



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado
CURSO 2021/2022

Petrolero VLCC con 300000 TPM

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNO

Pedro Lemos González

TUTOR

Marcos Míguez González

FECHA

JUNIO 2022

PETROLERO VLCC DE 300000 TPM

Castellano:

El presente proyecto comprenderá el diseño de un buque petrolero de 300000 toneladas de peso muerto con 30 tripulantes que sea capaz de navegar grandes distancias típicas en este tipo de buques.

Concretamente este buque será diseñado para hacer el trayecto de carga en Arabia Saudita y descarga en Singapur, China y Japón. Además, la autonomía será de 18.000 millas (~29.000km).

El buque constará además con un sistema de propulsión de gas capaz de aprovechar los gases residuales de la carga de crudo con el fin de mejorar la eficiencia de la turbina de cara a la contaminación del medioambiente y de reducir las presiones en el interior de los tanques de crudo. El sistema de carga y descarga será por cámara de bombas y el resto de equipo e instalaciones serán los habituales en este tipo de buques.

Galego:

O presente proxecto comprenderá o deseño dun buque petroleiro de 300000 toneladas de peso morto con 30 tripulantes que sexa capaz de navegar grandes distancias típicas neste tipo de buques.

Concretamente este buque será deseñado para facer o traxecto de carga en Arabia Saudita e descarga en Singapur, China e Xapón. Ademáis, a autonomía será de 18 millas (~29.000km).

O buque constará ademáis cun sistema de propulsión de gas capaz de aproveitar os gases residuais da carga de crudo co fin de mellorar a eficiencia da turbina de cara á contaminación do medioambiente e de reducir as presións do interior dos tanques de crudo. O sistema de carga e descarga será por cámara de bombas e o resto de equipo e instalacións serán os habituais neste tipo de buques.

English:

The present project involves a crude carrier ship design of 300000 deathweight tonnage with 30 crew that it will be able to sail very large routes, typical in this kind of ships.

Particullary, this ship will be designed to do routes from Arabia Saudi in loading to Singapore, China and Japan in disloading. Moreover, the autonomy will be of 18.000 miles (~29.000 km).

This ship will consist in adition with a gas propulsion system that it wil be able to take advantage of residual gas from crude to improve the eficiencie of the turbine against the enviromental pollution. That's why the highest presures inside tanks must be reduced in order to difuse danger. Charge system will consist in a pump room and the rest of instalations will be the typical among these kind of ships.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2021/22**

Petrolero VLCC de 300000 TPM

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

Cuaderno X:

DEFINICIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA

ESCOLA POLITÉCNICA SUPERIOR



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

GRADO EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2021-2022

PROYECTO NÚMERO

TIPO DE BUQUE:

Petrolero

CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN:

DNV, SOLAS y MARPOL.

CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA:

300000 TPM. Crudos del petróleo y sus derivados con densidad máxima de 0.95 g/ml

VELOCIDAD Y AUTONOMÍA:

14.8 Knots de velocidad de servicio. 18.000 millas a velocidad de servicio.

SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA:

Cámara de bombas

PROPULSIÓN:

Motor convencional

Combustible: HFO (fuelóleo pesado) y LNG (gas natural licuado)

TRIPULACIÓN Y PASAJE: 30

OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES: Los habituales en este tipo de buques.

Ferrol, 27 de junio de 2022

ALUMNO/A: **Dº Pedro Lemos González**

ÍNDICE

Petrolero VLCC de 300000 TPM.....	2
Índice	5
1 Introducción.	7
2 Justificación de la elección del equipo propulsor.....	9
3 Justificación de la potencia.	11
4 Justificación de la autonomía.	12
5 Consumos del motor.	13
5.1 Consumos de HFO.	13
5.2 Tanques de gas natural licuado (LNG).....	14
5.3 Resumen de resultados y tanques de combustible.	16
5.4 Volumen del tanque de aceite de lubricación.	16
6 Sistemas auxiliares del motor principal.	18
6.1 Sistema de refrigeración.	18
6.1.1 Circuito de baja temperatura.....	20
6.1.2 Circuito de alta temperatura.....	26
6.1.3 Enfriador de aire de sobrepresión.....	28
6.1.4 Enfriador de aceite de lubricación.....	29
6.1.5 Tratamiento de agua de refrigeración.	29
6.2 Sistema de combustible.	30
6.2.1 Tanques de sedimentación.....	31
6.2.2 Tanques de uso diario.	31
6.2.3 Separadores de Fuel Oil.....	32
6.2.4 Bomba de suministro de Fuel Oil.....	32
6.2.5 Bombas de circulación.....	34
6.2.6 Bomba de trasiego.....	35
6.2.7 Precalentadores.....	35
6.2.8 Filtros.....	36
6.3 Sistema de lubricación.....	36
6.3.1 Bomba de aceite de lubricación.	38
6.3.2 Intercambiador de calor.	40
6.3.3 Separadora.....	41
6.3.4 Válvula de control de temperatura de aceite.....	42

6.3.5 Filtros de aceite lubricante.	42
6.3.6 Purgado del sistema.	43
6.3.7 Sistema de lubricación de los cilindros.	43
6.4 Servicio de aire de arranque y control.	43
6.4.1 Compresores de aire de arranque.	44
6.4.2 Botellas de aire de arranque.	45
6.4.3 Estación de reducción para control y seguridad del aire.	45
6.5 Sistema de exhaustación.	45
7 Disposición preliminar de cámara de máquinas.	48
8 Bibliografía.	49
9 Anejo I: Planos de cámara de máquinas.	50

1 INTRODUCCIÓN.

El desarrollo de este cuaderno comprende la definición de la planta propulsora principal, incluyendo los servicios y equipos auxiliares correspondientes. Todo ello se realizará apoyándonos en el software NavCad, en la Project Guide del fabricante del motor y en los datos que se han obtenido en el cuaderno 6 del presente proyecto.

A continuación, se muestran los parámetros finales del buque:

L_{pp}	325 m
L_{TOTAL}	339,3 m
B	60 m
D	30 m
T	19,665 m
C_b	0,83
C_m	0,99
C_p	0,80
C_{wp}	0,88
Δ	365.984 ton
P_{rosca}	46.442,83 ton
Superficie Mojada	28.080,829 m ²
Velocidad	14,8 Knots
Semiángulo de entrada	51°
Potencia al 85%MCR	39.930,71 kW
RPM	86
Coste de Adquisición	126.795.908,8 €

El objetivo final de este cuaderno es el de hacer una aproximación preliminar de lo que podemos tener en nuestra cámara de máquinas.

Se lleva a cabo también un estudio del motor propulsor seleccionado, así como de los elementos y sistemas auxiliares necesarios para la propulsión, detallando la ubicación de los mismos en la cámara de máquinas del proyecto.

Además, el equipo auxiliar se divide en:

- Servicio de combustible.
- Servicio de lubricación.
- Servicio de refrigeración.
- Servicio de aire comprimido.

- Sistema de exhaustación.

Dicho esto, se procederá a una aproximación preliminar del diseño de cámara de máquinas que cumpla con todos los requerimientos exigidos (SOLAS y DNV).

2 JUSTIFICACIÓN DE LA ELECCIÓN DEL EQUIPO PROPULSOR.

A partir de la predicción de potencia mediante el software NavCad del cuaderno 6 se establece que se necesita una potencia de 40.813,06 kW para suministrar a una hélice de paso fijo de 6 palas.

Para la elección del motor se tuvo en cuenta, en primer lugar, las RPA fijadas de antemano relacionadas con la propulsión del buque, por lo que, la propulsión será mediante un motor de consumo combinado HFO-LNG directamente acoplado a la hélice de paso fijo, el buque tendrá que poder navegar a 14,8 nudos en condiciones de servicio a un régimen del 85% de MCR y un margen de mar del 10%. Condiciones en las que tendrá una autonomía de 18.000 millas. Todos estos datos fueron utilizados en el Cuaderno 6, donde se hace la predicción de potencia del buque y se diseñan los propulsores y timones.

Como se ha descrito en el Cuaderno 6, se selecciona un motor MAN B&W G95ME-C10.5 de 6 cilindros, de 41.220 kW, por lo que cumple con la potencia mínima de servicio calculada en cuadernos anteriores.

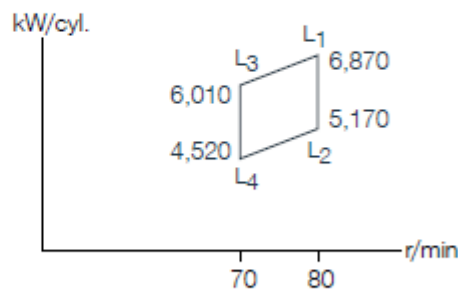
A continuación, se adjuntan las características y dimensión del motor según el catálogo de MAN:

MAN B&W G95ME-C10.5

Tier II

Cyl.	L ₁ kW
5	34,350
6	41,220
7	48,090
8	54,960
9	61,830
10	68,700
11	75,570
12	82,440

Stroke: 3,460 mm/L₁ MEP: 21.0 bar



Fuel oil

MAN B&W G95ME-C10.5

L₁ SFOC [g/kWh]

Opt. load range	50%	75%	100%
High-load	159.5	158.5	163.0
Part-load EPT	157.5	157.0	165.5
Low-load EPT	155.5	158.0	165.5

GI (Methane)

MAN B&W G95ME-C10.5-GI

L₁ dual fuel mode (SGC+SPOC)/fuel oil mode (SFOC) [g/kWh]

Opt. load range	50%	75%	100%
High-load	129.5+3.9/159.5	129.5+2.9/161.0	136.3+2.4/168.0

Note: Also available for GIE and LGIP, see page 12.

