (the receivers being at atmospheric pressure at the start of the charging operation).

Normally, compressors of equal capacity shall be installed.

The total volume of the starting air receiver shall be such that it can be proved during the river trials that the quantity of air available is sufficient for at least 6 start-up operations with non-reversible main engines and at least 12 start-up operations with reversible main engines. Recharging of the starting air receivers during the execution of the start-ups is not allowed.

For multi-engine propulsion plants, the capacity of the starting air receivers shall be sufficient to ensure at least 3 consecutive starts per engine. However, the total capacity shall not be less than 12 starts and need not exceed 18 starts.

En nuestro caso, al disponer de tres grupos generadores debemos garantizar como mínimo 12 arrancadas.

El consumo del aire viene en función del número de cilindros como muestra la siguiente tabla:

No. of cylinders, config.		6L	7L	8L	9L	10L	12V	14V	16V	18V	20V
Air consumption per start ¹⁾	Nm ³ ²⁾	2.5	2.8	2.8	3.0	3.0	5.0	5.2	5.5	5.8	6.0

$$V = \frac{5500 \text{ litros} \cdot 1,5 \cdot 12}{30 \text{ bar} - 10 \text{ bar}} = 4950 \text{ litros}$$

Dispondremos de dos botellas de 2,5 m³ cada una.

10.7. SISTEMAS AUXILIARES

En este apartado se determinarán los sistemas auxiliares de los motores de los grupos generadores, de acuerdo con lo prescrito en las guías de proyecto del fabricante.

La guía empleada será la correspondiente a los motores del tipo 32/44 CR del fabricante MAN revisada en el año 2016.

10.7.1. SISTEMA DE COMBUSTIBLE

Para este sistema dispondremos de:

10.7.1.1. TANQUE DE ALMACÉN DE HFO

Contaremos con dos tanques de almacén que irán calefactados para mantenerlos a una temperatura de 40 °C. Su volumen es de:

$$V_{\text{ALMACÉN } 1} = 1785 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{ALMACÉN } 2} = 1785 \text{ m}^3$$

10.7.1.2. BOMBA DE TRASIEGO (1,2 P-038)

Esta bomba es la encargada de descargar el fuel de los tanques de almacén en los tanques de sedimentación. Su capacidad será suficiente para llenar el tanque de sedimentación en 2 horas o menos.

Dispondremos de dos bombas y cada una tendrá la capacidad correspondiente a un tanque de sedimentación:

$$Q = \frac{134,5 \text{ m}^3}{2 \text{ h}} = 67,25 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Supondremos una presión de 3 bares para estas bombas.

Seleccionaremos dos bombas de tipo tornillo sin fin, del fabricante MONO, concretamente el modelo C1AA con un caudal máximo de 94 m³/h y una presión de hasta 6 bares.

Para una densidad del combustible a 40 °C de 970 kg/m³ la potencia será de:

$$P = \frac{9,81 \cdot 67,25 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 30 \text{ m. c. a.} \cdot 970 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,47} = 11,3 \text{ kW}$$

Cada bomba de trasiego contará con una potencia de:

$$P = 11,3 \text{ kW}$$

Los rendimientos empleados son los de la siguiente tabla:

BOMBAS DE HUSILLO		BOMBAS CENTRIFUGAS	
CAUDAL (m ³ /h)	RENDIMIENTO	CAUDAL (m ³ /h)	RENDIMIENTO
>250	0.50	>500	0.77
200-250	0.49	300-500	0.75
125-200	0.48	100-300	0.71
60-125	0.47	30-100	0.65

BOMBAS DE HUSILLO		BOMBAS CENTRIFUGAS	
30-60	0.46	2-30	0.60
10-30	0.45	<2	0.40
5-10	0.44		
1.5-5	0.42		
0.3-1.5	0.41		

10.7.1.3. TANQUES DE SEDIMENTACIÓN (T-016)

Contaremos con dos tanques con las siguientes capacidades:

$$V_{\text{SEDIMENTACIÓN 1}} = 134,5 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{SEDIMENTACIÓN 2}} = 134,5 \text{ m}^3$$

La calefacción de estos tanques estará diseñada de manera que el volumen pueda ser calentado hasta los 75 °C en menos de 8 horas.

10.7.1.4. TANQUE DE LODOS (T-021)

Este tanque cuenta con un volumen de:

$$V_{\text{LODOS}} = 73 \text{ m}^3$$

Se dimensionará la calefacción de este tanque para calentar el contenido a 60 °C.

10.7.1.5. BOMBA DE ALIMENTACIÓN DEL PURIFICADOR DE HFO (1,2 P-015)

Contaremos con dos bombas y cada una tendrá un caudal igual al de los purificadores. Este valor se ha obtenido en el siguiente apartado y es de:

$$Q = 9400 \text{ l/h}$$

Supondremos una presión de 3 bares para estas bombas.

Seleccionaremos dos bombas de tipo tornillo sin fin, del fabricante *MONO*, concretamente el modelo *C2XA* con un caudal máximo de 10,7 m³/h y una presión de hasta 6 bares.

El cálculo de la potencia se hará con la siguiente fórmula:

$$P = \frac{9,81 \cdot 9,4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 30 \text{ m. c. a} \cdot 950 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,44} = 1,7 \text{ kW}$$

Cada una de las bombas tendrá una potencia de:

$$P = 1,7 \text{ kW}$$

10.7.1.6. PRECALENTADOR DE HFO (1,2 H-008)

La función de este precalentador es alcanzar la temperatura de separación del HFO definida por la *Service Letter SL2017-638/DOJA* de *MAN* y que se muestra en la siguiente tabla:

Fuel type		Fuel temperature in separator
Distillates		40-50°C
ULSFO	Viscosity @ 50 C	
	Up to 20 cSt	50°C
	20-40 cSt	60°C
	40-50 cSt	70°C
	50-80 cSt	80°C
	>80 cSt	98°C
HFO		98°C or higher

La temperatura de separación empleada es de 105 °C y la temperatura de entrada al calentador se supondrá de 75 °C, procedente de los tanques de sedimentación, a la que se le restarán los 4 °C para compensar las pérdidas de calor en tuberías.

Para el cálculo de la potencia el caudal empleado será el de las bombas de alimentación del purificador:

$$P = Q \cdot \rho \cdot C_e \cdot \Delta T = 9,4 \frac{m^3}{h} \cdot 930 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,88 \frac{kJ}{K \cdot kg} \cdot (105 \text{ } ^\circ\text{C} - 71 \text{ } ^\circ\text{C}) = 558789 \frac{kJ}{h} = 155 \text{ kW}$$

Contaremos con dos precalentadores de HFO y cada uno tendrá una potencia de:

$$P = 155 \text{ kW}$$

10.7.1.7. PURIFICADOR DE HFO (1,2 CF-002)

El manual del motor recomienda la instalación de dos purificadores de HFO. En operación normal, uno será el de servicio y el otro de respeto, sin embargo, podrán usarse en serie o paralelo bien para realizar la limpieza en dos etapas, para tratar HFO de diferentes procedencias, o para realizar la limpieza con mayor rapidez.

El caudal requerido se calcula con la siguiente fórmula propuesta en la guía:

$$Q = \frac{P \cdot b_e}{\rho}$$

Siendo:

P la potencia total del motor.

b_e el consumo de fuel oil. Como primera estimación del máximo consumo de fuel oil, se aumentará el valor en un 15 %.

ρ la densidad a la temperatura de separación (930 kg/m³).

El caudal de los purificadores, considerando también el consumo de la caldera será de:

$$Q = \frac{(3 \text{ motores} \cdot 9600 \text{ kW} \cdot 176,4 \frac{g}{kW \cdot h} \cdot 1,15) + 2716 \frac{kg}{h}}{930 \frac{kg}{m^3}} = 9,2 \frac{m^3}{h} = 9200 \frac{l}{h}$$

Se decide instalar dos purificadores del fabricante *Alfa Laval*, concretamente el modelo *SJ110H/HH* con un caudal máximo de 11000 l/h:

FUEL OIL

Model No.	Actual capacity (ℓ /H)							Electric motor kW (H/HH)
	Marine Gas oil	Marine diesel oil	Heavy fuel oil					
	1.4~6	≤ 14	180	380	500	600	700	
	mm ² /s/40°C		mm ² /s/50°C					
Separating temperature	20~40°C	40°C	98°C					
SJ15H/HH	2,200	2,050	2,000	1,400	1,100	1,000	900	3.7/5.5
	2,200	2,050	1,900	1,350	1,050	950	850	
SJ25H/HH	3,400	3,150	3,000	2,100	1,700	1,500	1,400	5.5/7.5
	3,400	3,150	2,900	2,050	1,650	1,450	1,350	
SJ35H/HH	6,200	5,750	5,400	3,900	3,000	2,700	2,500	5.5/7.5
	6,200	5,750	5,250	3,800	2,900	2,650	2,400	
SJ60H/HH	10,500	10,300	8,300	5,900	4,600	4,100	3,700	11.0/11.0
	10,500	10,300	8,300	5,900	4,600	4,000	3,700	
SJ85H/HH	13,000	12,500	12,000	8,300	6,500	5,900	5,300	11.0/15.0
	13,000	12,500	12,000	8,300	6,500	5,750	5,300	
SJ110H/HH	19,400	18,000	15,500	11,000	8,500	7,700	7,000	18.5/18.5
	19,400	18,000	15,600	11,000	8,550	7,500	7,050	
SJ160H/HH	26,000	24,900	22,500	16,000	12,500	11,500	10,500	18.5/18.5
	26,000	24,900	21,500	15,300	12,000	11,200	10,000	
SJ220H/HH	34,000	31,500	30,000	22,500	16,500	15,000	13,500	18.5/22.0
	34,000	31,500	28,700	21,500	15,800	14,600	12,900	

10.7.1.8. TANQUES DE SERVICIO DE HFO (T-022)

Los tanques de servicio calculados cuentan con un volumen de:

$$V_{SERVICIO\ 1} = 89,5\ m^3$$

$$V_{SERVICIO\ 2} = 89,5\ m^3$$

10.7.1.9 TANQUE DE DERRAMES (T-006)

Su capacidad ya ha sido calculada y es de:

$$V_{DERRAMES} = 61\ m^3$$

10.7.1.10. TANQUE DE REBOSES (T-071)

Contaremos con un tanque de reboses con un volumen de:

$$V_{REBOSES} = 61\ m^3$$

El fuel oil rebosado se podrá emplear nuevamente una vez que pase el separador.

10.7.1.11. TANQUE DE SERVICIO DE MDO (T-003)

La capacidad de cada tanque de servicio de diésel será:

$$V_{SERVICIO\ MDO\ 1} = 18\ m^3$$

$$V_{SERVICIO\ MDO\ 2} = 18\ m^3$$

10.7.1.12. BOMBA DE SUMINISTRO DE MDO

Contaremos con dos bombas para el sistema de MDO. El caudal de estas bombas viene definido por el fabricante:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
MGO/MDO supply pump		4.8	6.4	7.2	8.0

Estimaremos una presión de 3 bares como suficiente para esta bomba.

La bomba seleccionada será de tipo tornillo sin fin, del fabricante *MONO*, concretamente el modelo *C2XA* con un caudal máximo de 10,7 m³/h y una presión de hasta 6 bares.

El cálculo de la potencia se hará con la siguiente fórmula:

$$P = \frac{9,81 \cdot 6,4 \frac{m^3}{h} \cdot 30 \text{ m. c. a.} \cdot 860 \frac{kg}{m^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,44} = 1 \text{ kW}$$

$$\mathbf{P = 1 \text{ kW}}$$

10.7.1.13. BOMBA DE SUMINISTRO DE HFO (1,2 P-018)

Contaremos con dos bombas de suministro con un caudal de por lo menos un 160 % del máximo consumo de combustible. La fórmula definida por la guía es la siguiente:

$$Q_{P1} = P_1 \cdot br_{ISO} \cdot f_4$$

Siendo:

P_1 la potencia del motor al 100 % MCR.

br_{ISO} el consumo específico del motor al 100 % MCR.

f_4 un factor que para motores que operan con HFO tiene un valor de:

$$f_4 = 2 \cdot 10^{-3}$$

Como disponemos de tres motores conectados al mismo sistema de fuel, el caudal de cada bomba será:

$$Q_{P1} = 3 \text{ motores} \cdot 9600 \text{ kW} \cdot 177,5 \frac{g}{kWh} \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 10224 \frac{l}{h}$$

Con la fórmula propuesta por la guía no se ha considerado el consumo de la caldera, por lo que el caudal será:

$$Q_{P1} = \left(\left(3 \text{ motores} \cdot 9600 \text{ kW} \cdot 177,5 \frac{g}{kWh} \right) + 2716000 \frac{g}{h} \right) \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 15656 \frac{l}{h}$$

La presión recomendada por el fabricante para estas bombas es de 8 bares en motores con un sistema de inyección común.

Dispondremos de dos bombas de suministro del fabricante *MONO*, concretamente el modelo *C14B* con un caudal máximo de 25,5 m³/h y una presión de hasta 12 bares. La potencia de cada bomba se obtiene con la siguiente ecuación:

$$P = \frac{9,81 \cdot 15,7 \frac{m^3}{h} \cdot 80 \text{ m. c. a.} \cdot 930 \frac{kg}{m^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,45} = 7,1 \text{ kW}$$

$$\mathbf{P = 7,1 \text{ kW}}$$

10.7.1.14. ENFRIADOR DEL CIRCUITO DE SUMINISTRO (HE-025)

Si no se consume combustible en el sistema mientras la bomba está en funcionamiento, este enfriador se encargará de evitar el calentamiento excesivo del combustible. Su superficie de enfriamiento debe ser adecuada para disipar el calor producido por la bomba al ambiente.

En caso de un continuo funcionamiento de MDO, este enfriador se encargará de mantener la temperatura del fuel por debajo de los 45 °C.

Supondremos una variación de temperatura de 5 °C y el caudal tomado será el de la bomba de suministro de MDO. La potencia será de:

$$P = Q \cdot \rho \cdot Ce \cdot \Delta T = 6,4 \frac{m^3}{h} \cdot 860 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,88 \frac{kJ}{K \cdot kg} \cdot (50 \text{ } ^\circ\text{C} - 45 \text{ } ^\circ\text{C}) = 2634975 \frac{kJ}{h} = 14 \text{ kW}$$

$$P = 14 \text{ kW}$$

10.7.1.15. TANQUE DE MEZCLAS (T-011)

El volumen ya ha sido calculado y toma un valor de:

$$V_{MEZCLAS} = 340 \text{ l}$$

10.7.1.16. BOMBA BOOSTER (1,2 P-003)

Para enfriar las bombas de inyección de alta presión montadas en el motor, la capacidad de esta bomba debe ser al menos del 300 % del máximo consumo de combustible. Con la siguiente fórmula podremos obtener el caudal de la bomba:

$$Q_{P2} = P_1 \cdot br_{ISO} \cdot f_5$$

En este caso el factor f_5 para motores que operan con HFO tiene un valor de:

$$f_5 = 3,9 \cdot 10^{-3}$$

Como disponemos de tres motores conectados al mismo sistema de fuel, el caudal de la bomba será:

$$Q_{P2} = 3 \text{ motores} \cdot 9600 \text{ kW} \cdot 177,5 \frac{g}{kWh} \cdot 3,9 \cdot 10^{-3} = 19936,8 \frac{l}{h}$$

Con la fórmula propuesta por la guía no se ha considerado el consumo de la caldera, por lo que el caudal será:

$$Q_{P1} = \left((3 \text{ motores} \cdot 9600 \text{ kW} \cdot 177,5 \frac{g}{kWh}) + 2716000 \frac{g}{h} \right) \cdot 3,9 \cdot 10^{-3} = 30529,2 \frac{l}{h}$$

Para la presión de esta bomba el manual recomienda en sistemas de inyección con más de un motor una altura de entrega de 10 bares.

Dispondremos de dos bombas booster del fabricante *MONO*, concretamente el modelo *C16A* con un caudal máximo de 35,5 m³/h y una presión de hasta 12 bares. La potencia de cada bomba se calcula con la siguiente fórmula:

$$P = \frac{9,81 \cdot 30,5 \frac{m^3}{h} \cdot 100 \text{ m. c. a} \cdot 930 \frac{kg}{m^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,46} = 16,8 \text{ kW}$$

$$P = 16,8 \text{ kW}$$

10.7.1.17. CALENTADOR FINAL DE HFO (1,2 H-004)

Contaremos con dos calentadores y la capacidad de cada uno debe ser determinada basándose en la temperatura de inyección en las boquillas, a la que se añadirán 4 °C para compensar las pérdidas de calor en las tuberías.

Las temperaturas tras el calentador se muestran en la siguiente tabla:

Fuel	Injection viscosity ¹⁾	Temperature after final heater HFO	Evaporation pressure	Required system pressure
mm ² /50 °C	mm ² /s	°C	bar	bar
180	12	126	1.4	2.4
320	12	138	2.4	3.4
380	12	142	2.7	3.7
420	12	144	2.9	3.9
500	14	141	2.7	3.7
700	14	147	3.2	4.2

Tomaremos la temperatura que le corresponde al fuel de 380 mm²/50 °C, que son 142 °C.

La temperatura de entrada al calentador se supondrá de 75 °C, procedente de los tanques de servicio, a la que se le restarán los 4 °C para compensar las pérdidas.

El caudal que circula a través del calentador será el de las bombas booster:

$$P = Q \cdot \rho \cdot Ce \cdot \Delta T = 31,75 \frac{m^3}{h} \cdot 930 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,88 \frac{kJ}{K \cdot kg} \cdot (142 \text{ } ^\circ C - 71 \text{ } ^\circ C) = 3941331 \frac{kJ}{h} = 1095 \text{ kW}$$

$$P = 1095 \text{ kW}$$

10.7.1.18. ENFRIADOR DE FUEL OIL (HE-007)

Este enfriador tiene la función de asegurar que la viscosidad del MDO no sea demasiado alta en la entrada del motor.

Con la válvula de tres vías, el enfriador de fuel oil debe ser abierto cuando el motor pasa de operar con HFO a MDO. De esta manera, el MDO, que fue calentado mientras circulaba por las bombas de inyección, se vuelve a enfriar antes de ser llevado al tanque de mezclas.

El enfriador es refrigerado por el agua de refrigeración de baja temperatura.

La capacidad del enfriador se calcula con la siguiente tabla:

Engine type	Cooler capacity
L/V engine	3.0 kW/cyl.
The max. MDO/MGO throughput is approximately identical to the engine inlet fuel flow (=delivery quantity of the installed fuel oil booster pump).	

El motor del barco del proyecto cuenta con 16 cilindros, por lo que su capacidad será de:

$$P = 3 \frac{kW}{cilindro} \cdot 16 \text{ cilindros} \cdot 3 \text{ motores} = 144 \text{ kW}$$

$$P = 144 \text{ kW}$$

La presión recomendada para el enfriador es PN16.

10.7.1.19. TANQUE DE COMPENSACIÓN (T-008)

Las boquillas de inyección provocan picos de presión en la parte presurizada del combustible. Para proteger la unidad de medición y control de viscosidad, estos picos de presión deben ser igualados por un tanque de compensación.

El volumen de este tanque es de:

$$V_{\text{COMPENSACIÓN}} = 0,02 \text{ m}^3$$

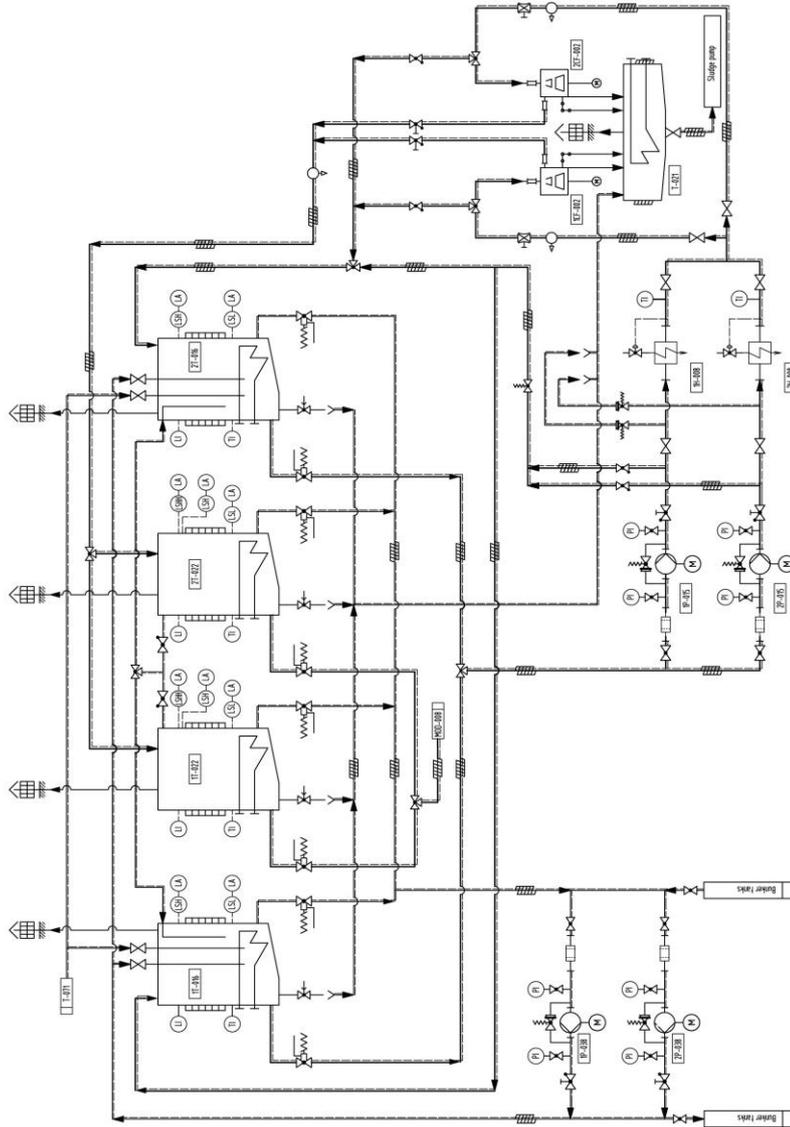
10.7.1.20. LISTA DE EQUIPOS

En la siguiente tabla se mostrarán los elementos que forman parte del balance eléctrico:

Equipo	Nº	Marca	Q (l/h)	P (bar)	Potencia unit. (kW)	Potencia total (kW)
Bomba de trasiego (1,2 P-038)	2	Mono	67250	3	11,3	22,6
Bombas purificador (1,2 P-015)	2	Mono	9400	3	1,7	3,4
Pre calentador del purificador (1,2 H-008)	2	-	-	-	155	310
Purificador (1,2 CF-002)	2	Alfa Laval	9200	-	18,5	37
Bomba MDO	2	Mono	6400	3	1	2
Bomba de suministro (1,2 P-018)	2	Mono	15656	8	7,1	14,2
Bomba booster (1,2 P-003)	2	Mono	30529	10	16,8	33,6
Calentador final (1,2 H-004)	2	-	-	-	1095	2190
Σ						2612,8

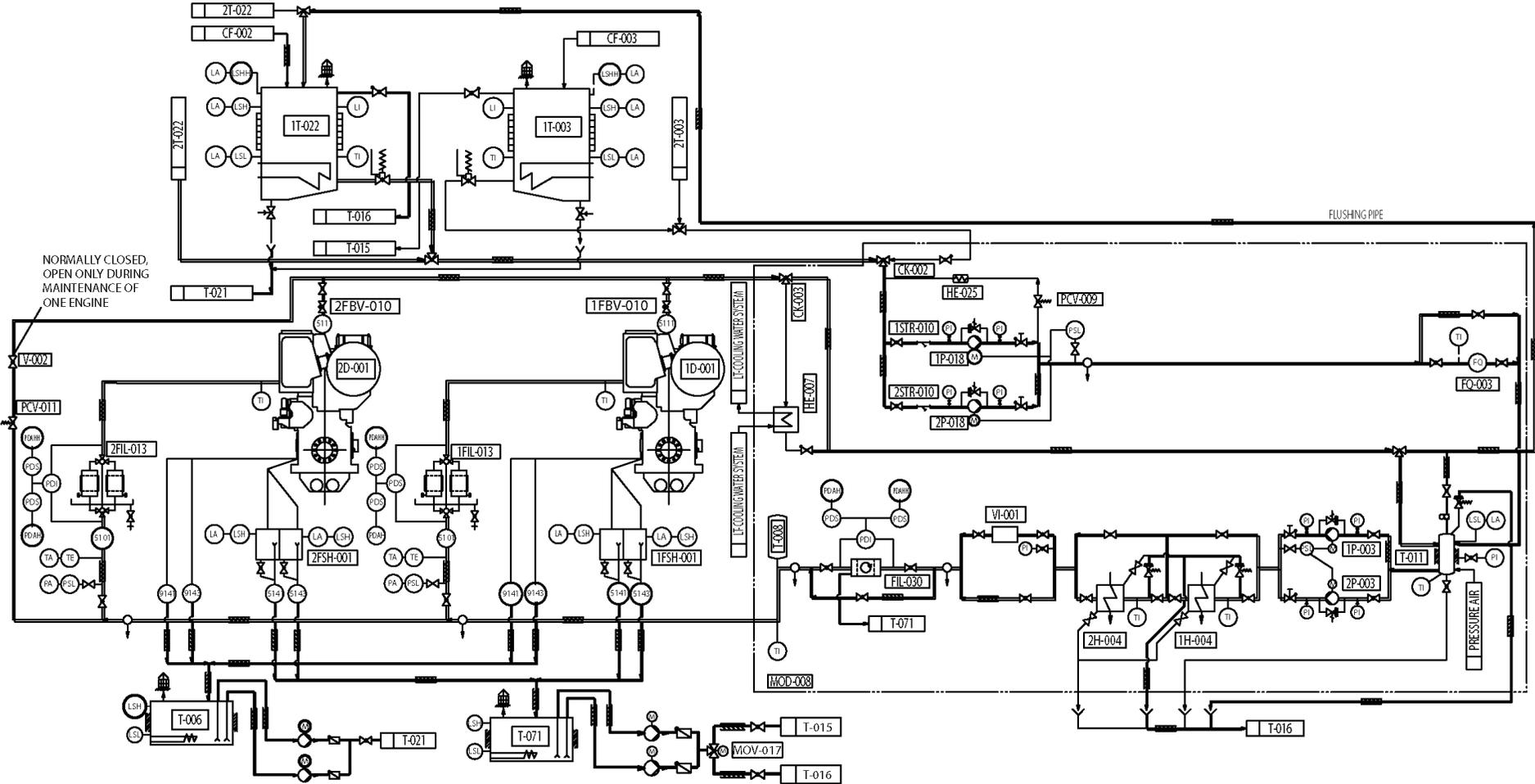
10.7.1.21. DIAGRAMA DEL SISTEMA DE COMBUSTIBLE

El primer diagrama muestra el tratamiento del HFO y el segundo la operación con dos motores:



11840290006D

Cuaderno 10: Definición de la planta propulsora y sus auxiliares.
 Julián Rodríguez Cortegoso



10.7.2. SISTEMA DE ACEITE LUBRICANTE

El sistema de aceite lubricante es independiente para cada motor. Este sistema cuenta con los siguientes elementos:

10.7.2.1. TANQUE DE ALMACÉN DE ACEITE LUBRICANTE

La capacidad de este tanque permitirá almacenar el aceite lubricante de los tres motores:

$$V_{\text{ALMACÉN ACEITE}} = 13,2 \text{ m}^3$$

10.7.2.2. TANQUE DE SERVICIO DE ACEITE LUBRICANTE (T-001)

Se dispondrá de un tanque de servicio de aceite lubricante por cada motor instalado, haciendo un total de tres.

La capacidad de cada tanque ha sido calculada previamente y es de:

$$V_{\text{ACEITE LUBRICANTE}} = 9,6 \text{ m}^3$$

10.7.2.3. PRECALENTADOR (1,2,3 H-002)

Contaremos con un precalentador por motor y cada uno tiene que poder calentar el contenido que le corresponde a un tanque de servicio de aceite lubricante a 40 °C en 4 horas.

Para el cálculo de la potencia, supondremos una temperatura mínima de la cámara de máquinas de 5 °C:

$$\text{Potencia} = \frac{9,6 \text{ m}^3 \cdot 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1964 \frac{\text{J}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \cdot (40 \text{ } ^\circ\text{C} - 5 \text{ } ^\circ\text{C})}{4 \text{ horas}} = 148478400 \frac{\text{J}}{\text{h}} = 41,2 \text{ kW}$$

La potencia de cada precalentador será de:

$$P = 41,2 \text{ kW}$$

10.7.2.4. BOMBAS DE ACEITE LUBRICANTE (1,2,3 P-001)/(1,2,3 P-007)/(1,2,3 P-074)

Dispondremos de las siguientes bombas de aceite lubricante:

Application	Necessary pumps referred to respective application(s)			
	For operation		For pre- and postlubrication	To keep engine in stand-by
Single main engine	Lube oil service pump (attached) P-001	Lube oil stand-by pump P-074 (100 %)	Prelubrication pump P-007 recommended. If stand-by pump P-074 should be used for pre- and postlubrication, MAN Diesel & Turbo has to be consulted	Prelubrication pump P-007 is required
Ships with more than one main engine	Lube oil service pump (attached) P-001	Lube oil stand-by pump P-074 recommended for increased availability (safety). Otherwise pump as spare is requested to be on board according to class requirement	Prelubrication pump P-007 recommended. If stand-by pump P-074 should be used for pre- and postlubrication, MAN Diesel & Turbo has to be consulted	Prelubrication pump P-007 is required

El caudal de estas bombas figura en la siguiente tabla:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
Lube oil service pump for application with constant speed		191	226	240	282
Lube oil stand-by pump		158	198	218	238
Prelubrication pump ⁹		37	46	50	54

Tomaremos las presiones que se indican en la siguiente tabla:

Lube oil

	Min.	Max.
Lube oil temperature engine inlet	65 °C ¹⁾	70 °C ²⁾
Lube oil temperature engine inlet – Preheated before start	40 °C	65 °C ³⁾
Lube oil pressure (during engine operation)		
– Engine inlet	4 bar	5 bar
– Turbocharger inlet	1.3 bar	2.2 bar
Prelubrication/postlubrication (duration ≤ 10 min) lube oil pressure		
– Engine inlet	0.3 bar ⁴⁾	5 bar
– Turbocharger inlet	0.2 bar	2.2 bar
Prelubrication/postlubrication (duration > 10 min) lube oil pressure		
– Engine inlet	0.3 bar ⁴⁾	0.6 bar
– Turbocharger inlet	0.2 bar	0.6 bar
Lube oil pump (free-standing, attached)		
– Design pressure	7 bar	-
– Opening pressure safety valve	-	8 bar

Las bombas de aceite lubricante arrastradas elegidas son de tornillo helicoidal, seleccionaremos la marca *Leistritz*, concretamente el modelo *L5NG*. Estas bombas al ser arrastradas por el motor no se consideran en el balance eléctrico.

Las bombas de aceite lubricante de stand-by también serán de tornillo helicoidal y de la marca *Leistritz*, concretamente el modelo *L5NG*. Para un caudal de 198 m³/h y 7,5 bares de presión, la potencia es de:

$$P = \frac{9,81 \cdot 198 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 75 \text{ m.c.a} \cdot 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,48} = 75,9 \text{ kW}$$

$$P = 75,9 \text{ kW}$$

Las bombas de prelubricación elegidas son de la marca *ITUR*, concretamente el modelo *RC-4R* con un caudal de 46 m³/h y 2 bares de presión. Estas bombas serán de engranajes helicoidales y tendrán una potencia de:

$$P = \frac{9,81 \cdot 46 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 20 \text{ m.c.a} \cdot 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,46} = 4,9 \text{ kW}$$

$$P = 4,9 \text{ kW}$$

10.7.2.5. ENFRIADOR DE ACEITE (1,2,3 HE-002)

La potencia de este enfriador viene indicada en la siguiente tabla:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
Lube oil cooler ²⁾		908	1,211	1,362	1,514

A este valor hay que sumarle el calor del separador (41,2 kW). Lo que hace una potencia total de:

$$P = 1211 \text{ kW} + 41,2 \text{ kW} = 1252,2 \text{ kW}$$

$$P = 1252,2 \text{ kW}$$

Contaremos con un enfriador por cada motor instalado.

10.7.2.6. PURIFICADOR DE ACEITE (1,2,3 CF-001)

El aceite lubricante es limpiado mediante separación en el by-pass, lo que alivia los filtros permitiendo un diseño económico. Este diseño está basado en una cantidad de aceite de 1 l/kW y debe ser limpiado 6 o 7 veces al día cuando el motor opera con HFO.