Specifications

Dimensions:	A	B	C	H1	H4
mm	1,574	5,380	2,060	16,100	15,900

Cyl. distance	5-9 cyl.	10 cyl.	11 cyl.	12 cyl.
mm	1,574	1-6: 1,574	1-6: 1,574	1-6: 1,574
mm		7-10: 1,670	7-11: 1,670	7-12: 1,670

Cylinders:	5	6	7	8	9	10	11	12
L_{min} mm	11,468	13,042	14,616	16,190	17,804	19,779	21,489	23,159

Dry mass

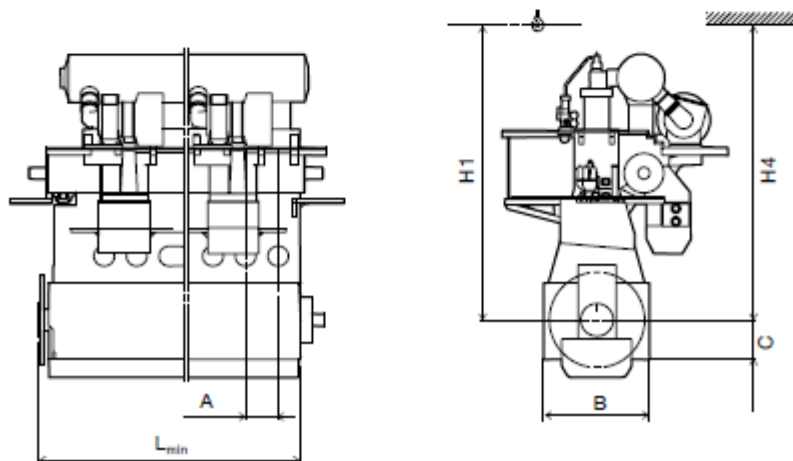
Tier II	t	1,090	1,260	1,445	1,640	1,840	2,030	2,230	2,425
---------	---	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Tier III (added)

EcoEGR	t	11	13	14	15	29	29	31	33
EGR	t	11	13	14	15	29	29	31	33
HP SCR	t	10	15	15	15				
LP SCR	t	-	-	-	-	-	-	-	-

Dual fuel (added)

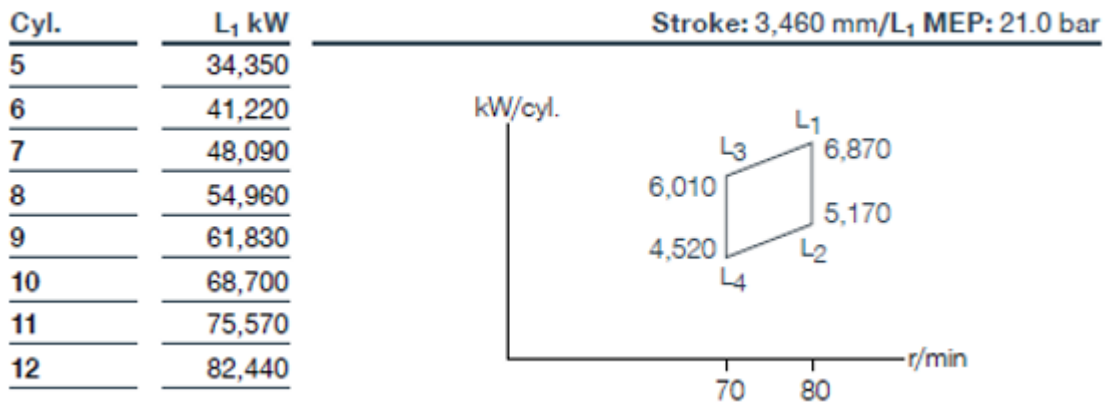
GI	t	8	9	11	12	13	15	16	17
----	---	---	---	----	----	----	----	----	----



3 JUSTIFICACIÓN DE LA POTENCIA.

En este apartado se comprueba que la potencia dada por el fabricante se ajusta a la que realmente puede proporcionar el motor. Partiendo de la presión media efectiva, las revoluciones del motor y el volumen de los cilindros, podemos calcular la potencia por cilindro.

Según el catálogo, cada cilindro entregará una potencia de 6.010 Kw/cyl.



Si vemos la ecuación que establece el libro “Máquinas para la propulsión del buque”, se puede realizar una comprobación de la potencia obtenida:

$$Nb = \frac{Pe \times \frac{\pi \times D^2}{4} \times L \times n \times i}{0.45 \times z}$$

Donde:

$$Pe = 21 \text{ bar (potencia media efectiva)}$$

$$D = 0.95 \text{ m}$$

$$L = 3.46 \text{ m (carrera del cilindro)}$$

$$n = 80 \text{ rpm (número de revoluciones)}$$

$$i = 6 \text{ (número de cilindros)}$$

$$z = 1 \text{ (número de revoluciones por ciclo correspondiente a los motores de 2 tiempos)}$$

Así pues, la potencia efectiva de la condición de MCR:

$$Nb = \frac{Pe \times \frac{\pi \times D^2}{4} \times L \times n \times i}{0.45 \times z} = \frac{21 \times \frac{\pi \times 0.95^2}{4} \times 3.46 \times 80 \times 6}{0.45 \times 1} = 54.936,53 \text{ BHP}$$

$$Nb = 54.936,53 \text{ BHP} \times 0,7457 \left[\frac{\text{kW}}{\text{BHP}} \right] = 40.966,17 \text{ kW}$$

Se ajusta al valor del fabricante (41.220 kW)

4 JUSTIFICACIÓN DE LA AUTONOMÍA.

El buque del presente proyecto está diseñado para recorrer una distancia de 18.000 millas a una velocidad de servicio de 14.8 nudos.

En cuadernos anteriores ya se hizo un dimensionamiento de los tanques con cierto margen de seguridad para asegurar que el trayecto se pueda completar sin problemas.

$$Autonomía = \frac{\text{millas}}{\text{velocidad} \times 24} = \frac{18.000}{14.8 \times 24} = 51 \text{ días}$$

5 CONSUMOS DEL MOTOR.

En este apartado se comprueba que la capacidad de los tanques diseñados en el cuaderno 4 y 6 cumplen las necesidades requeridas por el proyecto y hacer así la travesía completa sin parar a repostar.

La capacidad de los tanques era la siguiente según el cuaderno 4 y 6:

TANQUES	VOLUMEN (m ³)	DIMENSIONAMIENTO (Longitud*Ancho*Altura)	V _{REQUERIDO} < V _{REAL}
Uso diario	116	2 tanques de 4x4x4 (128 m ³)	Cumple!
Sedimentación	172	2 tanques de 3x3x10 (180 m ³)	Cumple!
Almacén	8.392+6 → 8.398	2 tanques de 25x12x15 (9.000 m ³)	Cumple!
HFO	8.392+6 → 8.398	128+180+9.000=9.308 m ³	Cumple!
LNG*	620	2 tanques de $\pi*r^2*L=$ $=\pi*2,5^2*18$ (706,89 m ³)	Cumple!

A continuación se detalla nuevamente el cálculo de los consumos del motor, así como el dimensionamiento de los tanques.

5.1 Consumos de HFO.

Para el cálculo del consumo del motor principal se asumen las siguientes condiciones según la normativa ISO:

- Temperatura ambiente: 25°
- Presión atmosférica: 1 bar (1000 mbar)
- Temperatura del agua de mar: 25°

Además, para el cálculo del consumo, de debe saber lo siguiente:

- Autonomía: 18.000 millas
- Consumo específico de HFO: 168 g/kWh
- Velocidad de servicio: 14.8 nudos
- Potencia requerida: 39.930,71 kW

Para calcular la dimensión de los tanques de fuelóleo pesado debemos ir al apartado de "fuel oil mode (SFOC)", donde el acrónimo "SFOC" significa "Specific Fuel Oil Consumption". Como ya se ha dicho, dimensionaremos dichos tanques para cumplir la totalidad de la autonomía (18.000 millas). Vemos que al 100% consumirá 168 g/kWh, valor que podemos asumir correcto puesto que nuestro motor nunca va a trabajar al 100%, sino que se diseñó para trabajar al 85% de su capacidad.

La potencia del motor a la velocidad de servicio será de 39.930,71 kW según lo calculado en el cuaderno 6, y la densidad del combustible la tomaremos como 0.94 ton/m³.

Teniendo en cuenta esto, el consumo será:

$$\text{Consumo} = \frac{\text{Cep} * \text{BHPs} * \text{Autonomía}}{Vs * 10^6}$$
$$\text{Consumo} = \frac{168 * 39.930,71 * 18.000}{14,8 * 10^6}$$
$$\text{Consumo} = 8.158,82 \text{ ton}$$

Por tanto, el volumen total de tanques de combustible necesario será:

$$Vol = \frac{\text{Consumo}}{\text{Densidad del combustible}} = \frac{8.158,82}{0,94} = 8679,59 \text{ m}^3$$
$$\text{Vol} = \mathbf{8.680 \text{ m}^3}$$

Este volumen se dividirá entre los tanques de almacén, sedimentación y tanque de uso diario. Por lo que cada tanque tendrá como mínimo una capacidad de 4.340 m³.

- Tanques de uso diario:

Según el SOLAS, se debe disponer de dos tanques de uso diario que garanticen su servicio durante al menos 8 horas cada uno. Por tanto, debe tener un volumen de:

$$V_{uso \text{ diario}} = \frac{\text{Cep} * \text{BHPs} * 8h}{10^6 * \text{densidad}} = \frac{168 * 39.930,71 * 8h}{10^6 * 0,94} = 57,09 \text{ m}^3$$
$$V_{uso \text{ diario}} = \mathbf{58 \text{ m}^3}$$

Se dispondrán entonces dos tanques de uso diario de 58 m³ cada uno.