El flujo del purificador se obtiene de la siguiente fórmula propuesta por el fabricante:

$$Q = \frac{1.0 \cdot P \cdot n}{24}$$

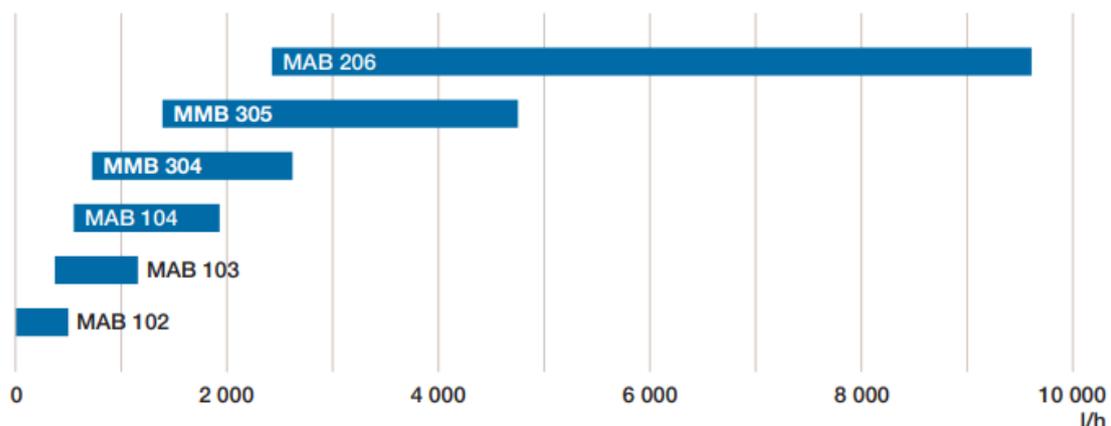
Siendo:

P la potencia total.

n el número de operaciones.

$$Q = \frac{1.0 \frac{l}{kW} \cdot 9600 \text{ kW} \cdot 7}{24 \text{ h}} = 2800 \frac{l}{h}$$

Elegiremos los purificadores del fabricante *Alfa Laval*, concretamente el modelo *MMB 305* con un caudal máximo de 4800 l/h como se muestra a continuación:



Las características y dimensiones se muestran en la siguiente tabla:

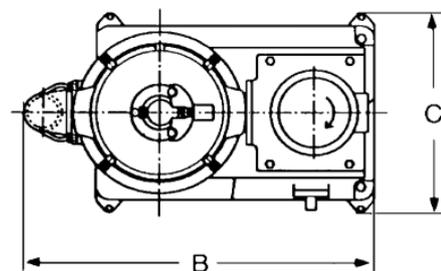
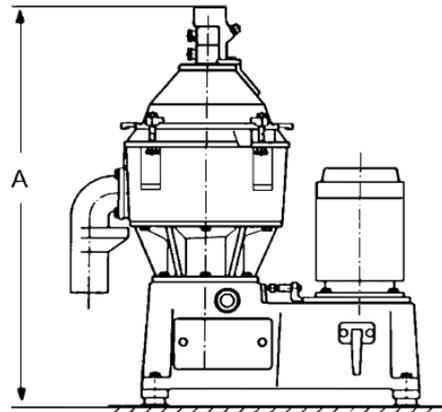
Technical data in brief

	MMB 304	MMB 305
Input voltage supply:	220/230, 380/400, 415, 440 V AC (50/60 Hz)	
Power consumption at max. rec. flow for gas oil:	1.4 kW	2.3 kW

Shipping data

	Dimensions (mm)	
	MMB 304	MMB 305
A	910	935
B	795	795
C	465	465

Type of equipment	Weight (kg)	
	Net	Gross
Separator MMB 304		
- without motor	185	235
- with motor	201	251
Separator MMB 305		
- without motor	190	240
- with motor	218	268



Se dispondrán de tres purificadores y cada uno tendrá una potencia de:

$$P = 2,3 \text{ kW}$$

10.7.2.7. TANQUE DE DERRAMES (T-006)

Este tanque ha sido calculado previamente y será el mismo que el del sistema de combustible. Su capacidad es de:

$$V_{DERRAMES} = 61 \text{ m}^3$$

10.7.2.8. BOMBA DE TRASIEGO DE ACEITE (P-012)

Se dispondrá de una única bomba que será la encargada de suministrar aceite del tanque de almacén al tanque de operación.

Para su dimensionamiento vamos a suponer que el aceite se va a reponer una vez cada semana en una hora:

$$Q = 3 \text{ motores} \cdot \frac{5,76 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ día}} \cdot 7 \text{ días}}{900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1 \text{ h}} \approx 3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Estimaremos la presión de esta bomba en 2 bares.

La bomba de trasiego elegida es de la marca *ITUR*, concretamente el modelo *RC-01* que para un caudal de 3 m³/h tiene 8 bares de presión. Esta bomba será de engranajes helicoidales y tendrá una potencia de:

$$P = \frac{9,81 \cdot 3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 20 \text{ m.c.a} \cdot 900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,42} = 0,35 \text{ kW}$$

$$P = 0,35 \text{ kW}$$

10.7.2.9. LISTA DE EQUIPOS

Los equipos del sistema de aceite lubricante que forman parte del balance eléctrico son:

Equipo	Nº	Marca	Caudal (m ³ /h)	Presión (bar)	Potencia unitaria (kW)	P total (kW)
Pre calentador (1,2,3 H-002)	3	-	-	-	41,2	123,6
Bomba stand-by (1,2,3 P-074)	3	Leistritz	198	7,5	75,9	227,7
B. Prelubricación (1,2,3 P-007)	3	Itur	46	2	4,9	14,7
Purificador (1,2,3 CF-001)	3	Alfa Laval	2,8	-	2,3	6,9
Bomba trasiego (P-012)	1	Itur	3	2	0,35	0,35
Σ						373,25

10.7.2.10. DIAGRAMA DEL SERVICIO DE ACEITE LUBRICANTE

El diagrama del servicio de aceite lubricante correspondiente a cada motor se muestra a continuación:

10.7.3. SISTEMA DE AGUA DE REFRIGERACIÓN

Este sistema se divide en agua de refrigeración de baja temperatura (LT) y de alta temperatura (HT) y ambos son refrigerados por las bombas de agua salada.

10.7.3.1. BOMBAS DE AGUA SALADA (1,2 P-062)

Contaremos con dos bombas de agua salada que serán las encargadas de refrigerar los enfriadores principales de baja temperatura (HE-024) y de alta temperatura (HE-003). Como se encuentran en serie, tendremos en cuenta el enfriador que requiera una mayor potencia de calor a disipar. Para este cálculo emplearemos los siguientes valores:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
Heat to be dissipated ¹⁾					
Charge air:	kW				
Charge air cooler (HT stage)		2,322	3,045	3,461	3,763
Charge air cooler (LT stage)		1,092	1,500	1,660	1,912
Lube oil cooler ²⁾		908	1,211	1,362	1,514
Jacket cooling		681	908	1,021	1,136
Nozzle cooling		28	38	43	47
Heat radiation (engine)		224	299	336	374

El enfriador de baja temperatura (HE-024) para tres motores está compuesto por los siguientes elementos:

Cantidad	Enfriador	Potencia unitaria (kW)	Potencia total (kW)
3	2 etapa aire cargado (HE-008)	1500	4500
3	Aceite lubricante * (HE-002)	1252,2	3756,6
1	Inyectoras (HE-005)	114	114
1	Fuel Oil (HE-007)	144	144
1	Circuito de suministro (HE-025)	14	14
Total			8528,6

*En el enfriador del aceite lubricante se ha añadido también la potencia del precalentador.

El enfriador de alta temperatura (HE-003) de tres motores lo componen:

Cantidad	Enfriador	Potencia unitaria (kW)	Potencia total (kW)
3	1 etapa aire cargado (HE-010)	3045	9135
3	Cilindros	908	2724
Total			11859

Realizaremos el dimensionamiento de las bombas de agua salada para la potencia del enfriador de alta temperatura (HE-003). Para el salto de temperatura tomaremos una temperatura de agua dulce de 32 °C y una de agua salada de 25 °C:

$$Q = \frac{11859 \text{ kW} \cdot \frac{3600 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}}{1 \text{ kW}}}{1250 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}} \cdot (32 \text{ }^\circ\text{C} - 25 \text{ }^\circ\text{C})} = 1168 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Estimaremos la presión de estas bombas en 3 bares.

Las bombas seleccionadas serán de tipo centrífugas y verticales, del fabricante *IronPump*, concretamente el modelo *QV14/320*, con un caudal de 1168 m³/h y una presión de 3 bares.

$$P = \frac{9,81 \cdot 1168 \frac{m^3}{h} \cdot 30 \text{ m.c.a} \cdot 1025 \frac{kg}{m^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,71} = 137,8 \text{ kW}$$

$$P = 137,8 \text{ kW}$$

AGUA DE REFRIGERACIÓN LT

El agua de refrigeración de baja temperatura pasa por los siguientes enfriadores: aceite lubricante, boquillas, fuel oil, segunda etapa del aire cargado, circuito de suministro y el enfriador principal de baja temperatura.

10.7.3.2. BOMBAS DE AGUA DULCE LT (1,2 P-076)

Contamos con dos bombas de agua dulce del sistema de baja temperatura, una será arrastrada por el motor y la otra eléctrica:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
a) Attached					
HT CW service pump	m ³ /h	84	112	126	140
LT CW service pump		132	176	198	220
Lube oil service pump for application with constant speed		191	226	240	282
b) Free-standing ³⁾					
HT CW stand-by pump	m ³ /h	84	112	126	140
LT CW stand-by pump		Depending on plant design			

El caudal de la bomba arrastrada viene fijado por la guía del motor y toma un valor de 176 m³/h.

El caudal de entrega de la bomba eléctrica del circuito de baja temperatura será el mismo que el de la bomba arrastrada por el motor. Como dispondremos de una bomba de stand-by para los tres motores:

$$Q = 3 \text{ motores} \cdot 176 \frac{m^3}{h} = 528 \frac{m^3}{h}$$

Para las presiones de las bombas del circuito de refrigeración de baja temperatura tomaremos los siguientes valores:

LT cooling water – Engine

	Min.	Max.
LT cooling water temperature charge air cooler inlet (LT stage)	32 °C ¹⁾	38 °C ²⁾
LT cooling water pressure charge air cooler inlet (LT stage)	2 bar	4 bar
Pressure loss charge air cooler (LT stage, for nominal flow rate)	-	0.6 bar
Only for information:		
+ Pressure loss LT piping engine	0.2 bar	0.3 bar
+ Pressure loss charge air cooler (LT stage)	0.1 bar	0.3 bar
Pressure rise attached LT cooling water pump (optional)	3.0 bar	4.0 bar

Se opta por instalar una bomba centrífuga, vertical y de la marca *Azcue*, concretamente el modelo *LN 100-160* con una capacidad de 176 m³/h y 4 bares de presión, esta bomba al ser arrastrada por el motor no se incluirá en el balance eléctrico.

La bomba eléctrica elegida será también centrífuga, vertical y de la marca *Azcue*, concretamente el modelo *LN 125-200* con una capacidad de 528 m³/h y 4 bares de presión. La potencia será de:

$$P = \frac{9,81 \cdot 528 \frac{m^3}{h} \cdot 40 \text{ m.c.a} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,77} = 74,7 \text{ kW}$$

P = 74,7 kW

10.7.3.3. ENFRIADOR DE ACEITE (1,2,3 HE-002)

Dispondremos de un enfriador de aceite por cada motor. Este ya ha sido dimensionado en el apartado correspondiente al *Sistema de aceite lubricante* y la potencia unitaria, incluyendo al precalentador, es de:

P = 1252,2 kW

10.7.3.4. ENFRIADOR PRINCIPAL LT (HE-024)

La capacidad del enfriador ha sido calculada en el dimensionamiento de las bombas de agua salada:

P = 8528,6 kW

10.7.3.5. BOQUILLAS DE REFRIGERACIÓN (HE-005)

El sistema de boquillas de refrigeración es un módulo separado y cerrado del resto de los elementos que abastecerá a los tres motores. La potencia obtenida es de:

P = 114 kW

Este módulo cuenta con su propia bomba y tendrá un caudal de:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
Nozzle CW pump		2.0	2.8	3.2	3.6

$$Q = 3 \text{ motores} \cdot 2,8 \frac{m^3}{h} = 8,4 \frac{m^3}{h}$$

El valor de la presión viene definido en la siguiente tabla

Nozzle cooling water

	Min.	Max.
Nozzle cooling water temperature engine inlet	55 °C	70 °C ¹⁾
Nozzle cooling water pressure engine inlet		
+ Open system	2 bar	3 bar
+ Closed system	3 bar	5 bar
Pressure loss engine (fuel nozzles, for nominal flow rate)	-	1.5 bar

La bomba seleccionada será del fabricante *Desmi*, concretamente el modelo *NSL80-125*, de tipo centrífuga y vertical, que para un caudal de 8,4 m³/h tendrá una presión de 2,2 bares. La potencia será de:

$$P = \frac{9,81 \cdot 8,4 \frac{m^3}{h} \cdot 22 \text{ m.c.a} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,6} = 0,84 \text{ kW}$$

$$P = 0,84 \text{ kW}$$

10.7.3.6. ENFRIADOR DE FUEL OIL (HE-007)

Este enfriador es requerido para disipar el calor de las bombas de inyección durante la operación de MDO. Para plantas con más de un motor solo se requiere de un enfriador de MDO. Su capacidad ha sido calculada en el sistema de combustible y es de:

$$P = 144 \text{ kW}$$

10.7.3.7. TANQUE DE EXPANSIÓN LT (T-075)

Se dispondrá de un tanque de expansión para los tres motores. La capacidad de este tanque ya fue calculada y es de:

$$V_{EXPANSIÓN LT} = 2,1 \text{ m}^3$$

AGUA DE REFRIGERACIÓN HT

Este sistema lo componen:

10.7.3.8. PRECALENTADOR (1,2,3 H-001)

Antes de arrancar el motor frío, es necesario precalentar el agua de refrigeración de las camisas a 60 °C.

Esto se realiza en un módulo (MOD-004) que será independiente para cada motor. Este módulo lo componen un precalentador y una bomba.

La capacidad total requerida de cada motor para precalentar el circuito de alta temperatura desde 10 °C a 60 °C en 4 horas viene definida por la siguiente tabla:

Engine type	L/V engine
Min. heating power (kW/cylinder)	6

$$P = 6 \frac{kW}{cilindro} \cdot 16 \text{ cilindros} = 96 \text{ kW}$$

Para precalentar cada motor es necesaria una potencia de:

$$P = 96 \text{ kW}$$

Para la circulación del agua durante el precalentamiento es necesaria una bomba eléctrica. El caudal de esta bomba se obtiene con la siguiente tabla:

No. of cylinders, config.	Minimum flow rate required during preheating and post-cooling
	m ³ /h
6L	7.2
7L	8.4
8L	9.6
9L	10.8
10L	12.0
12V	14.4
14V	16.8
16V	19.2

Dispondremos de una para cada motor y cada una tendrá un caudal de:

$$Q = 19,2 \frac{m^3}{h}$$

Para la presión emplearemos la siguiente tabla:

HT cooling water – Engine

	Min.	Max.
HT cooling water temperature engine outlet ¹⁾	90 °C ²⁾	95 °C ³⁾
HT cooling water temperature engine inlet – Preheated before start	60 °C	90 °C
HT cooling water pressure engine inlet ⁴⁾	3 bar	4 bar
Pressure loss engine (total, for nominal flow rate)	-	1.35 bar
Only for information:		
+ Pressure loss engine (without charge air cooler)	0.3 bar	0.5 bar
+ Pressure loss HT piping engine	0.2 bar	0.45 bar
+ Pressure loss charge air cooler (HT stage)	0.2 bar	0.4 bar
Pressure rise attached HT cooling water pump (optional)	3.2 bar	3.8 bar

Tomaremos una presión de 4 bares.

Se opta por instalar tres bombas centrífugas y verticales de la marca *Azcue*, concretamente el modelo *LN 40-125* con una capacidad de 19,2 m³/h y 4 bares de presión. La presión se calculará como sigue:

$$P = \frac{9,81 \cdot 19,2 \frac{m^3}{h} \cdot 40 \text{ m. c. a} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,6} = 3,5 \text{ kW}$$

$$P = 3,5 \text{ kW}$$

10.7.3.9. ENFRIADOR PRINCIPAL HT (HE-003)

Este enfriador se encarga del aire de carga y de las camisas de los cilindros y su capacidad es de:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
Charge air:	kW				
Charge air cooler (HT stage)		2,322	3,045	3,461	3,763
Jacket cooling		681	908	1,021	1,136

$$P = 3045 \text{ kW} + 908 \text{ kW} = 3953 \text{ kW}$$

$$P = 3953 \text{ kW}$$

10.7.3.10. BOMBAS DE AGUA DULCE HT (1,2,3,4,5,6 P-002)

Dispondremos de una bomba arrastrada y otra eléctrica por cada motor instalado.

El caudal viene definido en la siguiente tabla:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
a) Attached					
HT CW service pump	m ³ /h	84	112	126	140
b) Free-standing ⁴⁾					
HT CW stand-by pump	m ³ /h	84	112	126	140

La presión será la siguiente:

HT cooling water – Engine

	Min.	Max.
HT cooling water temperature engine outlet ¹⁾	90 °C ²⁾	95 °C ³⁾
HT cooling water temperature engine inlet – Preheated before start	60 °C	90 °C
HT cooling water pressure engine inlet ⁴⁾	3 bar	4 bar
Pressure loss engine (total, for nominal flow rate)	-	1.35 bar
Only for information:		
+ Pressure loss engine (without charge air cooler)	0.3 bar	0.5 bar
+ Pressure loss HT piping engine	0.2 bar	0.45 bar
+ Pressure loss charge air cooler (HT stage)	0.2 bar	0.4 bar
Pressure rise attached HT cooling water pump (optional)	3.2 bar	3.8 bar

Se opta por instalar tres bombas centrífugas verticales de la marca *Azcue*, concretamente el modelo *LN 80-160* con una capacidad de 112 m³/h y 4 bares de presión, estas bombas al ser arrastradas por los motores no se incluirán en el balance eléctrico.