- Tanques de sedimentación:

En este tanque se produce la sedimentación de los elementos más pesados del fuelóleo, a partir de los cuales el combustible pasa al tanque de combustible diario. Para el cálculo del volumen se necesita un funcionamiento de los mismos de 24 horas.

$$V_{sedimentación} = \frac{\text{Cep} * \text{BHPs} * 36h}{10^6 * \text{densidad}} = \frac{168 * 39.930,71 * 24h}{10^6 * 0,94} = 171,28 \text{ m}^3$$
$$V_{sedimentación} = \mathbf{172 \text{ m}^3}$$

Por tanto, tendremos dos tanques de sedimentación de 86 m³ cada uno.

- Tanque almacén:

Este tanque se dispone para almacenar todo el fuel oil que no se encuentra en los dos calculados anteriormente, por tanto, su volumen será:

$$V_{almacén} = Vol - V_{uso \text{ diario}} - V_{sedimentación}$$
$$V_{almacén} = 8.680 - 116 - 172 = 8.392 \text{ m}^3$$
$$V_{almacén} = \mathbf{8.392 \text{ m}^3}$$

Existirán dos tanques de almacén, si les sumamos el consumo de HFO de "pilot fuel" calculado en el apartado siguiente tenemos un total de 8.392 m², por lo que cada tanque dispondrá como mínimo de 4.196 m³.

5.2 Tanques de gas natural licuado (LNG).

Como ya se dijo al principio de este apartado, el 10% de llegada a puerto y el tramo del estrecho de Malaca se hará en el modo combinado de HFO y LNG.

Para este caso, deberemos ir a la tabla al apartado de “dual fuel mode (SGC+SPOC)”, donde el acrónimo “SGC” significa “Specific Gas Consumption”. En este modo, en el caso de carga de motor al 100%, se consumen según la tabla 136,3+2,4 g/kWh. El primer término representa el consumo de gas (136,3 g/kWh) y el segundo representa la mezcla denominada “pilot fuel” necesaria para que el motor funcione en este modo (2,4 g/kWh). Por tanto, se deberán calcular los consumos necesarios de ambos combustibles.

Sin embargo, deberemos calcular la distancia que supone un 10% de margen de llegada a puerto y la longitud del estrecho de Malaca. Resulta que la longitud máxima del estrecho de Malaca es de 578 millas (930 km), y el 10% de nuestra autonomía son 180 millas (290 km). Por tanto, la distancia total que debe abastecer el motor en modo combinado es de 758 millas (1220 km).

Procedemos entonces al cálculo de consumos:

- Consumo de LNG:

Es dato necesario para este apartado la densidad aproximada del LNG, que ronda los 450 kg/m³ (0,45 ton/m³).

$$\begin{aligned} \text{Consumo} &= \frac{\text{Cep} * \text{BHPs} * \text{Autonomía}}{V_s * 10^6} \\ \text{Consumo} &= \frac{136,3 * 39.930,71 * 758}{14,8 * 10^6} \\ \text{Consumo} &= 278,75 \text{ ton} \end{aligned}$$

Por tanto, el volumen de tanques de combustible necesario será:

$$\begin{aligned} \text{Vol} &= \frac{\text{Consumo}}{\text{Densidad del combustible}} = \frac{278,75}{0,45} = 619,4 \text{ m}^3 \\ \text{Vol} &= 620 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Cabe destacar en este punto, como se realizará el dimensionamiento de los tanques de LNG. Se dividirán en dos tanques sobre cubierta de forma cilíndrica, lo cual es una disposición habitual en este tipo de buques. El volumen mínimo requerido por tanque será entonces de 317 m³, por tanto se decide poner un tanque a cada banda de radio igual a 2,5 metros y longitud de 18 metros, suponiendo un volumen real por tanque de 353,43 m³, lo cual sobrepasa el mínimo requerido y por tanto es válido.

- Consumo de HFO:

$$\begin{aligned} \text{Consumo} &= \frac{\text{Cep} * \text{BHPs} * \text{Autonomía}}{V_s * 10^6} \\ \text{Consumo} &= \frac{2,4 * 39.930,71 * 758}{14,8 * 10^6} \\ \text{Consumo} &= 4,908 \text{ ton} \end{aligned}$$

Por tanto, el volumen de tanques de combustible necesario será:

$$\begin{aligned} \text{Vol} &= \frac{\text{Consumo}}{\text{Densidad del combustible}} = \frac{4,908}{0,94} = 5,221 \text{ m}^3 \\ \text{Vol} &= 6 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

5.3 Resumen de resultados y tanques de combustible.

TANQUES	VOLUMEN (m ³)	DIMENSIONAMIENTO (Longitud*Ancho*Altura)	V _{REQUERIDO} < V _{REAL}
Uso diario	116	2 tanques de 4x4x4 (128 m ³)	Cumple!
Sedimentación	172	2 tanques de 3x3x10 (180 m ³)	Cumple!
Almacén	8.392+6 → 8.398	2 tanques de 25x12x15 (9.000 m ³)	Cumple!
HFO	8.392+6 → 8.398	128+180+9.000=9.308 m ³	Cumple!
LNG*	620	2 tanques de $\pi*r^2*L=$ $=\pi*2,5^2*18$ (706,89 m ³)	Cumple!

Vemos que los tanques a modificar son los tres de HFO, los cuales todos aumentan de tamaño en casi el doble de la capacidad inicial estimada.

En el caso de LNG no se modifica dado que su calculo preliminar era de tan bajo consumo que ni si quiere hacían falta dos tanques a ambos lados del buque, se estableció uno simétrico más por estabilidad que por necesidad, aunque ya de paso proporcionaba una gran margen de seguridad según la justificación del cuaderno 4.

Todos estos cambios en tanques se reflejarán en el anexo de planos de cámara de máquinas.

5.4 Volumen del tanque de aceite de lubricación.

Según el fabricante el consumo de aceite es de 0,65 g/kWh que al régimen de 85% queda en 0,7 g/kWh.

$$\text{Consumo de aceite} = \frac{0,65g}{kWh} \times \frac{1 \text{ ton}}{1000000g} \times 39.930,71 \text{ kW} \times \frac{18000 \text{ millas}}{14.8 \text{ nudos} \times 24 \text{ horas}}$$

$$\text{Consumo de aceite} = 1,34 \frac{\text{ton}}{\text{día}} \times 51 \text{ días} = 67 \text{ ton}$$

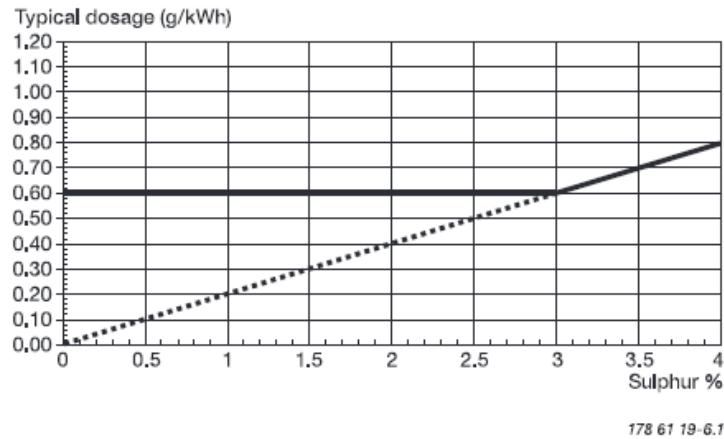


Fig. 9.02.01a: $FRF = 0.20 \text{ g/kWh} \times S\%$ and BN 100 cylinder oil – average consumption less than 0.65 g/kWh

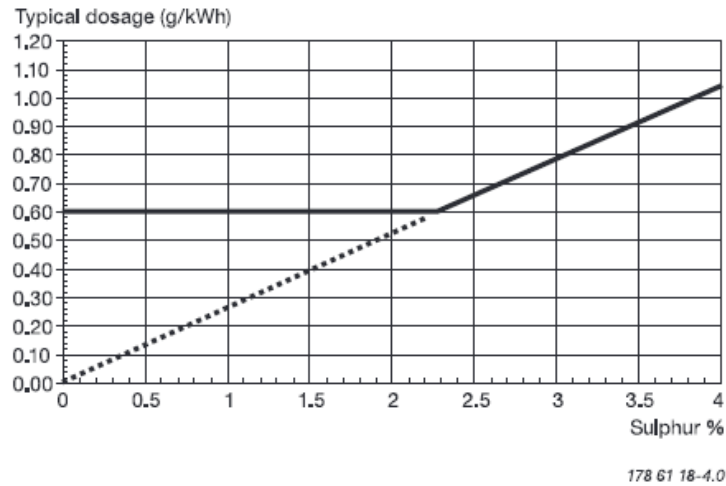


Fig. 9.02.01b: $FRF = 0.26 \text{ g/kWh} \times S\%$ and BN 100 cylinder oil – average consumption less than 0.7 g/kWh

Por otro lado, el fabricante dice que el consumo de aceite por cilindro es de 8 kg/día, por tanto:

$$\text{Aceite cilindro} = \frac{8 \text{ kg}}{\text{día}} \times \frac{1 \text{ ton}}{1000 \text{ kg}} \times \frac{18000 \text{ millas}}{14.8 \text{ nudos} \times 24 \text{ horas}} \times 6 \text{ cilindros} = 2.43 \text{ ton}$$

Entonces:

$$\text{Volumen Aceite} = \frac{67 + 2.43}{\text{densidad}_{\text{aceite}}} = \frac{67 + 2.43}{0,92 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}} = 75,47 \text{ m}^3$$

Según lo visto en el cuaderno 4, se disponía en un estudio preliminar un tanque de aceite de 216 m³ (6x6x6). El volumen total del tanque de aceite está sobredimensionado debido a su gran relevancia en el conjunto del sistema de propulsión. De hecho, se llevarán dos tanques de este mismo tamaño para mayor seguridad, pues otros equipos y sistemas a parte del motor principal lo necesitarán.

Dicho esto, habrá dos tanques de aceite de 216 m³, formando un volumen total de tanques de aceite de 432 m³.

6 SISTEMAS AUXILIARES DEL MOTOR PRINCIPAL.

En este apartado se descubrirán básicamente todos los elementos auxiliares necesarios para la instalación del motor elegido. Para ello debemos seguir la Project Guide del catálogo de motores MAN (MAN B&W G95ME-C10.5).

Los equipos principales que forman los sistemas auxiliares de la propulsión son los siguientes:

- Sistema de refrigeración.
- Sistema de combustible.
- Sistema de lubricación.
- Sistema de aire de arranque.
- Sistema de exhaustación.

6.1 Sistema de refrigeración.

Se trata del sistema que evita el sobrecalentamiento del motor, así como el encargado de refrigerar las camisas de los cilindros y el aceite. Debe absorber entre un 20% y un 30% del calor de combustión.

La refrigeración en los motores es imprescindible debido a:

- Las altas temperaturas, causantes del déficit de resistencia de los materiales.
- Las propiedades de los lubricantes como los aceites, las cuales se pierden a altas temperaturas como es el caso de la viscosidad.
- Los cambios de temperatura repentinos, que son causantes de distorsiones y esfuerzos térmicos.
- Por otro lado, las temperaturas excesivamente bajas pueden aumentar la viscosidad de los lubricantes o del combustible de forma que no se permita el flujo de forma óptima.

El sistema de agua de refrigeración podría establecerse de dos maneras:

- Sistema de enfriamiento de agua dulce central con enfriador de una sola etapa de barrido de aire y el circuito de alta temperatura separado.
- Sistema de enfriamiento de agua dulce central con enfriador de una sola etapa de barrido de aire y el circuito de alta temperatura integrado.

El sistema de refrigeración centralizado está compuesto, a su vez, por tres circuitos:

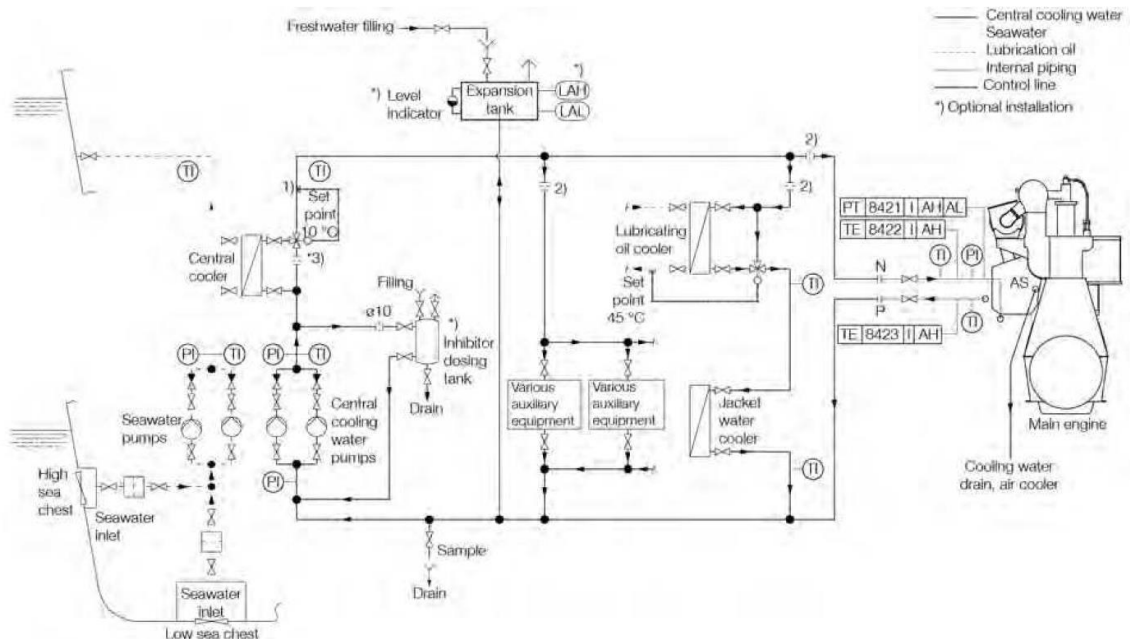
- Circuito de agua salada.
- Circuito de agua dulce a baja temperatura.
- Circuito de agua dulce a alta temperatura para refrigeración de camisas del motor principal.

Las ventajas principales de este sistema son:

- Es necesario un solo intercambiador de calor refrigerado por agua salada.
- El resto de intercambiadores son refrigerados por agua dulce y, por tanto, el material empleado será de menor coste.
- No se necesita tanta tubería anticorrosiva.
- Los componentes del sistema no requieren de un mantenimiento tan exigente.
- El rendimiento del intercambiador de calor es mejor.

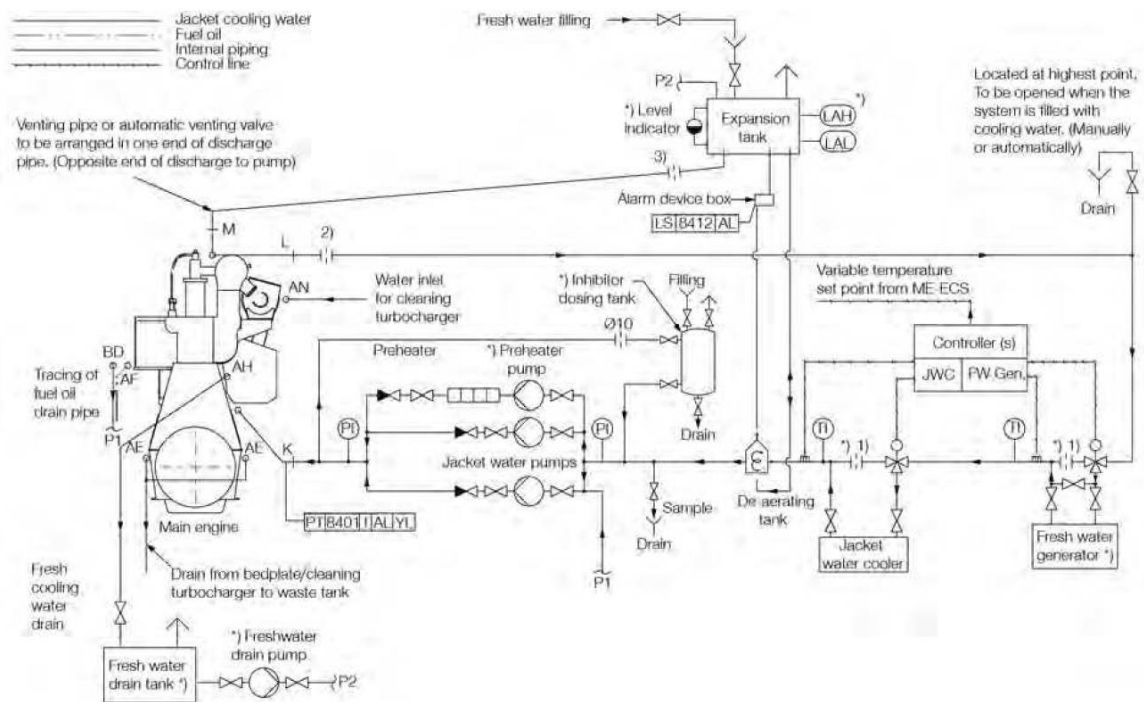
En el sistema de refrigeración centralizado, el agua salada es impulsada mediante bombas a través del enfriador, en donde el agua salada extrae el calor del agua dulce del circuito de baja temperatura.

Según el "Project Guide" del motor, en el circuito de agua dulce de baja temperatura se instala una válvula termostática de tres vías que controla que la temperatura del agua no baje de 10 °C. A continuación, lo mostramos:



El agua caliente que proviene de la refrigeración de los cilindros se enfría en el intercambiador de agua de camisas para volver después al motor.

La temperatura de agua refrigerante a la salida del motor se mantiene en 85 °C gracias a la válvula termostática, se combina el agua enfriada con otra que no ha sido refrigerada que no haya pasado por el enfriador de agua de camisas. El circuito se muestra a continuación:



6.1.1 Circuito de baja temperatura.

6.1.1.1 Filtro de agua salda.

En cada toma de mar se debe disponer de un filtro simple o doble que limpie el flujo de agua, pero sin interrumpirlo. La dimensión de este filtro debe ser tal que no permita el paso de partículas de más de 6 mm.

6.1.1.2 Bomba de agua salada.

Esta ha de ser de tipo centrífugo y ha de cubrir las necesidades del flujo de agua para el motor con un margen del 10%.

High efficiency turbochargers for the G95ME-C10.5 engines - L ₁ output			
Cyl.	MAN	ABB	MHI
5	2 x TCA77	2 x A275-L	2 x MET71MB
6	2 x TCA77	2 x A280-L	2 x MET83MB
7	2 x TCA88	2 x A280-L	2 x MET83MB
8	2 x TCA88	3 x A275-L	2 x MET90MB
9	3 x TCA77	3 x A280-L	2 x MET90MB
10	3 x TCA88	3 x A280-L	3 x MET83MB
11	3 x TCA88	3 x A280-L	3 x MET83MB
12	3 x TCA88	4 x A280-L	3 x MET90MB

Table 3.01.01: High efficiency turbochargers

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Pump Pressure and Temperatures

The pump heads stated in the table below are for guidance only and depend on the actual pressure drop across coolers, filters, etc. in the systems.

	Pump head, bar	Max. working temp. °C
Fuel oil supply pump	4	100
Fuel oil circulating pump	6	150
Lubricating oil pump	4.8	70
Seawater pump, for seawater cooling system	2.5	50
Seawater pump, for central cooling water system	2.0	50
Central cooling water pump	2.5	80
Jacket water pump	3.0	100

Seawater Cooling Pumps

The pumps are to be of the centrifugal type.

Seawater flowsee 'List of Capacities'
 Pump head2.0 bar
 Test pressureaccording to Class rules
 Working temperature, normal0-32°C
 Working temperaturemaximum 50°C

The flow capacity must be within a range from 100 to 110% of the capacity stated.