Las bombas eléctricas elegidas también serán centrífugas, verticales y de la marca *Azcue* con una capacidad de 112 m³/h y 4 bares de presión. La potencia será de:

$$P = \frac{9,81 \cdot 112 \frac{m^3}{h} \cdot 40 \text{ m. c. a.} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3}}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,71} = 17,2 \text{ kW}$$

$$P = 17,2 \text{ kW}$$

10.7.3.11. TANQUE DE EXPANSIÓN HT (T-002)

La capacidad de este tanque ya ha sido calculada:

$$V_{EXPANSIÓN HT} = 2,1 \text{ m}^3$$

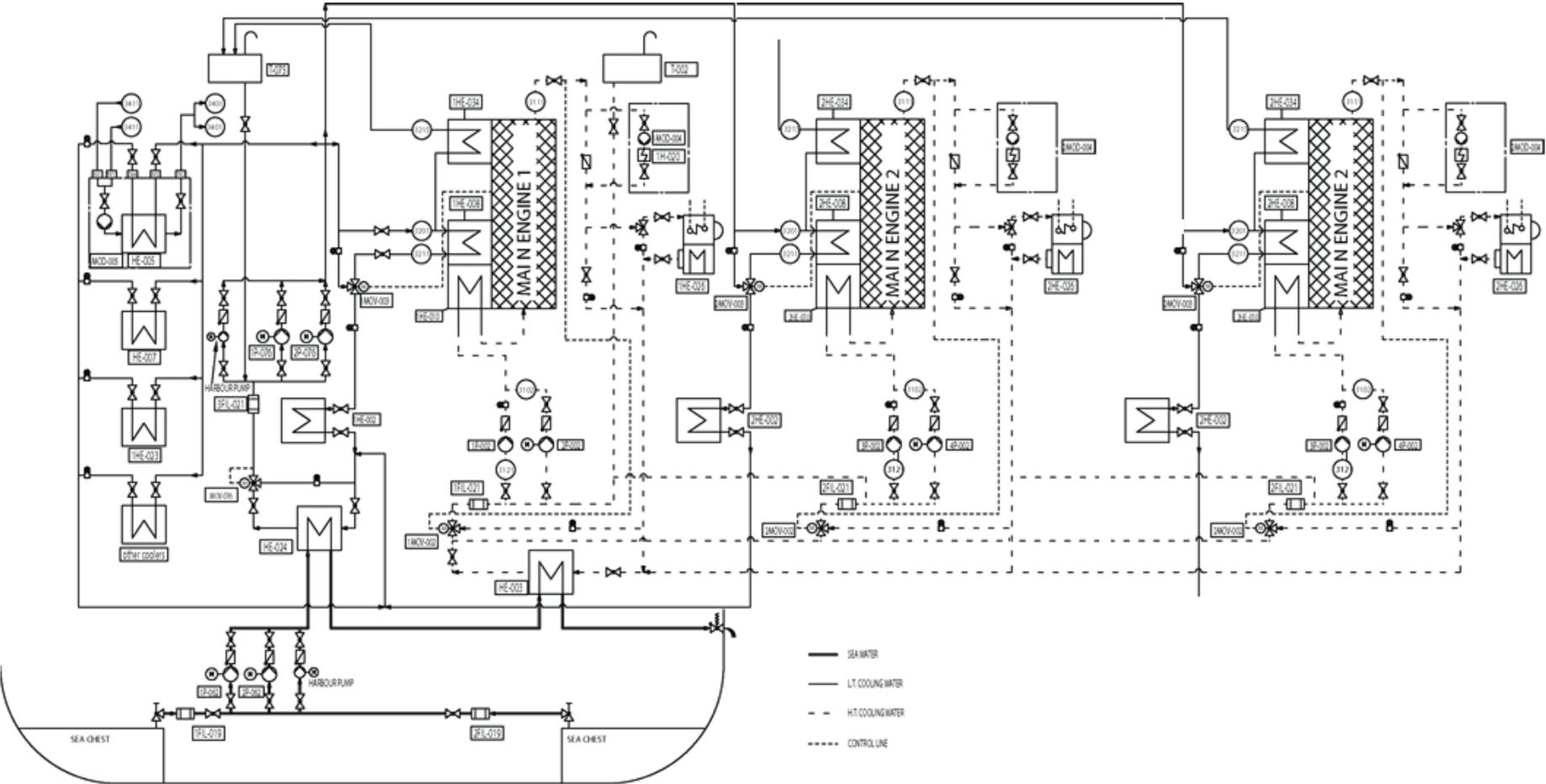
10.7.3.12. LISTA DE EQUIPOS

En la siguiente tabla se recogen las capacidades obtenidas de los sistemas que forman parte del balance eléctrico:

Equipo	Nº	Marca	Caudal (m³/h)	Presión (bar)	Potencia unitaria (kW)	Potencia total (kW)
Bomba A.S. (1,2 P-062)	2	IronPump	1168	3	137,8	275,6
AGUA DE REFRIGERACIÓN LT						
Bomba A.D. LT (2 P-076)	1	Azcue	528	4	74,7	74,7
Bomba inyectoras (HE-005)	1	Desmi	8,4	2,2	0,84	0,84
AGUA DE REFRIGERACIÓN HT						
Bomba precalent. (1,2,3 MOD-004)	3	Azcue	19,2	4	3,5	10,5
Precalentador (1,2,3 MOD-004)	3	-	-	-	96	288
Bomba A.D. HT (2,4,6 P-002)	3	Azcue	112	4	17,2	51,6
Σ						701,2

10.7.3.13. DIAGRAMA DEL AGUA DE REFRIGERACIÓN

En el siguiente diagrama se muestra el agua de refrigeración para tres motores:



11840210061A

10.7.4. SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

El sistema de aire comprimido lo componen:

10.7.4.1. BOTELLAS DE AIRE DE ARRANQUE (1,2 T-007)

Este cálculo se ha realizado obteniendo dos botellas de 2,5 m³ cada una.

10.7.4.2. COMPRESORES (1,2 C-001)

Estos son multietapa equipados con válvulas de seguridad, enfriadores de aire comprimido y purgadores de condensación.

El fabricante exige la instalación de dos o más compresores y al menos uno de ellos tendrá un accionamiento independiente del motor principal y suministrará por lo menos el 50 % de la capacidad total requerida.

La capacidad total del compresor se calcula de la siguiente manera:

$$P = \frac{V \cdot 30}{1000}$$

Siendo:

V el volumen total de aire de arranque a 30 bares en litros.

Entonces la capacidad total será:

$$P = \frac{(2500 \text{ litros} + 2500 \text{ litros}) \cdot 30}{1000} = 150 \frac{Nm^3}{h}$$

Se dispondrán dos compresores, estos serán del fabricante *Atlas Copco*, concretamente el modelo *LT 50-30 KE* que cuenta con las siguientes características:

Type	FAD*	Charging capacity**	Frequency	Power	
	m ³ /h	m ³ /h	Hz	kW	hp
LT 25-30 KE	55	60	60	15	20
	69	75	50	18.5	25
	83	90	60	22	30
LT 30-30 KE	74	80	60	18.5	25
	92	100	50	22	30
	111	120	60	30	40
LT 35-30 KE	92	100	60	22	30
	115	125	50	30	40
	139	150	60	30	40
LT 40-30 KE	106	115	60	30	40
	134	145	50	37	50
	162	175	60	37	50
LT 50-30 KE	134	145	60	30	40
	166	180	50	37	50
	204	220	60	45	60

10.7.4.3. LISTA DE EQUIPOS

En la siguiente tabla se muestra un resumen de los equipos de este servicio con las capacidades calculadas:

Equipos	Nº	Marca	Caudal (m ³ /h)	Presión (bar)	Potencia unitaria (kW)	Potencial total (kW)
Compresor (1,2 C-001)	2	Atlas Copco	166	30	37	74
Σ						74

10.7.4.4. DIAGRAMA DEL AIRE DE ARRANQUE

El siguiente diagrama muestra el sistema de aire comprimido correspondiente a un motor. Podemos ver los dos compresores y las dos botellas de aire de arranque con sus correspondientes etiquetas:

10.8. AIRE DE EXHAUSTACIÓN

En este apartado realizaremos el cálculo de la sección de los conductos de exhaustación.

El fabricante recomienda una velocidad máxima de los gases de aproximadamente 40 m/s. El caudal viene definido en la siguiente tabla:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
Volume flow (temperature turbo-charger outlet) ⁵⁾	m ³ /h	83,392	111,211	125,091	139,028

Sabiendo que:

$$Q = S \cdot V$$

Despejando la sección:

$$S = \frac{111211 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s}}{40 \frac{m}{s}} = 0,7723 m^2$$

El diámetro es de:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,7723 m^2}{\pi}} = 0,9916 m$$

Nos iremos a un diámetro de tubería normalizado:

Nominal Pipe Size - NPS		Outside Diameter (mm)			
DN (mm)	Inch	ISO 6708 Pipework components	DIN EN 10220 Seamless Steel Pipes	DIN EN 10255 Threaded Tube	ASME
1000	40	1016	1020	1016	1016

$$DN = 1000 mm$$

Estos conductos serán independientes para cada motor, disponiendo de un total de tres.

10.9. GENERACIÓN DE VAPOR

10.9.1. CALEFACCIÓN DEL COMBUSTIBLE

Los tanques de Fuel Oil necesitarán un sistema de calefacción con el objetivo de conseguir la viscosidad adecuada para fluir. Esto se realizará mediante tres economizadores situados en la chimenea que aprovecharán los gases de exhaustación de los motores diésel para elevar y mantener la temperatura de los tanques de combustible.

El consumo de calor consta de dos términos: el primero corresponde al calor necesario para elevar la temperatura de la carga y el segundo es el calor que se precisa para mantener dicha temperatura.

$$E_T = E_1 + E_2 = \frac{V \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_f - T_i)}{3600 \cdot T} + \sum K_v \cdot A \cdot (T_m - T_{ext})$$

Siendo:

E_T la potencia calorífica total necesaria para elevar la temperatura (kW).

V el volumen de tanque (m³).

ρ la densidad del combustible (kg/m³).

C_p el calor específico del líquido (kJ/kg·°C).

T_f la temperatura final de calentamiento (°C).

T_i la temperatura inicial del calentamiento (°C).

T el tiempo de calentamiento (h).

K_v coeficiente de transmisión de calor del tanque (kW/m²·C).

A es el área del mamparo del tanque (m²).

T_m la temperatura media del líquido del tanque (°C).

T_{ext} la temperatura exterior (°C).

En la siguiente tabla se definen los datos comunes y las condiciones de contorno para realizar los cálculos:

Calor específico	0,45	kcal/kg·°C
Calor específico	1,88	kJ/kg·°C
Densidad HFO a 75 °C	950	kg/m ³
Temperatura del aire	2	°C
Temperatura del agua	5	°C
Temperatura de cámara de máquinas	20	°C

Los valores del coeficiente de transmisión serán los de la siguiente tabla:

Coeficiente de transmisión de calor del tanque	K_v (kW/m ² ·°C)
Costado del tanque al agua del mar	$20 \cdot 10^{-3}$
Costado del tanque a la atmósfera	$4,65 \cdot 10^{-3}$
Mamparo del tanque a espacio interior/tanque vacío	$4,65 \cdot 10^{-3}$
Tapa del tanque a la atmósfera	$5,4 \cdot 10^{-3}$
Fondo del tanque al agua del mar	$2,8 \cdot 10^{-3}$

10.9.1.1. TANQUES DE ALMACÉN DE HFO

Los tanques de almacén de Fuel Oil llevarán su correspondiente serpentín para mantener la temperatura con la que ha sido suministrado (40 °C).

El barco del proyecto cuenta con dos tanques de almacén con las siguientes dimensiones:

Tanque	L (m)	B (m)	D (m)	V (m ³)	Cb
Tanque de almacén	7,2	18,5	17,5	1992,2	0,85

En este caso no será necesario elevar la temperatura de los tanques y únicamente emplearemos calor para evitar las pérdidas con el objetivo de mantener su temperatura. Para el cálculo de la potencia necesaria consideraremos las siguientes condiciones de contorno son:

Dirección	Medio	K _v (kW/m ² ·°C)	T _m (°C)	T _{ext} (°C)
Cubierta	Tapa a la atmósfera	0,0054	40	2
Fondo	Cámara de bombas	0,00465	40	20
Estribor	Espacio interior	0,00465	40	20
Babor	Cámara de bombas	0,00465	40	20
Proa	Slop	0,00465	40	40
Popa	Tanque Sedimentación	0,00465	40	75
Popa	Espacio interior	0,00465	40	20

Entonces la potencia necesaria, en kW, para mantener la temperatura de los tanques de almacén es:

Dirección	K _v (kW/m ² ·°C)	ΔT (°C)	Superficie (m ²)	E ₂ (kW)
Cubierta	0,0054	38	113,8	23,4
Fondo	0,00465	20	113,8	10,6
Estribor	0,00465	20	107,7	10,0
Babor	0,00465	20	107,7	10,0
Proa	0,00465	0	276,7	0,0
Popa	0,00465	-35	48,7	-7,9
Popa	0,00465	20	228,0	21,2
SUMA				67,3

Esta potencia sería para un tanque, y como disponemos de dos:

$$E_2 = 2 \text{ tanques} \cdot 67,3 \text{ kW} = 134,5 \text{ kW}$$

10.9.1.2. TANQUES DE SEDIMENTACIÓN

El tanque de sedimentación de Fuel Oil lleva su correspondiente serpentín de vapor para calefacción con objeto de que el Fuel Oil que llega del tanque de almacén a una temperatura aproximada de 40 °C pueda ser calentado hasta los 75 °C, temperatura que produce la sedimentación de los residuos que arrastra el Fuel Oil y facilita su trasiego.

Las dimensiones de los tanques de sedimentación son:

Tanque	L (m)	B (m)	D (m)	V (m ³)	Cb
Tanque de sedimentación	4	8,5	8	194,8	0,72

El calor necesario para elevar la temperatura del tanque de sedimentación desde los 40 °C procedente de los tanques de almacén hasta los 75 °C, suponiendo un tiempo de calentamiento de 6 horas es:

$$E_1 = \frac{V \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T}{3600 \cdot T} = 2 \text{ tanques} \cdot \frac{194,8 \text{ m}^3 \cdot 950 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (75 ^\circ\text{C} - 40 ^\circ\text{C})}{3600 \cdot 6 \text{ h}} = 1127,7 \text{ kW}$$

Para calcular el calor necesario para mantener el tanque a los 75 °C supondremos las siguientes condiciones de contorno:

Dirección	Medio	K _v (kW/m ² ·°C)	T _m (°C)	T _{ext} (°C)
Cubierta	Tapa a la atmósfera	0,0054	75	2
Fondo	CCMM	0,00465	75	20
Estribor	Espacio interior	0,00465	75	20
Babor	Espacio interior	0,00465	75	20
Proa	Tanque almacén	0,00465	75	40
Popa	Tanque servicio	0,00465	75	75

Entonces la potencia necesaria para un tanque, en kW, es de:

Dirección	K _v (kW/m ² ·°C)	ΔT (°C)	Superficie (m ²)	E ₂ (kW)
Cubierta	0,0054	73	24,4	9,6
Fondo	0,00465	55	24,4	6,2
Estribor	0,00465	55	22,9	5,9
Babor	0,00465	55	22,9	5,9
Proa	0,00465	35	48,7	7,9
Popa	0,00465	0	43,7	0,0
SUMA				35,5

Esta potencia sería para un tanque, y como disponemos de dos:

$$E_2 = 2 \cdot 35,5 \text{ kW} = 71,0 \text{ kW}$$

10.9.1.3. TANQUES DE SERVICIO DE HFO

El Fuel Oil es recogido del tanque de sedimentación y pasa al sistema de purificadoras, antes de ser purificado es necesario que el Fuel Oil sea calentado hasta los 105 °C que es la temperatura a la que se realizará la purificación del Fuel Oil. Este calentamiento lo realiza el precalentador de las purificadoras, después el Fuel Oil es bombeado a los tanques de servicio diario.

En estos tanques el Fuel Oil no será calentado, el fabricante únicamente exige mantener la temperatura de estos tanques a 75 °C que es a la temperatura a la que se debe enviar el Fuel Oil al precalentador de combustible de los motores principales.

El barco del proyecto cuenta con dos tanques de uso diario con las siguientes dimensiones:

Tanque	L (m)	B (m)	D (m)	V (m ³)	Cb
Tanque de uso diario	3,2	8,5	8	139,9	0,64

Estos tanques se aislarán térmicamente. Para los cálculos supondremos un coeficiente de transmisión de los mamparos aislados de k = 0,00058 kW/m²·°C:

Dirección	Medio	K_v (kW/m ² ·°C)	T_m (°C)	T_{ext} (°C)
Cubierta	Tapa a la atmósfera	0,00058	75	2
Fondo	CCMM	0,00058	75	20
Estribor	Espacio interior	0,00058	75	20
Babor	Espacio interior	0,00058	75	20
Proa	T. Sedimentación	0,00058	75	75
Popa	T. Derrames/Reboses	0,00058	75	40

La potencia necesaria para un tanque de uso diario, en kW, será:

Dirección	K_v (kW/m ² ·°C)	ΔT (°C)	Superficie (m ²)	E_2 (kW)
Cubierta	0,00058	73	17,5	0,74
Fondo	0,00058	55	17,5	0,56
Estribor	0,00058	55	16,5	0,53
Babor	0,00058	55	16,5	0,53
Proa	0,00058	0	43,7	0,00
Popa	0,00058	35	39,8	0,81
SUMA				3,2

Como disponemos de dos tanques:

$$E_2 = 2 \cdot 3,2 \text{ kW} = 6,3 \text{ kW}$$

10.9.1.4. TANQUE DE LODOS

El fabricante ordena que la calefacción de este tanque se dimensione para calentar el contenido a 60 °C.