The pump head of the pumps is to be determined based on the total actual pressure drop across the seawater cooling water system.

A guideline for selecting centrifugal pumps is given in Section 6.04.

Esta bomba, según el "Project Guide" debe funcionar a un caudal de 1090 m³/h, a una presión de 2 bar (20.4 mca) y en un intervalo de temperatura de entre 0°C y 32°C, siendo la máxima de trabajo de 50°C.

Así pues, obtenemos la potencia:

$$P_{bomba\ A.S.} = \frac{Q_b \times \rho_{AS} \times H}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Se toma un rendimiento de 0,7 y obtenemos que:

$$P_{bomba\ A.S.} = \frac{1090 \times 1025 \times 20.4}{3600 \times 75 \times 0,7} = 120,59\ CV \times \frac{0.7457\ kW}{1\ CV} = 89,9\ kW$$

Con esta potencia entramos en la página 43 del catálogo de bombas de SAER Elettropompe y encontramos la siguiente tabla:

1450 RPM

Tipo	P2		In (A)	Is / In	U.S.g.p.m. / Q m³/h	0	880	990	1012	1100	1210	1321	1431	1541	1651	1761	1875	1981	2090	2200	2420	2640	2750	2860	2970	
	kW	HP				0	200	225	230	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	550	600	625	650	675	
NCBZ4P 150-315C	30	40	56	7,5	H (m)	27,5	26,7	26,4	26,3	26	25,5	25,2	24,7	24	23,5	22,6	22,2	20,6	20,2	18,6						
NCBZ4P 150-315B	37	50	72	7		32,4	31,8	31,5	31,4	31	30,4	30	29,5	28	27	26	25,6	24	23,5	21,5	18,1	14,5				
NCBZ4P 150-315A	55	75	101	7		39,5	39,2	39	38,9	38,7	38,2	37,9	37,2	36,6	35,9	35,5	35	33	32,6	31,2	28,8	25,6	23,6	21		
NCBZ4P 150-400C/B	55	75	101	7		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5						
NCBZ4P 150-400C/A	75	100	130	7,5		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5	28,6	24,7	22,3	20		
NCBZ4P 150-400B	75	100	130	7,5		54	53,3	53	52,9	52,5	52	51,5	50,9	50,2	49,6	48,8	48,4	47	46,7	45,3	43,6	41,2	39,8			
NCBZ4P 150-400A	90	125	155	7,6		62,8	62,5	62,4	62,3	62,1	61,5	60,9	60,3	59,7	59	58,2	57,8	56,1	55,6	53,4	50,5	46,8	44,74	42,3	40	

Se instalarán dos bombas de la serie NCB/NCBZ modelo "NCBZ4P 150-400A", de caudal 550 m³/h y 90 kW.

6.1.1.3 Intercambiador central.

El intercambiador debe estar preparado para resistir el flujo del agua de mar, es decir, debe ser resistente a la corrosión. Según el “Project Guide” puede ser de placas o tubular y el fluido frío será agua de mar, mientras que el fluido caliente será agua dulce.

		High efficiency turbochargers					
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Central Cooler

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

Heat dissipationsee 'List of Capacities'

Central cooling water flowsee 'List of Capacities'

Central cooling water temperature, outlet36°C

Pressure drop on central cooling sidemax. 0.7 bar

Seawater flowsee 'List of Capacities'

Seawater temperature, inlet32°C

Pressure drop on seawater sidemaximum 1.0 bar

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

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

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

El intercambiador de calor debe disipar una cantidad de calor equivalente a 22.160 kW con un flujo de agua dulce de 870 m³/h. La temperatura de entrada del agua salada 32 °C y la temperatura requerida de salida es de 36 °C.

6.1.1.4 Controlador de temperatura.

El sistema de refrigeración de baja temperatura debe ser equipado por una válvula de tres vías, instalada como una válvula de mezcla, que puentea parte del agua dulce al enfriador central.

El sensor estará colocado en la tubería de salida desde la válvula termostática y estará configurado para mantener la temperatura entre 10 °C y 36 °C.

6.1.1.5 Bomba de agua dulce para el circuito de baja temperatura.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Central Cooling Water Pumps

The pumps are to be of the centrifugal type.

Central cooling water flowsee 'List of Capacities'
 Pump head2.5 bar
 Delivery pressuredepends on location of expansion tank
 Test pressureaccording to Class rules
 Working temperature80°C
 Design temperature100°C

The flow capacity must be within a range from 100 to 110% of the capacity stated.

The 'List of Capacities' covers the main engine only. The pump head of the pumps is to be determined based on the total actual pressure drop across the central cooling water system.

Las bombas serán de tipo centrífugo y han de cubrir las necesidades de flujo de agua para el motor con un margen del 10%.

Esta bomba, según el "Project Guide" debe funcionar a un caudal de 870 m³/h, a una presión de 2.5 (25.5 mca) bar y en un intervalo de temperatura de entre 0°C y 32°C, siendo la máxima de trabajo de 50°C.

Así pues, obtenemos la potencia:

$$P_{bomba\ A.D.} = \frac{Q_b \times \rho_{AS} \times H}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Se toma un rendimiento de 0,7 y obtenemos que:

$$P_{bomba\ A.D.} = \frac{870 \times 1025 \times 25.5}{3600 \times 75 \times 0,7} = 117,38\ CV \times \frac{0.7457\ kW}{1\ CV} = 87.53\ kW$$

Con esta potencia entramos en la página 43 del catálogo de bombas de SAER Elettropompe y encontramos la siguiente tabla:

1450 RPM

Tipo	P2		In (A)	Is / In	U.S.g.p.m. / Q m³/h	0	880	990	1012	1100	1210	1321	1431	1541	1651	1761	1875	1981	2090	2200	2420	2640	2750	2860	2970
	kW	HP				0	200	225	230	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	550	600	625	650	675
NCBZ4P 150-315C	30	40	56	7,5	H (m)	27,5	26,7	26,4	26,3	26	25,5	25,2	24,7	24	23,5	22,6	22,2	20,6	20,2	18,6					
NCBZ4P 150-315B	37	50	72	7		32,4	31,8	31,5	31,4	31	30,4	30	29,5	28	27	26	25,6	24	23,5	21,5	18,1	14,5			
NCBZ4P 150-315A	55	75	101	7		39,5	39,2	39	38,9	38,7	38,2	37,9	37,2	36,6	35,9	35,5	35	33	32,6	31,2	28,8	25,6	23,6	21	
NCBZ4P 150-400C/B	55	75	101	7		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5					
NCBZ4P 150-400C/A	75	100	130	7,5		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5	28,6	24,7	22,3	20	
NCBZ4P 150-400B	75	100	130	7,5		54	53,3	53	52,9	52,5	52	51,5	50,9	50,2	49,6	48,8	48,4	47	46,7	45,3	43,6	41,2	39,8		
NCBZ4P 150-400A	90	125	155	7,6		62,8	62,5	62,4	62,3	62,1	61,5	60,9	60,3	59,7	59	58,2	57,8	56,1	55,6	53,4	50,5	46,8	44,74	42,3	40

Se instalarán dos bombas de la serie NCB/NCBZ modelo “NCBZ4P 150-400A”, de caudal 450 m³/h y 90 kW.

6.1.2 Circuito de alta temperatura.

6.1.2.1 Bomba de agua dulce para el circuito de alta temperatura.

Esta será de tipo centrífugo y su curva de altura debe cumplir que, para un incremento de presión entre el 100% y el 110%, su capacidad no debe reducirse en más de un 10%.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Jacket Water Cooling Pump

The pumps are to be of the centrifugal type.

Pump flow rate/Jacket water flow see 'List of Capacities'

Pump head (see below note).....3.0 bar

Delivery pressure.....depends on location of the expansion tank

Test pressure.....according to Class rules

Working temperature..... 85°C

Max. temperature (design purpose)..... 100°C

The flow capacity must be within a range from 100 to 110% of the capacity stated.

The pump head of the pumps is to be determined based on the total actual pressure drop across the cooling water system i.e. pressure drop across the main engine, jacket water cooler, three-way valve, valves and other pipe components

A guideline for selecting centrifugal pumps is given in Section 6.04.

Esta bomba, según el "Project Guide" debe funcionar a un caudal de 270 m³/h, a una presión de 3 bar (30.6 mca) y normalmente a una temperatura de 85°C, siendo la máxima de trabajo de 100°C.

Así pues, obtenemos la potencia:

$$P_{bomba\ A.D.} = \frac{Q_b \times \rho_{AS} \times H}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Se toma un rendimiento de 0,7 y obtenemos que:

$$P_{bomba\ A.D.} = \frac{270 \times 1025 \times 30.6}{3600 \times 75 \times 0,7} = 43.71\ CV \times \frac{0.7457\ kW}{1\ CV} = 32.6\ kW$$

Con esta potencia entramos en la página 43 del catálogo de bombas de SAER Elettropompe y encontramos la siguiente tabla:

1450 RPM

Tipo	P2		In (A)	Is / In	U.S.g.p.m. / Q m³/h	0	880	990	1012	1100	1210	1321	1431	1541	1651	1761	1875	1981	2090	2200	2420	2640	2750	2860	2970
	kW	HP				0	200	225	230	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	550	600	625	650	675
NCBZ4P 150-315C	30	40	56	7,5	0	27,5	26,7	26,4	26,3	26	25,5	25,2	24,7	24	23,5	22,6	22,2	20,6	20,2	18,6					
NCBZ4P 150-315B	37	50	72	7	0	32,4	31,8	31,5	31,4	31	30,4	30	29,5	28	27	26	25,6	24	23,5	21,5	18,1	14,5			
NCBZ4P 150-315A	55	75	101	7		39,5	39,2	39	38,9	38,7	38,2	37,9	37,2	36,6	35,9	35,5	35	33	32,6	31,2	28,8	25,6	23,6	21	
NCBZ4P 150-400C/B	55	75	101	7	H (m)	45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5					
NCBZ4P 150-400C/A	75	100	130	7,5		45,3	45	44,7	44,6	44,2	43,6	43	42,1	41	39,9	38,6	38,1	35,9	35,2	32,5	28,6	24,7	22,3	20	
NCBZ4P 150-400B	75	100	130	7,5		54	53,3	53	52,9	52,5	52	51,5	50,9	50,2	49,6	48,8	48,4	47	46,7	45,3	43,6	41,2	39,8		
NCBZ4P 150-400A	90	125	155	7,6		62,8	62,5	62,4	62,3	62,1	61,5	60,9	60,3	59,7	59	58,2	57,8	56,1	55,6	53,4	50,5	46,8	44,74	42,3	40

Se instalarán dos bombas de la serie NCB/NCBZ modelo “NCBZ4P 150-400A”, de caudal 200 m³/h y 37 kW.