El barco del proyecto cuenta con un tanque de lodos con las siguientes dimensiones:

Tanque	L (m)	B (m)	D (m)	V (m ³)	Cb
Tanque de lodos	7,2	9	2,5	88,5	0,55

El contenido del tanque de lodos procede del purificador por lo que no será necesario elevar su temperatura, solo mantenerla a 60 °C:

Dirección	Medio	K_v (kW/m ² ·°C)	T_m (°C)	T_{ext} (°C)
Cubierta	CCMM	0,00465	60	20
Fondo	Agua del mar	0,0028	60	5
Estribor	Espacio interior	0,00465	60	20
Babor	Espacio interior	0,00465	60	20
Proa	Espacio interior	0,00465	60	20
Popa	Espacio interior	0,00465	60	20

Entonces la potencia necesaria para este tanque, en kW, es de:

Dirección	K_v (kW/m ² ·°C)	ΔT (°C)	Superficie (m ²)	E_2 (kW)
Cubierta	0,00465	40	35,4	6,58
Fondo	0,0028	55	35,4	5,45
Estribor	0,00465	40	9,8	1,83
Babor	0,00465	40	9,8	1,83
Proa	0,00465	40	12,3	2,29
Popa	0,00465	40	12,3	2,29
SUMA				20,3

La potencia necesaria es de:

$$E_2 = 20,3 \text{ kW}$$

10.9.1.5. TANQUES DE SERVICIO DE MDO

El barco del proyecto cuenta con dos tanques de servicio de MDO con las siguientes dimensiones:

Tanque	L (m)	B (m)	D (m)	V (m ³)	Cb
Tanque de uso diario	2,4	4	8	34,5	0,45

Estos tanques irán calefactados para mantener el combustible a una temperatura mínima de 40 °C:

Dirección	Medio	K_v (kW/m ² ·°C)	T_m (°C)	T_{ext} (°C)
Cubierta	Tapa a la atmósfera	0,0054	40	2
Fondo	CCMM	0,00465	40	20
Estribor	Espacio interior	0,00465	40	20
Babor	Espacio interior	0,00465	40	20
Proa	T.Almacén MDO	0,00465	40	20
Popa	Espacio interior	0,00465	40	20

Entonces la potencia necesaria para un tanque de servicio de MDO, en kW, es de:

Dirección	K_v (kcal/m ² ·°C·h)	ΔT (°C)	Superficie (m ²)	E_2 (kW)
Cubierta	0,0054	38	4,3	0,9
Fondo	0,00465	20	4,3	0,4
Estribor	0,00465	20	8,6	0,8
Babor	0,00465	20	8,6	0,8
Proa	0,00465	20	14,4	1,3
Popa	0,00465	20	14,4	1,3
SUMA				5,5

Como disponemos de dos tanques, la potencia total es de:

$$\text{Potencia total} = 5,5 \text{ kW} \cdot 2 \text{ tanques} = 11,1 \text{ kW}$$

10.9.1.6. RESULTADOS FINALES

Los resultados finales son:

Tanque	E ₁ (kW)	E ₂ (kW)	E _T (kW)
Tanques de almacén de HFO	0	134,5	134,5
Tanques de sedimentación	1127,7	71,0	1198,6
Tanques de servicio de HFO	0	6,3	6,3
Tanque de lodos	0	20,3	20,3
Tanques de servicio de MDO	0	11,1	11,1
Suma	1127,7	243,2	1370,9

10.9.2. CALEFACCIÓN DE LA CARGA

Como ocurre con los tanques de combustible, la carga también necesitará un sistema de calefacción con el objetivo de conseguir la viscosidad adecuada para fluir.

Para su cálculo emplearemos la misma fórmula que la empleada en la calefacción de los tanques de combustible:

$$E_T = E_1 + E_2 = \frac{V \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_f - T_i)}{3600 \cdot T} + \sum K_V \cdot A \cdot (T_m - T_{ext})$$

En la siguiente tabla se definen las características principales de la carga y que serán necesarios para realizar los cálculos:

Densidad de la carga	860	kg/m ³
Calor específico	0,45	kcal/kg·°C
Calor específico	1,88	kJ/kg·°C

Las condiciones del calentamiento de la carga se muestran a continuación:

Temperatura inicial	40	°C
Temperatura final	65	°C
Duración	96	horas
Mantenimiento de la temperatura de la carga	40	°C
Temperatura del aire	2	°C
Temperatura del agua	5	°C

El barco del proyecto cuenta con doce tanques de carga más dos de slop, que hacen un volumen total de 169807,859 m³, por lo que el calor necesario para pasar de 40 °C a 65 °C será:

$$E_1 = \frac{169807,859 \text{ m}^3 \cdot 860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{°C}} \cdot (65\text{°C} - 40\text{°C})}{3600 \cdot 96 \text{ h}} = 19860,1 \text{ kW}$$

Ahora realizaremos los cálculos para mantener la temperatura de 40 °C en todos los tanques de carga y slop. Para ello se tendrá en cuenta que la tapa es la única superficie que se encuentra en contacto directo con el exterior, ya que el resto se encuentran en contacto o bien con el doble fondo, con el doble casco o con otros tanques de carga. Los únicos que van a variar son la primera pareja de tanques de carga y los tanques Slop, los primeros porque a proa se encuentran con el pique de proa (que consideraremos como un espacio vacío) y los segundos porque limitan en popa con los tanques de almacén de combustible, que como se ha explicado previamente se encuentran a 40 °C.

10.9.2.1. TANQUES SLOP

Realizaremos los cálculos considerando la pareja como un solo tanque:

TANQUES SLOP							
Dirección	Medio	k	T _m (°C)	T _{ext} (°C)	ΔT (° C)	Superficie (m ²)	E ₂ (kW)
Cubierta	Tapa a la atmósfera	0,0054	40	2	38	258	52,9
Fondo	Doble fondo	0,00465	40	20	20	258	24,0
Estribor	Doble casco	0,00465	40	20	20	129	12,0
Babor	Doble casco	0,00465	40	20	20	129	12,0
Proa	Tanque de carga	0,00465	40	40	0	924,5	0,0
Popa	Tanque de almacén	0,00465	40	40	0	924,5	0,0
SUMA							100,9

El consumo en kW será:

$$E_2 = 100,9 \text{ kW}$$

10.9.2.2. TANQUES DE CARGA DEL CUERPO CENTRAL

El siguiente cálculo es común a los tanques de carga N°2, N°3, N°4, N°5 y N°6, por tener las mismas condiciones de contorno. La siguiente tabla muestra el procedimiento de cálculo para una pareja de los tanques de carga del cuerpo central:

TANQUES DE CARGA							
Dirección	Medio	k	T _m (°C)	T _{ext} (°C)	ΔT (° C)	Superficie (m ²)	E ₂ (kW)
Cubierta	Tapa a la atmósfera	0,0054	40	2	38	1376	282,4
Fondo	Doble fondo	0,00465	40	20	20	1376	128,0
Estribor	Doble casco	0,00465	40	20	20	688	64,0
Babor	Doble casco	0,00465	40	20	20	688	64,0
Proa	Tanque de carga	0,00465	40	40	0	924,5	0,0
Popa	Tanque de carga	0,00465	40	40	0	924,5	0,0
SUMA							538,3

Como disponemos de cinco parejas de tanques iguales, el consumo en kW será de:

$$\text{Potencia} = 5 \text{ tanques} \cdot \frac{538,3 \text{ kW}}{1 \text{ tanque}} = 2691,5 \text{ kW}$$

10.9.2.3. TANQUES DE CARGA DE PROA

Los tanques de carga N°1:

TANQUES DE CARGA N°1							
Dirección	Medio	k	T _m (°C)	T _{ext} (°C)	ΔT (° C)	Superficie (m ²)	E ₂ (kW)
Cubierta	Tapa a la atmósfera	0,0054	40	2	38	1376	282,4
Fondo	Doble fondo	0,00465	40	20	20	1376	128,0
Estribor	Doble casco	0,00465	40	20	20	688	64,0
Babor	Doble casco	0,00465	40	20	20	688	64,0
Proa	Espacio vacío	0,00465	40	20	20	924,5	86,0
Popa	Tanque de carga	0,00465	40	65	0	924,5	0,0
SUMA							624,3

El consumo en kW será:

$$E_2 = 624,3 \text{ kW}$$

10.9.2.4. RESULTADOS FINALES

Los resultados finales son:

Tanque	E ₁ (kW)	E ₂ (kW)
Pareja de tanques slop	19860,1	100,9
Pareja de tanques de carga Nº1		538,3
Pareja de tanques de carga Nº2		538,3
Pareja de tanques de carga Nº3		538,3
Pareja de tanques de carga Nº4		538,3
Pareja de tanques de carga Nº5		538,3
Pareja de tanques de carga Nº6		624,3
TOTAL	19860,1	3416,7

10.9.3. BALANCE TÉRMICO

Se van a considerar tres condiciones de navegación en el balance de vapor:

- 1) Navegación normal: en esta condición se realiza el mantenimiento y elevación de la temperatura de los tanques de combustible y el mantenimiento de los tanques de carga.
- 2) Navegación durante las últimas 96 horas: en este caso, además del mantenimiento y elevación de la temperatura de los tanques de combustible se produce la elevación de la temperatura de los tanques de carga.
- 3) Estancia en puerto: solo se mantiene y eleva la temperatura en los tanques de combustible.

A continuación, se muestra una tabla con las diferentes potencias requeridas en cada una de las condiciones de navegación:

Servicio	Potencia (kW)	Navegación con carga		Navegación últimas 96 h		Estancia en puerto	
		Uso	kW	Uso	kW	Uso	kW
Elevar t ^a carga	19860,1	0	0,0	1	19860,1	0	0,0
Mantener t ^a carga	3416,7	1	3416,7	0	0,0	0	0,0
Mantener t ^a tanque de almacén HFO	134,5	1	134,5	1	134,5	1	134,5
Elevar t ^a tanque de sedimentación HFO	1127,7	1	1127,7	1	1127,7	1	1127,7
Mantener t ^a tanque de sedimentación HFO	71,0	1	71,0	1	71,0	1	71,0
Mantener t ^a tanques servicio HFO	6,3	1	6,3	1	6,3	1	6,3
Mantener t ^a tanque de lodos	20,3	1	20,3	1	20,3	1	20,3
Mantener t ^a tanques servicio MDO	11,1	1	11,1	1	11,1	1	11,1
TOTAL			4787,5		21230,9		1370,9

Como era de esperar, la situación más desfavorable se produce durante la elevación de la temperatura de la carga.

La generación de vapor se realizará de dos formas: mediante economizadores situados en la chimenea que aprovecharán el calor de los gases de exhaustación y a través de una planta generadora de vapor (caldera).

10.9.3.1. ECONOMIZADORES

El aporte calorífico de los motores diésel se muestra en la siguiente tabla:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
Heat content (190 °C)	kW	2,226	2,971	3,340	3,715

A continuación, se realizará el estudio de las condiciones de navegación considerando el aporte calorífico de los motores:

Estudio de potencia	Navegación con carga	Navegación últimas 96 h	Estancia en puerto
Potencia gases combustión (kW)	2971	2971	2971
Nº Generadores ON	3	3	1
Potencia total gases combustión (kW)	8913	8913	2971
Rendimiento economizador	0,78*	0,78*	0,78*
Potencia total aportada (kW)	6952,1	6952,1	2317,4
Potencia total demandada (kW)	4787,5	21230,9	1370,9

*Por falta de datos, se ha tomado la eficiencia de los economizadores del fabricante *Mitsubishi*.

Se comprueba que los gases de exhaustación tienen la capacidad suficiente de generar el vapor necesario durante la navegación con carga y la estancia en puerto, por lo que se decide instalar tres economizadores (uno por cada motor diésel) con una capacidad total de al menos 6952,1 kW, que en kg/h equivale a:

$$Capacidad\ total = \frac{6952,1\ kW \cdot \frac{859,85\ \frac{kcal}{h}}{1\ kW}}{660,5\ \frac{kcal}{kg} - 166,6\ \frac{kcal}{kg}} = 12103,3\ \frac{kg}{h}$$

Al disponer de tres, la capacidad de cada uno será:

$$Capacidad\ unitaria = \frac{12103,3\ \frac{kg}{h}}{3} = 4034,4\ \frac{kg}{h}$$

Se decide instalar los economizadores del fabricante *Alfa Laval*, con una capacidad de hasta 5 toneladas/hora:

PRODUCT	 Aalborg XS-2V/7V
CAPACITY	0.5 - 5.0 t/h Exhaust gas economizer after diesel engines
DESIGN	<ul style="list-style-type: none"> • Cylindrical • Vertical • Bare smoke tubes • With steam space (-2V) • Without steam space (-7V)
PRESSURE	<ul style="list-style-type: none"> • 10 bar(g)
MEDIUM	<ul style="list-style-type: none"> • Steam
BURNER	<ul style="list-style-type: none"> • Unfired • Heat recovery from exhaust gas
CONTROL	<ul style="list-style-type: none"> • Aalborg Relay/PLC • Aalborg Control Touch

10.9.3.2. CALDERAS

Como se ha visto, con los economizadores no es suficiente para la navegación durante las últimas 96 horas, que es cuando se eleva la temperatura de los tanques de carga de 40 °C a 65 °C, por lo que es necesario instalar una caldera.

En la siguiente tabla se obtiene la capacidad de la caldera a instalar:

Estudio de potencia	Navegación con carga	Navegación últimas 96 h	Estancia en puerto
Potencia restante (kW)	-	14278,8	-
Potencia restante (kg/h)	-	24858,5	-
Rendimiento caldera	-	0,805	-
Potencia restante demandada (kg/h)	-	30880,1	-

La caldera que se decide instalar es del fabricante *Mitsubishi*, concretamente el modelo *MAC-35B* capaz de generar hasta 35000 kg/h:

Boiler type		MAC -20B	MAC -25B	MAC -30B	MAC -35B	MAC -40B	MAC -45B	MAC -50B	MAC -55B	
Evaporation	kg/h	~ 20,000	~ 25,000	~ 30,000	~ 35,000	~ 40,000	~ 45,000	~ 50,000	~ 55,000	
	Boiler design pressure	MPa 1.77								
Working steam pressure	MPa	1.57								
Steam temperature	°C	*Saturated temperature to 280								
Boiler efficiency (LHV base)	%	80.5				82.5				
Feed water temperature	°C	60								
Air temperature	°C	38								
Number of burners	-	1								
Fuel oil consumption	kg/h	1,552	1,940	2,328	2,716	3,029	3,407	3,787	4,165	
Weight	ton	27.3	29.5	31.6	33.8	44.2	47.0	48.7	53.9	
Water content	ton	10	10.4	11.4	12.7	19.1	19.7	20.4	22.2	
Dimensions	Height (H)	mm	6,140	6,520	6,850	7,320	7,670	8,170	8,970	9,210
	Width (W)	mm	3,880	4,160	4,540	4,610	5,000	5,000	5,000	5,350
	Depth (D)	mm	3,410	3,410	3,600	3,800	4,520	4,520	4,520	4,710

10.10. VENTILACIÓN EN CÁMARA DE MÁQUINAS

La ventilación en cámara de máquinas es muy importante para el correcto funcionamiento de los sistemas. Un adecuado sistema de ventilación para la sala de máquinas del barco es esencial para eliminar el calor generado por los equipos y sistemas y prevenir que estos se dañen. La ventilación en este espacio permite que los motores del barco funcionen de manera más potente y eficiente, prolongando así la vida mecánica del equipamiento.

Para el cálculo se empleará la norma *UNE-EN-ISO 8861*:

10.10.1. CÁLCULO DEL FLUJO DE AIRE

El flujo de aire total, Q , será el valor más alto de:

$$Q = q_c + q_h$$

$$Q = 1,5 \cdot q_c$$

Siendo:

q_c el flujo de aire para la combustión y

q_h el flujo de aire para la evacuación de la emisión de calor.

A continuación, se realizará el cálculo por separado de los dos flujos:

10.10.2. FLUJO DE AIRE PARA LA COMBUSTIÓN

La cantidad de flujo de aire para la combustión, q_c , debe calcularse, en metros cúbicos por segundo, como sigue:

$$q_c = q_{dp} + q_{dg} + q_b$$

Siendo:

q_{dp} el flujo de aire para la combustión de los motores principales, en metros cúbicos por segundo.

q_{dg} el flujo de aire para la combustión de los generadores diésel, en metros cúbicos por segundo.

q_b el flujo de aire para la combustión de la caldera, en metros cúbicos por segundo.

10.10.2.1. MOTORES PRINCIPALES

En el barco del proyecto disponemos de dos motores propulsores eléctricos, por lo que la cantidad de aire para la combustión q_{dp} será cero.

$$q_{dp} = 0 \text{ m}^3/\text{s}$$

10.10.2.2. MOTORES DIÉSEL DE LOS GENERADORES

El flujo de aire para los motores diésel de los generadores, q_{dg} , es un valor proporcionado por la *Project Guide*:

No. of cylinders, configuration			12V	16V	18V	20V
Engine output		kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed		rpm	720/750			
Air flow rate ³⁾	m ³ /h	41,360	55,147	62,040	68,933	
	t/h	45.3	60.4	67.9	75.4	

Como disponemos de tres motores:

$$q_{dg} = 3 \text{ motores} \cdot 55147 \frac{m^3}{h} = 165441 \frac{m^3}{h} = 45,96 \frac{m^3}{s}$$

10.10.2.3. CALDERA

El flujo de aire para la combustión de las calderas, q_b , debe calcularse como sigue:

$$q_b = \frac{m_s \cdot m_{fs} \cdot m_{af}}{\rho}$$

Donde:

m_s es la capacidad de calor total de la caldera, en kilogramos por segundo;

$$m_s = 35000 \frac{kg}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s} = 9,72 \frac{kg}{s}$$

m_{fs} es el consumo de combustible, en kilogramos de combustible por kilogramo de vapor. Cuando no haya datos específicos disponibles se puede utilizar $m_{fs} = 0,077 \text{ kg/kg}$;

m_{af} es el aire necesario para la combustión, en kilogramos de aire por kilogramo de combustible. Cuando no haya datos específicos disponibles se puede utilizar $m_{af} = 15,7 \text{ kg/kg}$;

$\rho = 1,13 \text{ kg/m}^3$ es la densidad del aire a 35 °C, 70 RH y 101,3 kPa.