6.1.2.2 Tanque de expansión.

El tanque de expansión de debe diseñar como abierto a la atmósfera y las tuberías de ventilación que entran al tanque deben terminar al nivel de agua más bajo posible.

El tanque de expansión se situará al menos a 15 metros por encima de la parte superior de las válvulas de los gases de escape del motor principal.

El volumen del tanque de expansión ha de ser tal que al menos cubra el 10% de la cantidad total de agua de refrigeración de la camisa del sistema.

El 10% del volumen del tanque de expansión es definido como aquel entre el nivel más bajo y la tubería de desborde o sensor de alarma de nivel alto.

6.1.2.3 Enfriador de agua de refrigeración de camisas.

El intercambiador de calor debe disipar una cantidad de calor de 4.960 kW con un flujo de agua dulce de 350 m³/h. La temperatura de entrada del agua salada será de 38 °C, mientras que la de salida es de 42°C, lo que supone un incremento de 4°C respecto al sistema de refrigeración de agua salada.

6.1.3 Enfriador de aire de sobrepresión.

Este forma parte del conjunto compuesto por el motor principal y sus equipos, según el “Project Guide” del motor escogido en MAN, tiene que disipar aproximadamente 14.400 kW, requiriendo un flujo de 520 m³/h.

6.1.4 Enfriador de aceite de lubricación.

La característica que define este enfriador es la capacidad de disipación de calor de 2800 kW con la necesidad de un caudal de 720 m³/h.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

6.1.5 Tratamiento de agua de refrigeración.

Con el objetivo de reducir al máximo los riesgos, se debe instalar el mínimo de válvulas posible.

Para asegurar que el motor funcione de forma fiable, se debe tratar el agua dulce de refrigeración. Para ello se utiliza agua totalmente desmineralizada o condensada. En una situación de emergencia, durante un tiempo limitado, se puede emplear agua potable normal, aunque posteriormente se debe drenar el motor y volver a llenar el circuito con agua tratada.

Además, el agua utilizada se debe tratar con un inhibidor de corrosión apropiado para la prevención del ataque de esta, la formación de lodos y los depósitos de sarro. Es por ello que no se deben emplear tuberías de acero internamente galvanizadas, pues se evita la aparición de lodos.

6.2 Sistema de combustible.

El buque del presente proyecto utilizará, como ya se ha comentado en otros cuadernos, HFO como combustible principal, aunque será capaz de combinarlo con LNG en los recorridos de puerto y paso por el canal de Malacca.

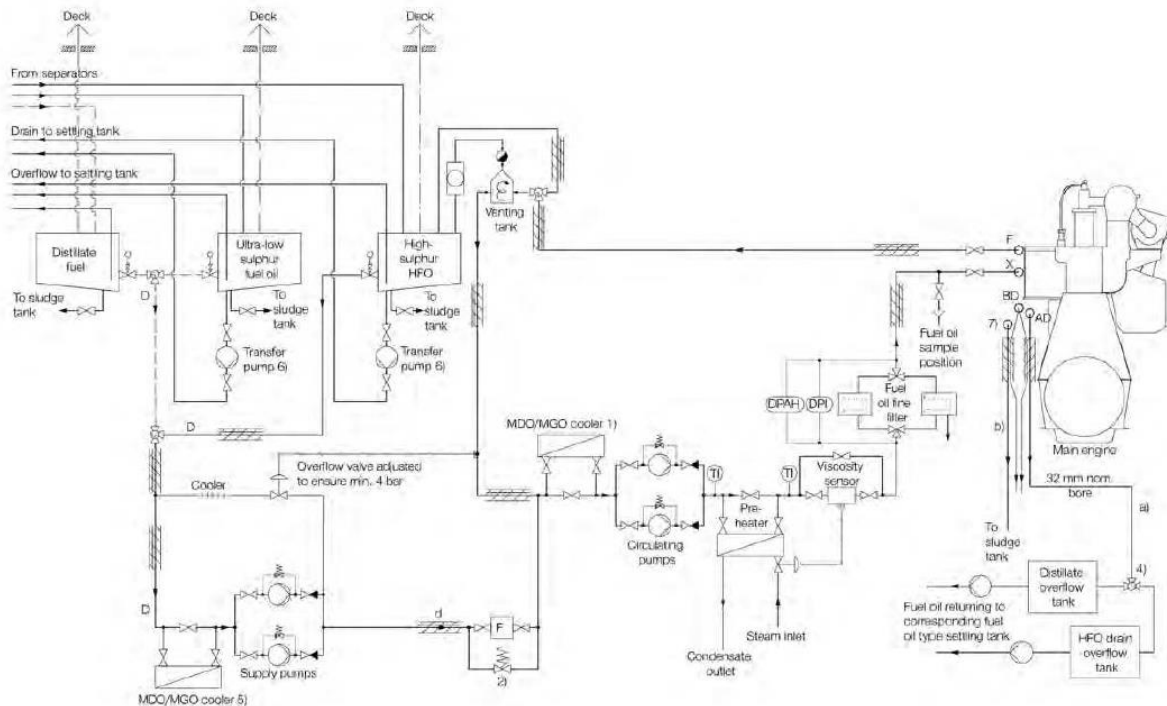
La instalación será compleja dado que se utilizan combustibles pesados. Estos combustibles se caracterizan por una alta viscosidad, razón por la cual muchas veces el combustible no puede fluir por efecto único de la gravedad. Para solucionar este problema, lo que generalmente se hace es añadir un sistema de calefacción en los tanques de combustible, pues la subida de temperatura reduce la viscosidad del mismo.

El combustible, antes de pasar a los tanques de uso diario, pasa por los tanques de sedimentación, donde se separa de los lodos. Además, se necesitan sistemas de depuración centrífuga para extraer agua y otros residuos.

Las características del Fuel Oil que utilizará el motor se muestran a continuación:

Guiding specification (maximum values)		
Density at 15°C	kg/m ³	≤ 1.010*
Kinematic viscosity at 100°C	cSt	≤ 55
at 50°C	cSt	≤ 700
Flash point	°C	≥ 60
Pour point	°C	≤ 30
Carbon residue	% (m/m)	≤ 20
Ash	% (m/m)	≤ 0.15
Total sediment potential	% (m/m)	≤ 0.10
Water	% (v/v)	≤ 0.5
Sulphur	% (m/m)	≤ 4.5
Vanadium	mg/kg	≤ 450
Aluminum + Silicon	mg/kg	≤ 60
Equal to ISO 8217:2010 - RMK 700 / CIMAC recommendation No. 21 - K700		
* Provided automatic clarifiers are installed		
m/m = mass		
v/v = volume		

A continuación, se muestra el esquema del sistema de Fuel Oil que se obtiene en la página 187 del “Project Guide” del motor MAN escogido:



Sistema de Fuel Oil del modelo MAN B&W G95ME-C10.5

6.2.1 Tanques de sedimentación.

El proceso de sedimentación depende del área de superficie de tanque dispuesto para tal fin con respecto a la variación de viscosidad, temperatura y densidad; suele ser un proceso muy lento debido a la diferencia de densidades del agua y los sedimentos de combustible. Así pues, estos tanques se calientan en una amplia superficie permitiendo una mejor sedimentación que los de superficies menores.

Como vimos en apartados anteriores se establece un volumen de tanques de 288 m³. En este punto se debe mencionar que habrá dos tanques de 144m³ (4x4x9).

6.2.2 Tanques de uso diario.

Presentan características muy similares a los tanques de sedimentación. Además, tienen una válvula de cierre automático para la purga de lodos, un equipo de control del nivel y otras válvulas de accionamiento remoto para la regulación de la descarga al separador y a los sistemas del motor.

6.2.3 Separadores de Fuel Oil.

Según el “Project Guide” del motor, los separadores han de ser del tipo autolimpiable centrífugo ya sea con descarga total o parcial. Además, MAN Energy Solutions recomienda también el uso de separadores de alta temperatura, incrementando así su eficiencia.

En el presente proyecto se establecerán dos separadores centrífugos, uno de ellos de respecto, pero que a su vez puede ser empleado para mejorar la eficiencia de la separación.

Cada uno de los separadores debe ser capaz de tratar aproximadamente 0,23 l/kWh de aceite. Dicho esto, con la potencia de nuestro motor (40.813,06 kW) se puede calcular la capacidad:

$$Q = \frac{0,23l}{kWh} \times 40.813,06 kW = 9.387 \frac{l}{h}$$

Dentro de esta capacidad se incluyen los márgenes correspondientes al contenido de agua en el F.O., la presencia de lodos y otros residuos, el aumento de consumo de F.O. en condiciones de uso particulares o el aumento en consumo de F.O. en operaciones de mantenimiento.

La potencia de los separadores se puede estimar como la del buque de referencia:

$$P_{separadores F.O.} = 35 kW$$

6.2.4 Bomba de suministro de Fuel Oil.

Se instalan dos bombas de suministro tipo tornillo de desplazamiento con un margen de capacidad del 0 al 15%.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m³/h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m³/h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m³/h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m³/h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m³/h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m³/h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m³/h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m³/h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m³/h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m³/h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m³/h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m³/h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m³/h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m³/h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m³/h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m³/h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Fuel Oil Supply Pump

Fuel oil viscosity, specifiedup to 700 cSt at 50°C
 Fuel oil viscosity, maximum 700 cSt
 Fuel oil viscosity, minimum 2 cSt
 Pump head 4 bar
 Fuel oil flow see 'List of Capacities'
 Delivery pressure 4 bar
 Working temperature, maximum 110°C *)

*) If a high temperature separator is used, higher working temperature related to the separator must be specified.

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

El caudal será de 9,9 m³/h a una presión de funcionamiento de 4 bar (40,8 mca). Por tanto, la potencia será tal que:

$$P_{bomba\ de\ suministro\ F.O.} = \frac{Q_b \times \rho_{FO} \times H}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Teniendo en cuenta que se toma un rendimiento de 0,7 y que la densidad del Fuel Oil es de 0,94 ton/m³.

$$P_{bomba\ de\ suministro\ F.O.} = \frac{9,9 \times 940 \times 40,8}{3600 \times 75 \times 0,7} = 2,01\ CV \times \frac{0,7457\ kW}{1\ CV} = 1,498\ kW \sim 1,5\ kW$$

6.2.5 Bombas de circulación.

Se instalan dos bombas de suministro de tipo tornillo de desplazamiento con un margen de capacidad del 0 al 15%.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m³/h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m³/h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m³/h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m³/h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m³/h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m³/h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m³/h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m³/h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m³/h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m³/h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m³/h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m³/h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m³/h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m³/h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m³/h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m³/h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Fuel Oil Circulating Pump

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

Fuel oil viscosity, specifiedup to 700 cSt at 50°C
 Fuel oil viscosity normal 20 cSt
 Fuel oil viscosity, maximum 700 cSt
 Fuel oil viscosity, minimum 2 cSt
 Fuel oil flow see 'List of Capacities'
 Pump head 6 bar
 Delivery pressure10 bar
 Working temperature 150°C

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

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

El caudal en este caso será de 18,7 m³/h a una presión de funcionamiento de 6 bar (61,18 mca). Así pues, la potencia será:

$$P_{bomba\ de\ circulación\ F.O.} = \frac{Q_b \times \rho_{FO} \times H}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Teniendo en cuenta que se toma un rendimiento de 0,7 y que la densidad del Fuel Oil es de $0,94 \text{ ton/m}^3$.

$$P_{\text{bomba de circulación F.O.}} = \frac{18,7 \times 940 \times 61,18}{3600 \times 75 \times 0,7} = 5,69 \text{ CV} \times \frac{0,7457 \text{ kW}}{1 \text{ CV}} = 4,24 \text{ kW}$$

6.2.6 Bomba de trasiego.

La función de estas bombas es trasladar el combustible desde los tanques de almacén a los tanques de sedimentación. Se instalarán dos bombas, una siempre de respecto.

Cada bomba de trasiego está dimensionada para llenar los tanques de sedimentación en 2 horas con una presión de funcionamiento de 4 bar (40,8 mca), por lo que el caudal será:

$$Q = \frac{\text{Volumen}_{\text{tanque de sedimentación}}(\text{m}^3)}{\text{Tiempo de trasiego (h)}} = \frac{144 \text{ m}^3}{2 \text{ h}} = 72 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

La bomba de trasiego se sitúa prácticamente en el doble fondo, es decir a 3,5 metros de la línea de base, y que tendrá que llevar el combustible hasta al punto más alto de los tanques de sedimentación, a 22 metros sobre línea de base. La presión mínima en ese punto se supone en 2 bar y se considera un 20% en pérdidas de carga, de tal forma que:

$$P_{\text{bomba trasiego}} = \left(\frac{H}{10} + P_{\text{min}} \right) + 20\% = \left(\frac{22 - 3,5}{10} + 2 \right) \times 1,2 = 4,62 \text{ bar} \sim 5 \text{ bar}$$

La potencia hidráulica se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \times P(\text{bar}) \times 10000}{3600 \times 75} = \frac{72 \times 5 \times 10000}{3600 \times 75} = 13,33 \text{ CV} \times \frac{0,7457 \text{ kW}}{1 \text{ CV}} = 9,94 \text{ kW}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{9,94}{0,65} = 15,3 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{15,3}{0,88} = 17,4 \text{ kW}$$

6.2.7 Precalentadores.

Los precalentadores son imprescindibles para mantener una viscosidad apropiada de Fuel Oil en la entrada del motor principal. Para ello, la fuente de vapor se controla de forma automática mediante un sistema bien neumático bien eléctrico.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5
Compressor cap.	m ³ /h	870	870	870	870	870	870
Starting air system, 30.0 bar g, 6 starts. Controllable pitch propeller - non reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5
Compressor cap.	m ³ /h	450	450	450	450	450	450
Other values							
Fuel oil pre-heater	kW	291	291	291	292	292	292
Exh. gas temp. **	°C	235	235	235	235	235	235
Exh. gas amount **	kg/s	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2
Air consumption **	kg/s	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5

Se instalarán entonces dos precalentadores de 292 kW cada uno, uno para funcionamiento y otro de respectó.

6.2.8 Filtros.

Los filtros de combustible se colocan siempre a la entrada de la admisión del motor para proteger así el motor de cualquier partícula inapropiada. Pueden ser de tipo dúplex, que exigen limpieza manual, o tipo automático, con un filtro de derivación que se limpia manualmente.

Si el filtro instalado es de tipo de dúplex, ha de tener capacidad suficiente para permitir que la cantidad especificada de combustible fluya a través de cada lado del filtro a una temperatura dada y con una caída de presión máxima de 0,3 bar.

En caso de ser un filtro de limpieza automática, se debe saber que, para activar el proceso de limpieza, algunos fabricantes requieren una presión de aceite superior a la de entrada de la bomba especificada. Así pues, la capacidad de la bomba debe de ser adecuada para cada caso.

6.3 Sistema de lubricación.

Los aceites tradicionales son empleados para la lubricación de los mecanismos de transmisión y soporte de motores grandes. Sin embargo, estos aceites son distintos a los utilizados en el engrase de otras partes como las camisas, crucetas, etc.

Siguiendo el criterio de lubricación, los cojinetes de pie de biela en la cruceta trabajan en ambientes particularmente desfavorables, pues su movimiento es oscilatorio, de forma que la película de aceite que los envuelve no debe romperse bajo ningún concepto.

Con respecto a las camisas de los cilindros, se lubrican con aceites especiales debido a la presencia de residuos de la combustión y de componentes dañinos de los combustibles pesados.

Los fabricantes de aceite para lubricación más recomendables según el “Project Guide” se muestran en la siguiente tabla:

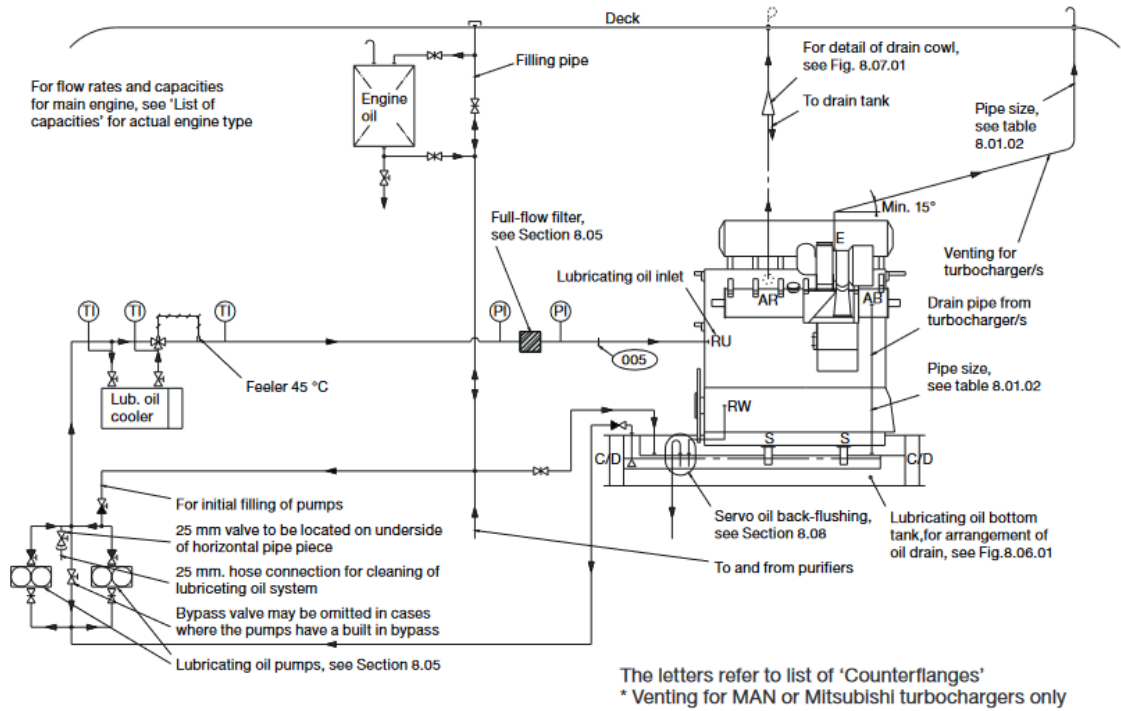
Company	Circulating oil SAE 30, BN 5 10
Aegean Castrol Chevron ExxonMobil Gulf Oil Marine Indian Oil Corp. JX Nippon Oil & Energy Lukoil Shell Sinopec Total	Alfasys 305 Castrol CDX 30 Veritas 800 Marine 30 Mobilgard 300 GulfSea Superbear 3006 Servo Marine 0530 Marine S30 Navigo 6 SO Melina S 30 System Oil 3005 Atlanta Marine D3005

Do not consider the list complete, as oils from other companies can be equally suitable. Further information can be obtained from the engine builder or MAN Energy Solutions, Copenhagen.