Entonces el flujo de aire para la combustión de las calderas es:

$$q_b = \frac{9,72 \frac{kg}{s} \cdot 0,077 \frac{kg}{kg} \cdot 15,7 \frac{kg}{kg}}{1,13 \frac{kg}{m^3}} = 10,4 \frac{m^3}{s}$$

10.10.2.4. RESULTADO FINAL

Finalmente, la cantidad de flujo para la combustión es:

$$q_c = 45,96 \frac{m^3}{s} + 10,4 \frac{m^3}{s} = 56,4 \frac{m^3}{s}$$

10.10.3. FLUJO DE AIRE PARA EVACUACIÓN DE LA EMISIÓN DE CALOR

La cantidad de flujo de aire necesaria para la evacuación de calor, q_h , debe calcularse, en metros cúbicos por segundo, como sigue:

$$q_h = \frac{\Phi_{dp} + \Phi_{dg} + \Phi_b + \Phi_p + \Phi_g + \Phi_{el} + \Phi_{ep} + \Phi_t + \Phi_o}{\rho \cdot c \cdot \Delta T} - 0,4 \cdot (q_{dp} + q_{dg}) - q_b$$

Donde:

Φ_{dp} es la emisión de calor del motor diésel de propulsión principal, en kilovatios;

Φ_{dg} es la emisión de calor de los motores diésel del generador, en kilovatios;

Φ_b es la emisión de calor de las calderas y los calentadores de fluido térmico, en kilovatios;

Φ_p es la emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación, en kilovatios;

Φ_g es la emisión de calor de los generadores eléctricos refrigerados por aire, en kilovatios;

Φ_{el} es la emisión de calor de las instalaciones eléctricas, en kilovatios;

Φ_{ep} es la emisión de calor de las tuberías de escape incluidas las calderas alimentadas por llama de gas;

Φ_t es la emisión de calor de los tanques de calefacción, en kilowatios;

Φ_o es la emisión de calor de otros componentes, en kilowatios;

q_{dp} el flujo de aire para la combustión de los motores principales, en metros cúbicos por segundo.

q_{dg} el flujo de aire para la combustión de los generadores diésel, en metros cúbicos por segundo.

q_b el flujo de aire para la combustión de la caldera, en metros cúbicos por segundo;

$\rho = 1,13 \text{ kg/m}^3$ es la densidad del aire a 35 °C, 70 RH y 101,3 kPa;

$c = 1,01 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$ es el calor específico del aire;

$\Delta T = 12,5 \text{ K}$ (aumento de la temperatura del aire en la sala de máquinas, es decir, la diferencia entre la temperatura de entrada y la de salida medida en las condiciones de diseño. La temperatura de salida debe medirse a la salida de la sala de máquinas al guardacalor o chimenea sin instalaciones sensibles al calor).

10.10.3.1. MOTOR DIÉSEL PRINCIPAL

En el barco del proyecto disponemos de dos motores propulsores eléctricos con su propia ventilación:

$$\Phi_{dp} = 0 \text{ kW}$$

10.10.3.2. MOTORES DIÉSEL DE LOS GENERADORES

La emisión de calor de los motores diésel, Φ_{dg} , es un dato proporcionado por el fabricante de los mismos:

No. of cylinders, configuration		12V	16V	18V	20V
Engine output	kW	7,200	9,600	10,800	12,000
Speed	rpm	720/750			
Heat radiation (engine)		224	299	336	374

$$\Phi_{dg} = 3 \cdot 299 \text{ kW} = 897 \text{ kW}$$

10.10.3.3. CALDERA

La emisión de calor de la caldera, Φ_b , debe calcularse, en kilowatios, como sigue:

$$\Phi_b = m_s \cdot m_{fs} \cdot h \cdot \frac{\Delta h_b}{100} \cdot B_1$$

Donde:

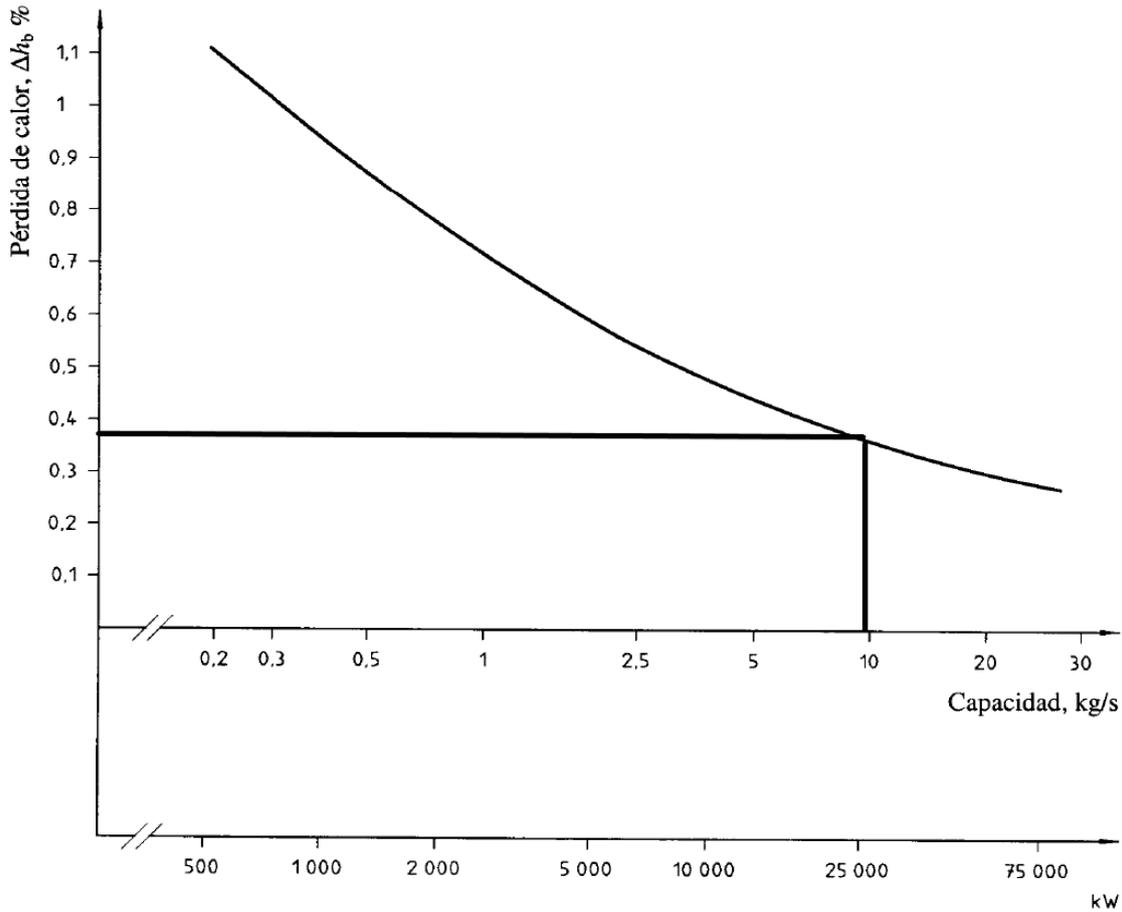
m_s es la capacidad de vapor total, en kilogramos por segundo:

$$m_s = 35000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 9,72 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

m_{fs} es el consumo de combustible, en kilogramos de combustible por kilogramo de vapor. Cuando no haya datos específicos disponibles se puede utilizar $m_{fs} = 0,077 \text{ kg/kg}$;

h es el más bajo valor calorífico del combustible, en kilojulios por kilogramos. Cuando no haya datos específicos disponibles, se puede utilizar $h = 40200 \text{ kJ/kg}$.

Δh_b es la pérdida de calor, en porcentaje, al máximo rendimiento continuo de la caldera o del calentador térmico. Cuando no haya datos específicos disponibles, se puede utilizar la siguiente gráfica:



$$\Delta h_b = 0,38$$

B_1 es una constante que se aplica a la ubicación de las calderas y otros intercambiadores de calor en la sala de máquinas. Si se presenta el caso de una caldera de descarga de gas situada directamente por debajo de un guardacalor descubierta, se utiliza el mismo factor $B_1 = 0,1$.

$$\phi_b = 9,72 \frac{kg}{s} \cdot 0,077 \frac{kg}{kg} \cdot 40200 \frac{kJ}{kg} \cdot \frac{0,38}{100} \cdot 0,1 = 11,4 kW$$

10.10.3.4. TUBERÍAS DE VAPOR Y CONDENSACIÓN

La emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación, ϕ_p , debe calcularse, en kilovatios, como sigue:

$$\phi_p = m_{sc} \cdot \frac{\Delta h_p}{100}$$

m_{sc} es el consumo total de vapor, en kilovatios (1 kW ~ 1,6 kg/h de vapor);

$$m_{sc} = 35000 \cdot \frac{kg}{h} \cdot \frac{1 kW}{1,6 \cdot \frac{kg}{h}} = 21875 kW$$

Δh_p es la pérdida de calor de las tuberías de vapor y condensación, en porcentaje del consumo de vapor en kilovatios. Cuando no haya datos específicos disponibles, se puede utilizar $\Delta h_p = 0,2$ % para el cálculo.

$$\phi_p = 21875 kW \cdot \frac{0,2}{100} = 43,75 kW$$

10.10.3.5. GENERADORES ELÉCTRICOS

Como la refrigeración de los generadores eléctricos no es por aire, si no por agua, ϕ_g será cero.

$$\phi_g = 0 \text{ kW}$$

10.10.3.6. INSTALACIONES ELÉCTRICAS

La emisión de calor de las instalaciones eléctricas, ϕ_{el} , debe calcularse, en kilowatios, en barcos convencionales donde no se saben todos los detalles de las instalaciones eléctricas se toma como el 20 % de la potencia de régimen del equipo eléctrico y de la iluminación que se utiliza en el mar.

En el *Cuaderno 11: Definición de la planta eléctrica* se ha obtenido una potencia destinada a los consumidores del barco de aproximadamente 2422,8 kW, lo que hace una emisión de calor de:

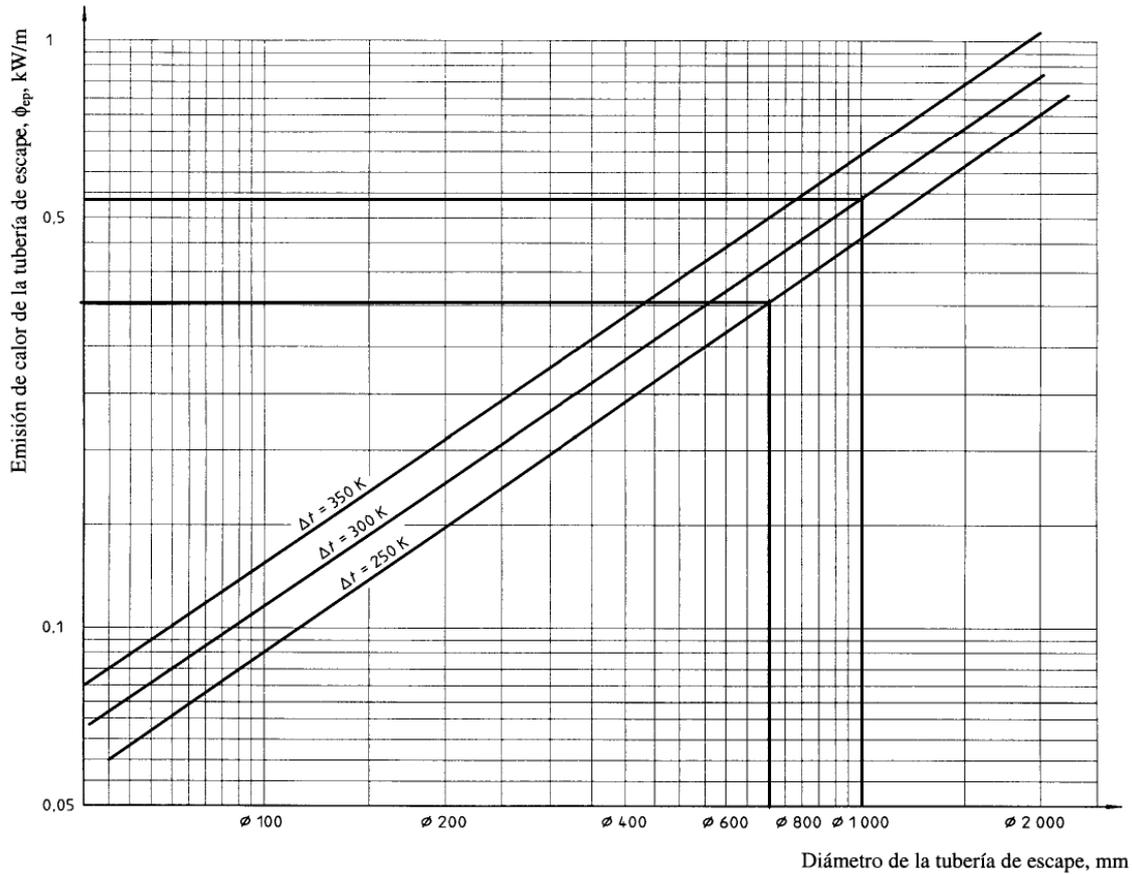
$$\phi_{el} = 2422,8 \text{ kW} \cdot \frac{20}{100} = 484,6 \text{ kW}$$

10.10.3.7. TUBERÍAS DE ESCAPE

La emisión de calor de las tuberías de escape y de las calderas de descarga alimentadas con llama de gas puede determinarse a partir de las curvas, en kilowatios por metro de tubería.

La temperatura de los gases de escape de los motores, fijada en el catálogo, es de 349 °C, y para la cámara de máquinas asumiremos una temperatura de 45 °C, lo que implica un salto térmico de 300 K. Para las calderas consideraremos un salto térmico de 250 K.

El diámetro de las tuberías de escape de los motores ha sido calculado previamente, obteniendo un valor de 1000 mm, mientras que para la caldera tomaremos un valor de 700 mm. Ahora entrando en la siguiente gráfica, obtenemos los siguientes resultados:



$$\phi_{ep} = 0,53$$

$$\phi_{ep} = 0,35$$

Suponiendo una longitud de 35 metros medidos desde la salida de los motores diésel hasta la salida de gases de combustión en la chimenea, y de 20 m para las calderas, se tiene una emisión de calor de:

$$\phi_{ep} = 3 \text{ motores} \cdot 0,53 \frac{\text{kW}}{\text{m}} \cdot 35 \text{ m} = 55,65 \text{ kW}$$

$$\phi_{ep} = 1 \text{ caldera} \cdot 0,35 \frac{\text{kW}}{\text{m}} \cdot 20 \text{ m} = 7 \text{ kW}$$

10.10.3.8. TANQUES DE CALEFACCIÓN

La emisión de calor de tanques de calefacción, ϕ_t , en kilowatios, debe basarse en la suma de las superficies de los tanques de calefacción contiguas con la sala de máquinas, utilizando los valores dados en la siguiente tabla:

Tabla 1
Emisión de calor de los tanques de calefacción

Superficie del tanque	Emisión de calor, ϕ_t , en kW/m ² , a una temperatura del tanque de				
	60 °C	70 °C	80 °C	90 °C	100 °C
No aislado	0,14	0,234	0,328	0,42	0,515
Con 30 mm de aislamiento	0,02	0,035	0,05	0,06	0,08
Con 50mm de aislamiento	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05

Los tanques de sedimentación cuentan con una superficie en contacto de 24,4 m² cada uno. Estos se encuentran a 75 °C y no están aislados, lo que equivale a una emisión de calor de:

$$\phi_{t1} = 0,281 \frac{kW}{m^2} \cdot 24,4 m^2 \cdot 2 \text{ tanques} = 13,7 kW$$

Los tanques de servicio de HFO con una superficie en contacto con la sala de máquinas de 17,5 m² cada uno, a una temperatura de 75°C, suponiendo un aislamiento de 50 mm tendrán una emisión de calor de:

$$\phi_{t2} = 0,025 \frac{kW}{m^2} \cdot 17,5 m^2 \cdot 2 \text{ tanques} = 0,9 kW$$

El tanque de lodos a 60 °C, sin aislamiento y con una superficie de contacto con cámara de máquinas de 35,4 m² genera una emisión de calor de:

$$\phi_{t3} = 0,14 \frac{kW}{m^2} \cdot 35,4 m^2 = 5,0 kW$$

La emisión total de calor de tanques de calefacción será de:

$$\phi_t = 13,7 kW + 0,9 kW + 5,0 kW = 19,6 kW$$

10.10.3.9. OTROS COMPONENTES

La emisión de calor de otros componentes, ϕ_o , en kilovatios, por ejemplo: compresores, vapor, turbinas, mecanismos reductores, intercambiadores de calor, sistemas de tuberías e hidráulicos, deben incluirse al calcular la cantidad de flujo de aire para la evacuación de la emisión de calor.

Estas pérdidas se supondrán como un 10 % de los consumidores eléctricos del barco:

$$\phi_o = 2422,8 kW \cdot \frac{10}{100} = 242,3 kW$$

10.10.3.10. RESULTADO FINAL

Conocidos todos los valores, ya se puede calcular el flujo de aire para evacuación de la emisión de calor:

$$q_h = \frac{(897 + 11,4 + 43,75 + 484,6 + 55,65 + 7 + 19,6 + 242,3) kW}{1,13 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,01 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 12,5 K} - 0,4 \cdot 45,96 \frac{m^3}{s} - 10,4 \frac{m^3}{s} = 94,7 \frac{m^3}{s}$$

10.10.4. FLUJO DE AIRE TOTAL

El flujo de aire total es el mayor de:

$$Q = q_c + q_h = 45,96 \frac{m^3}{s} + 10,4 \frac{m^3}{s} + 94,7 \frac{m^3}{s} = 151,1 \frac{m^3}{s}$$
$$Q = 1,5 \cdot q_c = 1,5 \cdot \left(45,96 \frac{m^3}{s} + 10,4 \frac{m^3}{s} \right) = 84,5 \frac{m^3}{s}$$

El flujo de aire será entonces:

$$Q = 151,1 \frac{m^3}{s} = 543960 \frac{m^3}{h}$$

10.10.5. SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Como el caudal total es muy grande, se opta por instalar tres ventiladores en la impulsión, cada uno con un caudal de 181620 m³/h.

Consultando el catálogo del fabricante *A-AXITUB SOLID FANS* se selecciona el modelo *AXITUB PIROS WINDER F3*, con las siguientes características:

DENOMINACION	REFERENCIA	DIAM [mm]	In [A]	Wins [kW]	LPA [dB(A)]	Q max [cmh]
AXITUB PIROS WINDER F3 4/8-1400T-6 55 kW	TAWF331400T65500	1400	100,0	55	92	181.620

10.11. BIBLIOGRAFÍA

Carlos Segundo García San Gabino: *Proyecto de buques y artefactos marinos 2.*

ANEXO I: BUQUE BASE



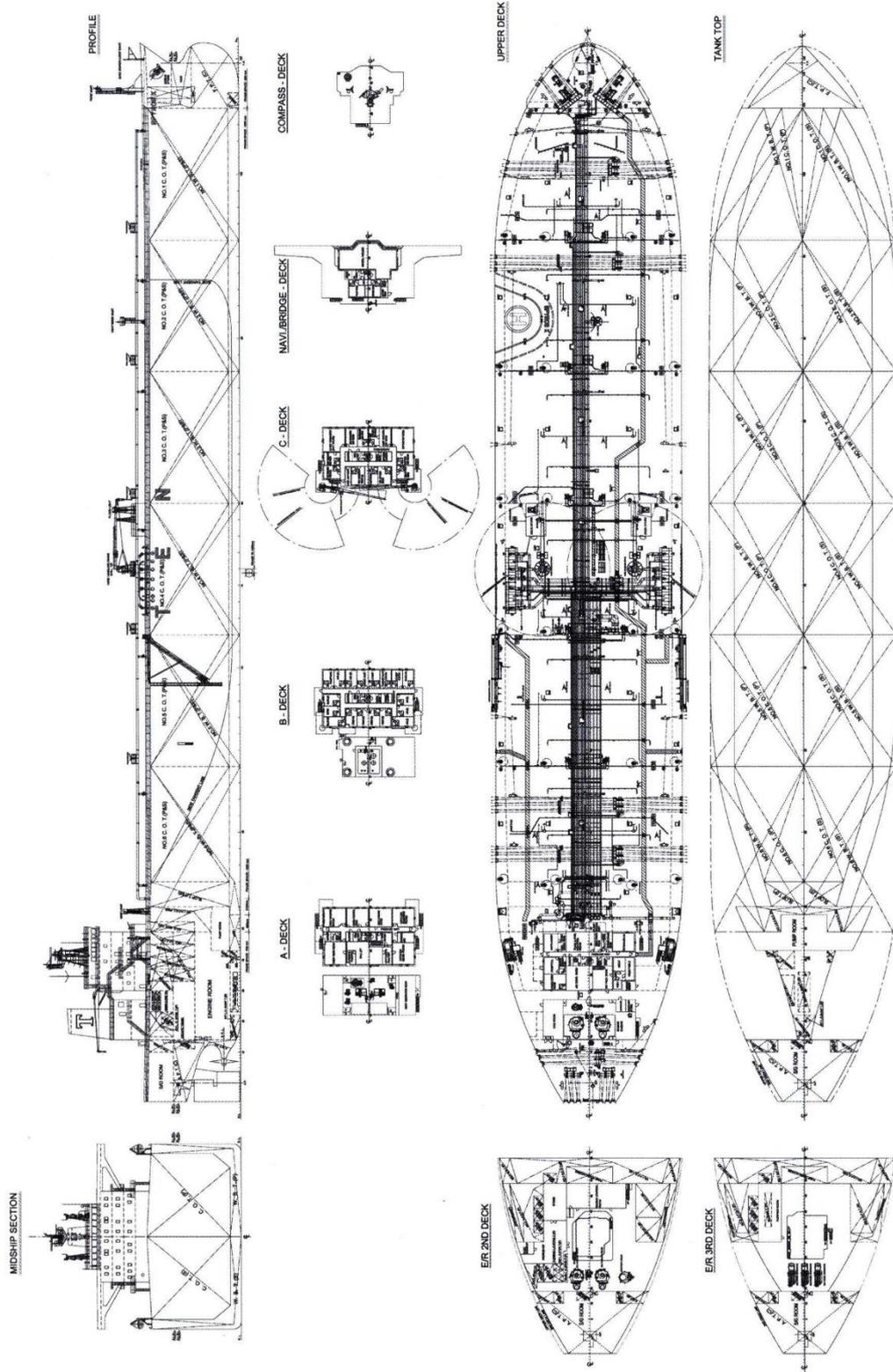
SPYROS K: Suezmax tanker for Tsakos Energy Navigation Ltd

Shipbuilder: **Sungdong Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd**
 Vessel's name: **Spyros K**
 Hull No.: **S2034**
 Owner/operator: **Tsakos Energy Navigation Limited**
 Country: **Greece**
 Designer: **Sungdong Shipbuilding & Marine Engineering Co., Ltd**
 Country: **Korea**
 Model test establishment used: **MOERI, Korea**
 Flag: **Liberia**
 IMO number: **9565948**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented): **1**
 Total number of sister ships still on order: **nil**

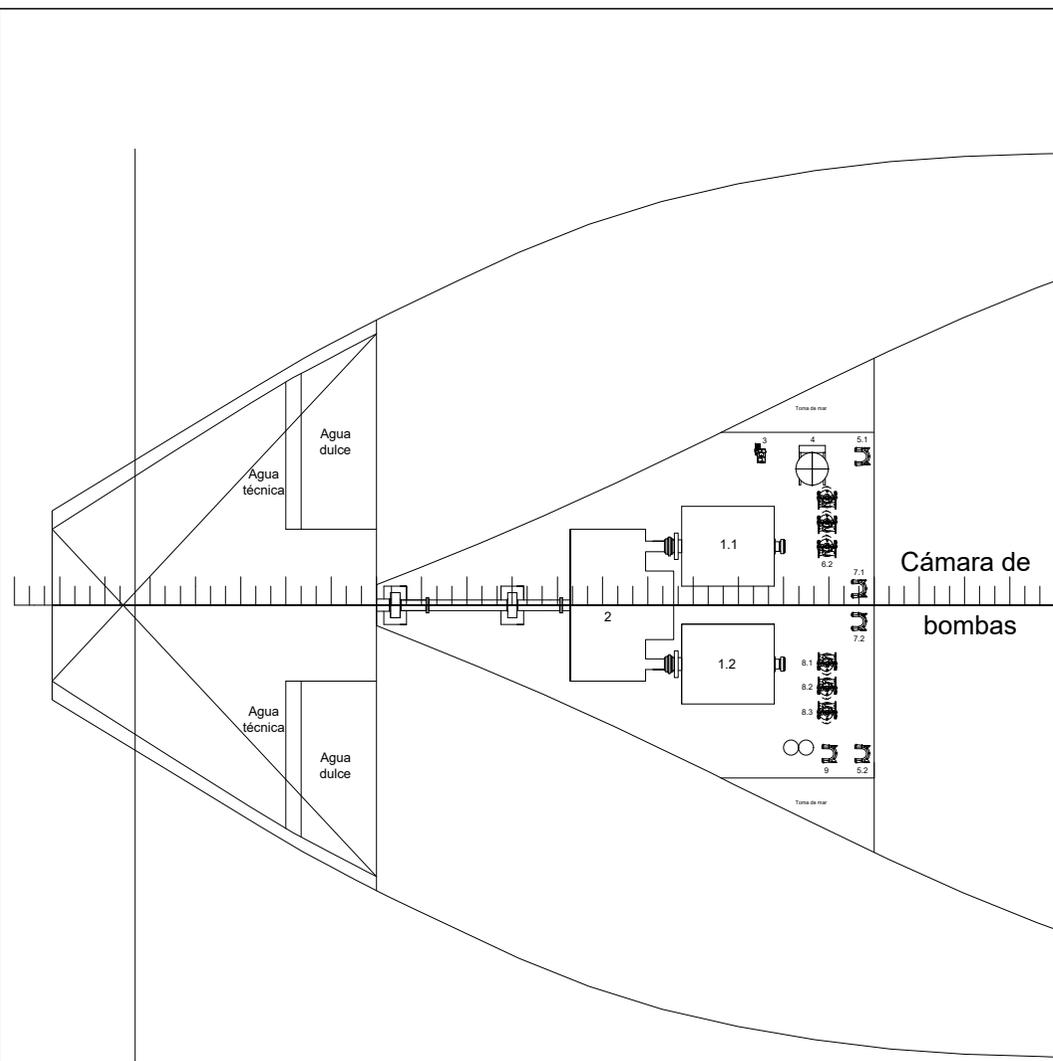
TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: 274.2m
 Length bp: 264m
 Breadth moulded: 48m
 Depth moulded
 To main deck: 23.1m
 To upper deck: 23.1m
 Width of double skin
 Side: 2.5m
 Bottom: 2.8m
 Draught
 Scantling: 17.15m
 Design: 16m
 Gross: 81,000tonnes
 Deadweight
 Design: 145,000dwt
 Scantling: 158,000dwt
 Speed, service: 15.7knots @ 90% mCR with 15% sea margin
 Cargo capacity
 Liquid volume: 170,000m³
 Bunkers
 Heavy oil: 4500m³
 Diesel oil: 200m³
 Water ballast: 54,000m³
 Daily fuel consumption
 Main engine only: 69.3tonnes/day
 Classification society and notations: ABS A1(E), Oil Carrier, ESP, CRS, AB-CM, CPS, UWILD, +AMS, +ACCU, TCM, COW, VEC-L, BWE, ENVIRO, HM2+R, CRC, RW, PMA, GP
 % high tensile steel used in construction: abt. 40%
 Main engine
 Design: 2-stroke, direct revidible, crosshead
 Model: 6S70MC-C7 Tier II
 Manufacturer: Hyundai-MAN B&W
 Number: 1
 Type of fuel: HFO, MDO or MGO
 Output of each engine: 18,660kW x 91rpm
 Propeller
 Material: Ni-Al-Bronze
 Designer/manufacturer: HHI
 Number: 1
 Fixed/controllable pitch: Fixed
 Diameter: 8.2m
 Speed: 91rpm
 Diesel-driven alternators
 Number: 3
 Engine make/type: HHI/ Himsen 6H21/32
 Type of fuel: HFO, MDO or MGO
 Output/speed of each set: 1050kW/ 720rpm
 Alternator make/type: HHI-EES/ HFC7-564-14E
 Output/speed of each set: 987kW/ 720rpm
 Boilers
 Number: 2 x Aux. boilers
 1 x comp. boiler
 Type: oil fired, vertical, water tube & forced draft
 Make: Aalborg
 Output, each boiler:
 Aux boiler: 37,200kg/h
 Comp. boiler: 1500kg/h oil fired
 1200kg/h exh. Gas

Cargo cranes/ cargo gear
 Number: 2
 Make: Oriental
 Type: Electro hydraulic, cylinder luffing jib rest
 Performance: 15tonnes/ 17.4m outreach
 Other cranes
 Number: 2
 Make: Oriental
 Type: Electro hydraulic, cylinder luffing jib rest
 Tasks: Provisions
 Performance: 6.3tonnes/ 4m outreach,
 2tonnes/ 4m outreach
 Mooring equipment
 Number: 9
 Make: Rolls-Royce
 Type: Hydraulic/ high pressure
 Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity: 2 x 29 persons
 Make: Hyundai lifeboats Co., Ltd
 Type: Totally enclosed lifeboat
 Cargo tanks
 Number: 6
 Grades of cargo carried: Crude oil
 Coated tanks, make and type: Nippon/Epoxy
 Cargo pumps
 Number: 3
 Type: Centrifugal steam turbine
 Make: Shinko pump Japan
 Stainless steel: Impeller shaft
 Capacity: 4000m³/h x 135mTH
 Cargo control system
 Make: ACE valve Korea
 Type: Console & VDU
 Ballast control system
 Make: ACE valve Korea
 Type: Console & VDU
 Complement
 Officers: 11
 Crew: 18
 Bridge control system
 Make: Nabtesco
 Type: M-8000III
 Fire detection system
 Make: Autronica Dire and Securitey
 Type: Autoprime
 Fire extinguishing systems
 Cargo holds: NK/ Deck foam
 Engine room: NK/ CO₂
 Seaplus/ Low pressure system
 Public spaces: Samjoo
 Radars
 Number: 2
 Make: JRC
 Models: JMA-9132-SA/ 9122-9XA
 Waste disposal plant
 Incinerator: Teamtec GS500CS
 Waste compactor: Samjoo/ TT 160
 Sewage plant: Jonghap/ JMC-18N073
 Contract date: 14 July 2009
 Launch/float-out date: 1 February 2011/ 11 February 2011
 Delivery date: 12 May 2011



ANEXO II: PLANOS

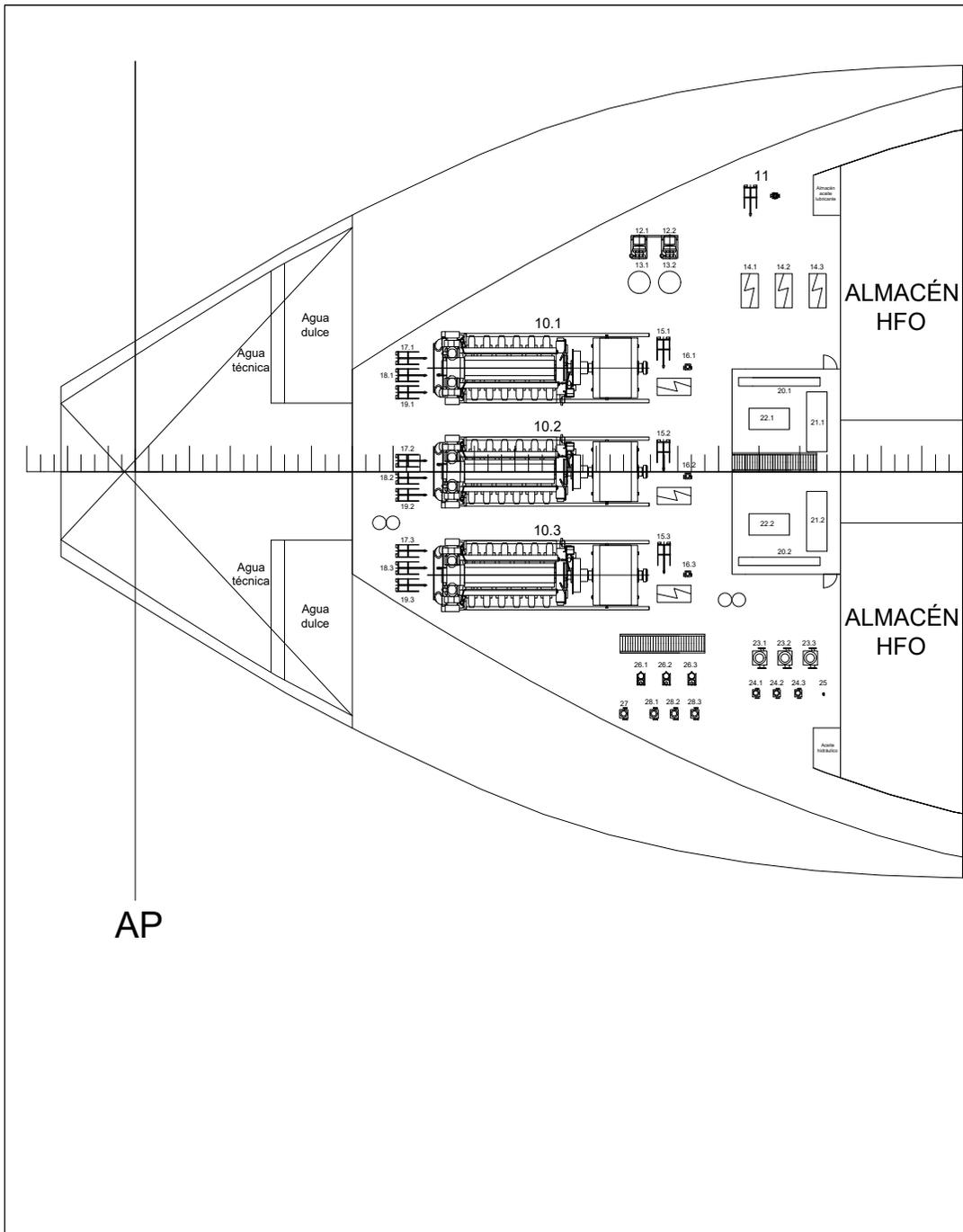


NÚMERO	EQUIPO	ETIQUETA DIAGRAMA
1.1	Motor eléctrico	-
1.2	Motor eléctrico	-
2	Reductora	-
3	Planta de tratamiento de aguas residuales	-
4	Separador de sentinas	-
5.1	Bomba de sentinas	-
5.2	Bomba de sentinas	-
6.1	Bomba de agua salada de refrigeración	1 P-062
6.2	Bomba de agua salada de refrigeración	2 P-062
7.1	Bomba C.I.	-
7.2	Bomba C.I.	-
8.1	Bomba de lastre	-
8.2	Bomba de lastre	-
8.3	Bomba de lastre	-
9	Bomba C.I. agua a presión	-

AP

PETROLERO SUEZMAX 150000 TPM	A4
------------------------------	----

Fecha	Nombre y apellidos	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR	
21/09/2020	Julián Rodríguez Cortegoso		
Escala	CUBIERTA 1	Número del proyecto	Número de plano: 1
1:400		GENO-1920-04	Hoja: 1/5

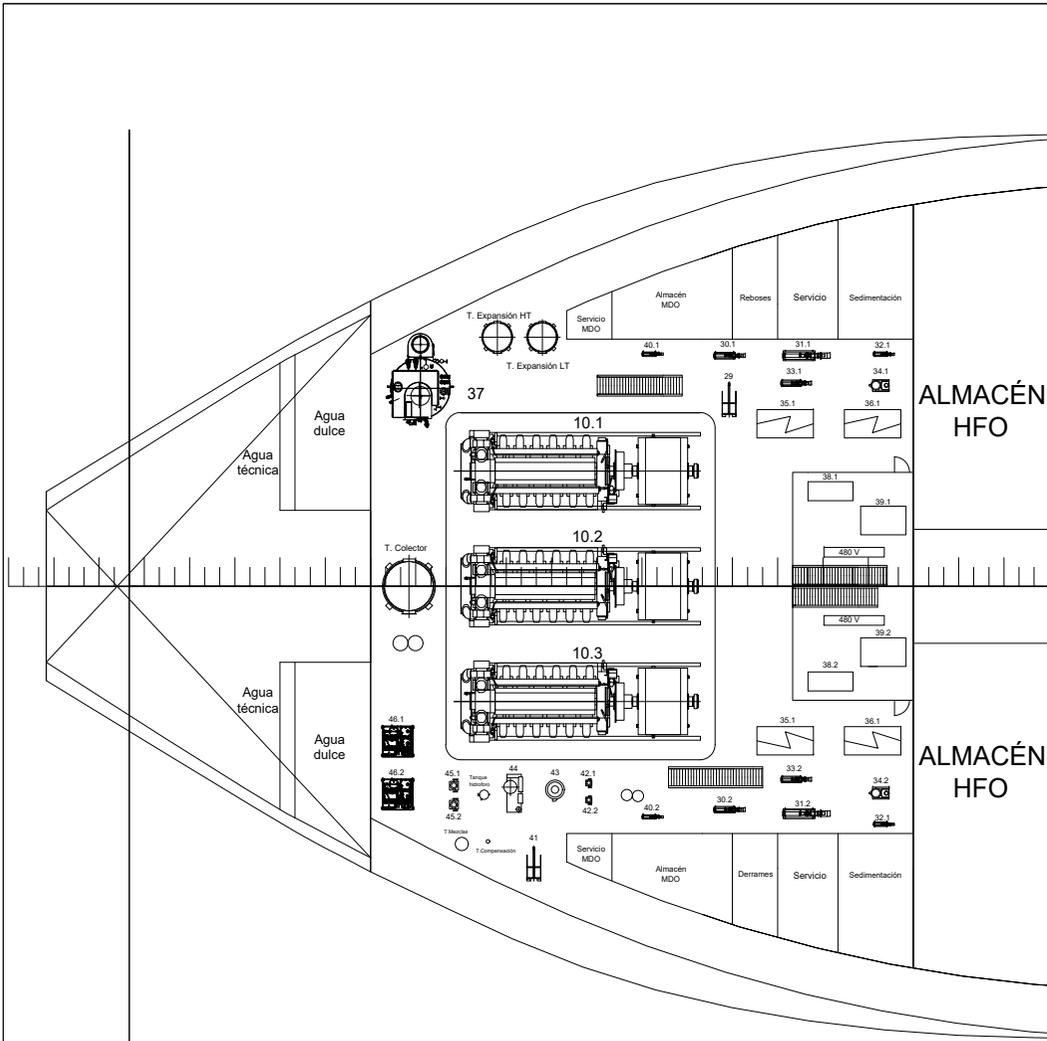


NÚMERO	EQUIPO	ETIQUETA DIAGRAMA
10.1	Generador diésel	-
10.2	Generador diésel	-
10.3	Generador diésel	-
11	Módulo boquillas de refrigeración	HE-005
12.1	Compresor	1 C-001
12.2	Compresor	2 C-001
13.1	Aire de arranque	1 T-007
13.2	Aire de arranque	2 T-007
14.1	Precaentador de aceite	1 H-002
14.2	Precaentador de aceite	2 H-002
14.3	Precaentador de aceite	3 H-002
15.1	Enfriador de cilindros	-
15.2	Enfriador de cilindros	-
15.3	Enfriador de cilindros	-
16.1	Módulo precaentador	1 MOD-004
16.2	Módulo precaentador	2 MOD-004
16.3	Módulo precaentador	3 MOD-004
17.1	Enfriador 1ª etapa aire	1 HE-010
17.2	Enfriador 1ª etapa aire	2 HE-010
17.3	Enfriador 1ª etapa aire	3 HE-010
18.1	Enfriador 2ª etapa aire	1 HE-008
18.2	Enfriador 2ª etapa aire	2 HE-008
18.3	Enfriador 2ª etapa aire	3 HE-008
19.1	Enfriador aceite	1 HE-002
19.2	Enfriador aceite	2 HE-002
19.3	Enfriador aceite	3 HE-002
20.1	Convertidor motor eléctrico	-
20.2	Convertidor motor eléctrico	-
21.1	Cuadro principal	-
21.2	Cuadro principal	-
22.1	Transformador 6600/480	-
22.2	Transformador 6600/480	-
23.1	Bomba Stand-by aceite	1 P-074
23.2	Bomba Stand-by aceite	2 P-074
23.3	Bomba Stand-by aceite	3 P-074
24.1	Bomba prelubricación	1 P-007
24.2	Bomba prelubricación	2 P-007
24.3	Bomba prelubricación	3 P-007
25	Bomba trasiego acetia	P-012
26.1	Purificador aceite	1 CF-001
26.2	Purificador aceite	2 CF-001
26.3	Purificador aceite	3 CF-001
27	Bomba agua dulce LT	2 P-076
28.1	Bomba agua dulce HT	2 P-002
28.2	Bomba agua dulce HT	4 P-002
28.3	Bomba agua dulce HT	6 P-002

PETROLERO SUEZMAX 150000 TPM		A4	
Fecha	Nombre y apellidos	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR	
21/09/2020	Julián Rodríguez Cortegoso		
Escala	CUBIERTA 2	Número del proyecto	Número de plano: 2
1:400		GENO-1920-04	Hoja: 2/5

CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK

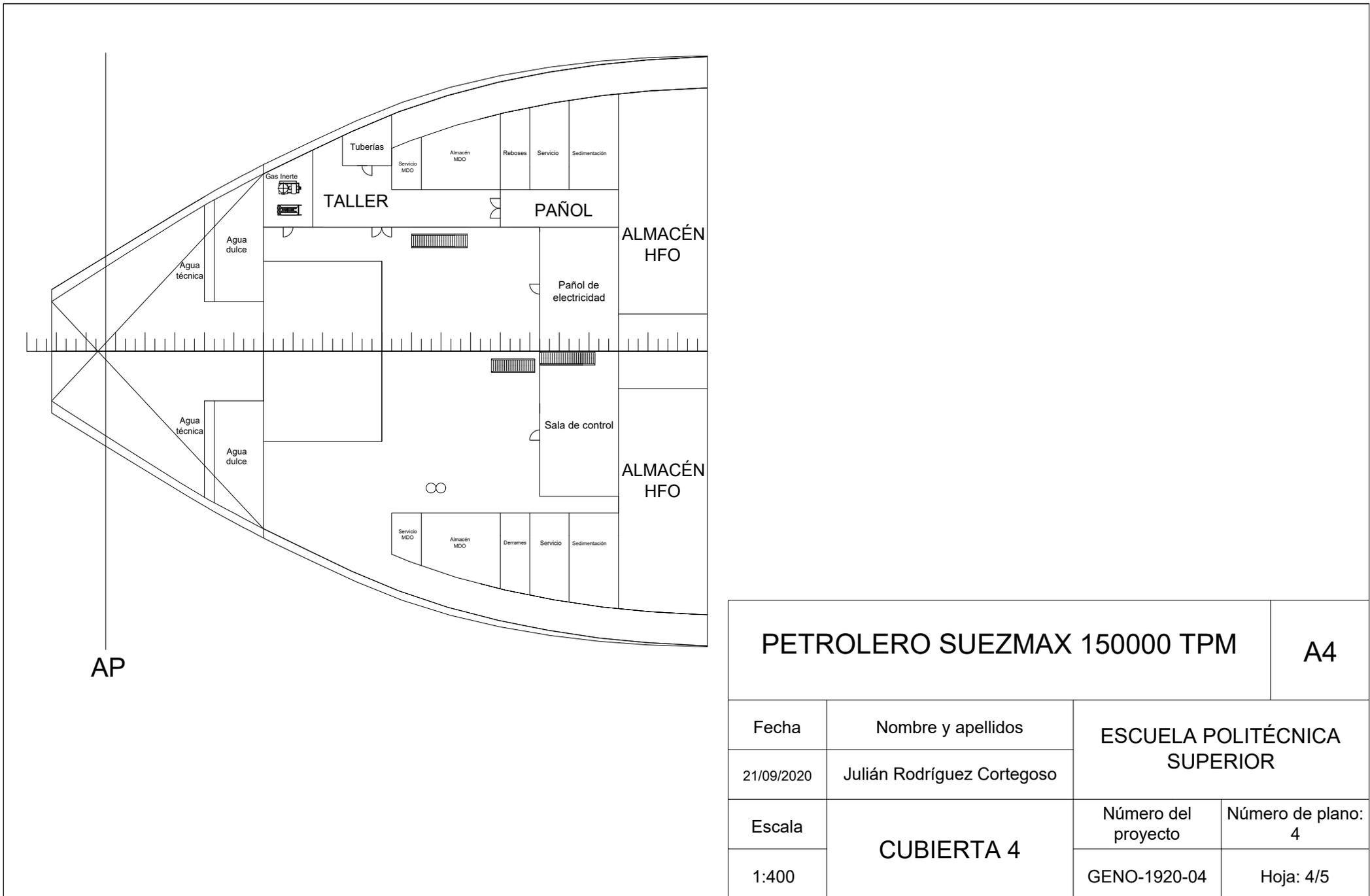
CREADO CON UNA VERSION PARA ESTUDIANTES DE AUTODESK



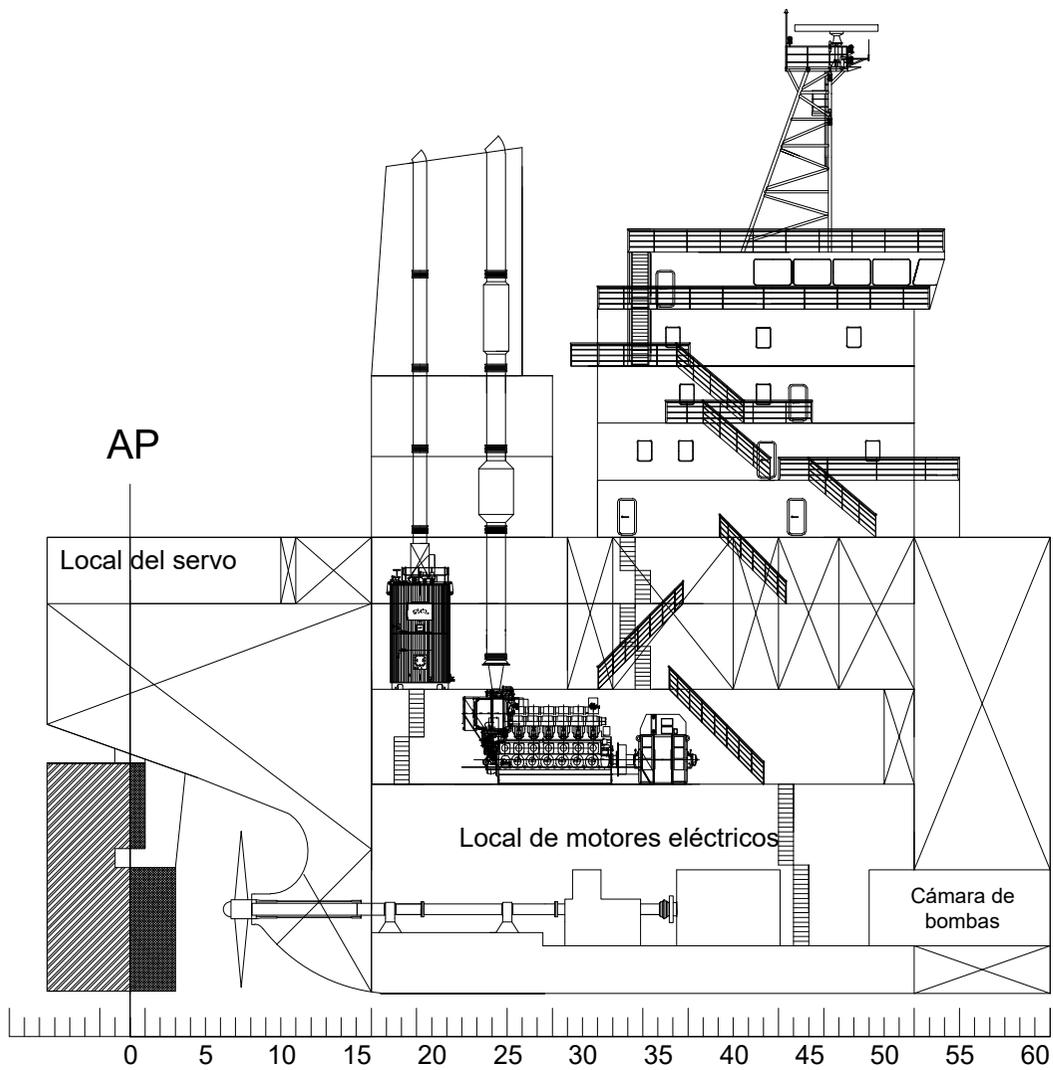
NÚMERO	EQUIPO	ETIQUETA DIAGRAMA
29	Enfriador circulo suministro	HE-025
30.1	Bomba suministro HFO	1 P-018
30.2	Bomba suministro HFO	2 P-018
31.1	Bomba de trasiego HFO	1 P-038
31.2	Bomba de trasiego HFO	2 P-038
32.1	Bomba alimentación purificador	1 P-015
32.2	Bomba alimentación purificador	2 P-015
33.1	Bomba Booster	1 P-003
33.2	Bomba Booster	2 P-003
34.1	Purificador HFO	1 CF-002
34.2	Purificador HFO	2 CF-002
35.1	Precaentador purificador	1 H-008
35.2	Precaentador purificador	2 H-008
36.1	Calentador final	1 H-004
36.2	Calentador final	2 H-004
37	Caldera	-
38.1	Transformador motor eléctrico	-
38.2	Transformador motor eléctrico	-
39.1	Cuadro eléctrico carga 6,6 kV	-
39.2	Cuadro eléctrico carga 6,6 kV	-
40.1	Bomba MDO	-
40.2	Bomba MDO	-
41	Enfriador de Fuel Oil	HE-007
42.1	Bomba circulación agua fría	-
42.2	Bomba circulación agua caliente	-
43	Calentador eléctrico	-
44	Estentizador	-
45.1	Bomba suministro agua potable	-
45.2	Bomba suministro agua potable	-
46.1	Generador de agua dulce	-
46.2	Generador de agua dulce	-

PETROLERO SUEZMAX 150000 TPM		A4	
Fecha	Nombre y apellidos	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR	
21/09/2020	Julián Rodríguez Cortegoso		
Escala	CUBIERTA 3	Número del proyecto	Número de plano: 3
1:400		GENO-1920-04	Hoja: 3/5

AP



PETROLERO SUEZMAX 150000 TPM			A4
Fecha	Nombre y apellidos	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR	
21/09/2020	Julián Rodríguez Cortegoso		
Escala	CUBIERTA 4	Número del proyecto	Número de plano: 4
1:400		GENO-1920-04	Hoja: 4/5



PETROLERO SUEZMAX 150000 TPM			A4	
Fecha	Nombre y apellidos	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR		
21/09/2020	Julián Rodríguez Cortegoso			
Escala	PERFIL CCMM	Número del proyecto	Número de plano: 5	
1:400		GENO-1920-04	Hoja: 5/5	