Las propiedades básicas son:

- Grado de viscosidad SAE 30.
- Nivel BN 5-10 mgKOH/g.
- Inhibición adecuada de la corrosión y la oxidación.
- Propiedades detergentes y de dispersión adecuadas.

Dicho esto, el sistema de lubricación tendrá el siguiente esquema según la página 233 del "Project Guide" del motor escogido:



079 27 21-4.8.1

Fig. 8.01.01 Lubricating and cooling oil system

6.3.1 Bomba de aceite de lubricación.

Estas bombas serán de tipo centrífugo con un margen del 12% en caudal de flujo de retorno del filtro automático.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m ³ /h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m ³ /h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m ³ /h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m ³ /h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m ³ /h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m ³ /h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m ³ /h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m ³ /h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Lubricating oil pump

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

Lubricating oil viscosity, specified ...75 cSt at 50 °C
 Lubricating oil viscosity..... maximum 400 cSt *
 Lubricating oil flow see 'List of capacities'
 Design pump head.....4.8 bar
 Delivery pressure4.8 bar
 Max. working temperature..... 70 °C

El caudal será de 720 m³/h a una presión de funcionamiento de 4,8 bar (49 mca). Por tanto, la potencia será tal que:

$$P_{bomba\ lubricación} = \frac{Q_b \times \rho_{FO} \times H}{3600 \times 75 \times \eta}$$

Teniendo en cuenta que se toma un rendimiento de 0,7 y que la densidad del aceite es de 0,92 ton/m³.

$$P_{bomba\ de\ lubricación} = \frac{720 \times 920 \times 49}{3600 \times 75 \times 0,7} = 171,73\ CV \times \frac{0,7457\ kW}{1\ CV} = 128,06\ kW$$

6.3.2 Intercambiador de calor.

Para definir las propiedades exactas del intercambiador debemos acceder nuevamente a las tablas de referencia del “Project Guide”.

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Pumps							
Fuel oil circulation	m³/h	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7
Fuel oil supply	m³/h	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9	9.9
Jacket cooling	m³/h	260	260	260	270	270	270
Seawater cooling *	m³/h	1,120	1,140	1,150	1,090	1,090	1,090
Main lubrication oil *	m³/h	720	710	720	720	710	720
Central cooling *	m³/h	-	-	-	870	880	890
Scavenge air cooler(s)							
Heat diss. app.	kW	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400	14,400
Central water flow	m³/h	-	-	-	520	520	520
Seawater flow	m³/h	710	710	710	-	-	-
Lubricating oil cooler							
Heat diss. app. *	kW	2,800	2,880	2,940	2,800	2,890	2,940
Lube oil flow *	m³/h	720	710	720	720	710	720
Central water flow	m³/h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m³/h	410	430	440	-	-	-
Jacket water cooling							
Heat diss. app.	kW	4,950	4,950	4,950	4,960	4,960	4,960
Jacket water flow	m³/h	260	260	260	270	270	270
Central water flow	m³/h	-	-	-	350	360	370
Seawater flow	m³/h	410	430	440	-	-	-
Central cooler							
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	22,160	22,250	22,300
Central water flow	m³/h	-	-	-	870	880	890
Seawater flow	m³/h	-	-	-	1,090	1,090	1,090

Lubricating oil cooler

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

Lubricating oil viscosity, specified ...75 cSt at 50 °C
Lubricating oil flow see 'List of capacities'
Heat dissipation see 'List of capacities'
Lubricating oil temperature, outlet cooler..... 45 °C
Working pressure on oil side.....4.8 bar
Pressure drop on oil side maximum 0.5 bar
Cooling water flow..... see 'List of capacities'
Cooling water temperature at inlet:
seawater 32 °C
freshwater..... 36 °C
Pressure drop on water side maximum 0.2 bar

En resumen, lo que nos dice la "Project Guide" es que la capacidad de disipación de calor del intercambiador debe ser de 2800 kW, el caudal de agua de refrigeración de 350 m³/h y el caudal de aceite a refrigerar de 720 m³/h. Además, el enfriador será el circuito de agua dulce fría y el intercambiador trabaja a una temperatura de entrada de 36°C y una presión de salida de 4,8 bar.

Se destaca también que el intercambiador de calor puede ser de placas o tubular, pero debe ser diseñado de tal forma que resiste el paso del aceite a una presión de 4,8 bar y con una temperatura de salida de 45°C.

6.3.3 Separadora.

El aceite del circuito, tras su llegada al tanque de retorno debe pasar por una separadora que fundamentalmente sirve como purificadora y así, antes de que el aceite regrese a su ciclo normal, se pueda abstraer el agua del aceite. El caudal se calcula de la siguiente manera:

$$Q = c \times P$$

Donde:

c: capacidad nominal del aceite. Se estima en función de las recomendaciones de fabricante. En este caso es de 0,136 l/kWh (Página 239 del "Project Guide").

Lubricating oil centrifuges

Automatic centrifuges are to be used, either with total discharge or partial discharge.

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

0.136 litre/kWh

P: potencia requerida del motor (39.930,71 kW).

Así pues:

$$Q = 0,136 \times 39.930,71 = 5430,58 \frac{l}{h} = 5,43 \frac{m^3}{h}$$

Con este caudal y una presión equivalente a 5 bar (como en el apartado 6.2.6.) podemos calcular la potencia de la bomba de la separadora.

La potencia hidráulica se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left(\frac{m^3}{h} \right) \times P(\text{bar}) \times 10000}{3600 \times 75} = \frac{5,43 \times 5 \times 10000}{3600 \times 75} = 1,005 \text{ CV} \times \frac{0,7457 \text{ kW}}{1 \text{ CV}} = 0,75 \text{ kW}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{0,75}{0,42} = 1,8 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{1,8}{0,73} = 2,5 \text{ kW}$$

Se instalarán entonces dos separadoras centrífugas, una de servicio y otra en stand-by de emergencia.

6.3.4 Válvula de control de temperatura de aceite.

El control de la temperatura del aceite se hará mediante un sistema de válvulas de tres vías que permite desviar total o parcialmente el fluido lubricante, se puede diseñar un sistema de control de temperatura final que cumpla las siguientes especificaciones de la página 241 del "Project Guide":

Lubricating oil temperature control valve

The temperature control system can, by means of a three-way valve unit, by-pass the cooler totally or partly.

Lubricating oil viscosity, specified...75 cSt at 50 °C
 Lubricating oil flow see 'List of capacities'
 Temperature range, inlet to engine40 - 47 °C

6.3.5 Filtros de aceite lubricante.

Los filtros empleados para este sistema serán de tipo conmutable diseñados para la limpieza mientras están en servicio con un manómetro y contactos de alarma diferenciales de alta presión.

La instalación de desagüe del filtro debe ser dimensionada y equipada hacia el tanque de drenaje de aceite.

Lubricating oil full flow filter

Lubricating oil flow see 'List of capacities'
 Working pressure4.8 bar
 Test pressure.....according to class rules
 Absolute fineness.....50 μm*
 Working temperature approximately 45 °C
 Oil viscosity at working temp. 90 - 100 cSt
 Pressure drop with clean filtermaximum 0.2 bar
 Filter to be cleaned
 at a pressure drop.....maximum 0.5 bar

Según la página 242 del "Project Guide" de MAN, el filtro trabajará a una presión de 4,8 bar, con una viscosidad de 90 a 100 cSt. La diferencia de presión entre la entrada y salida del filtro limpio será de 0,2 bar, mientras que cuando esté sucio será de 0,5 bar. Además, este tendrá un paso máximo de 50 μm.

Cabe destacar que el filtro instalado se colocará tan cerca como sea posible del motor principal.

6.3.6 Purgado del sistema.

La limpieza del sistema debe llevarse a cabo de forma sistemática previamente al arranque del motor la primera vez o tras haber realizado paradas prolongadas sin mantenimiento.

6.3.7 Sistema de lubricación de los cilindros.

Con la intención de reducir la fricción, proteger contra el desgaste y evitar corrosión, se lubrican los cilindros y sus pistones con aceite. Además, este también limpia las partes del motor y mantiene en suspensión los productos de la combustión.

El sistema de lubricación de los cilindros se realiza de manera independiente a los demás, empleando un circuito que pase una sola vez y con un aceite de grado 100-140 BN. El aceite lubricante en el cilindro es inyectado sobre la camisa del mismo, gracias a la acción de una bomba encendida hidráulicamente.

Siguiendo el "Project Guide" del motor escogido, el consumo de aceite por cilindro es de 0,6 g/kWh.

6.4 Servicio de aire de arranque y control.

Este servicio cumple fundamentalmente tres funciones en el buque:

- Arranque de motores (principales y auxiliares).
- Instrumentación de control neumático.
- Otros servicios (limpieza, herramientas de taller, pescantes...).

Este sistema necesita compresores y botellas de almacenamiento de aire comprimido durante las maniobras de arranque sucesivas. Según el "Project Guide" del motor escogido, este necesita, para arrancar, aire comprimido a 30 bar, mientras que los otros equipos con necesidad exigen una presión bastante mas baja, de 7 bar.

Los instrumentos y sistemas de control que necesitan presiones bajas, el separador de sentinas y las tomas de mar son alimentados por una válvula de presión de entre 2 y 7 bar.

La velocidad de arranque de los motores ha de ser tal que provoque que los cilindros activos (los que no reciben aire de arranque) alcancen una temperatura lo suficientemente elevada al final de la carrera de compresión como para garantizar la combustión. Cabe mencionar que la velocidad de servicio suele corresponder a un 30% de la de arranque.

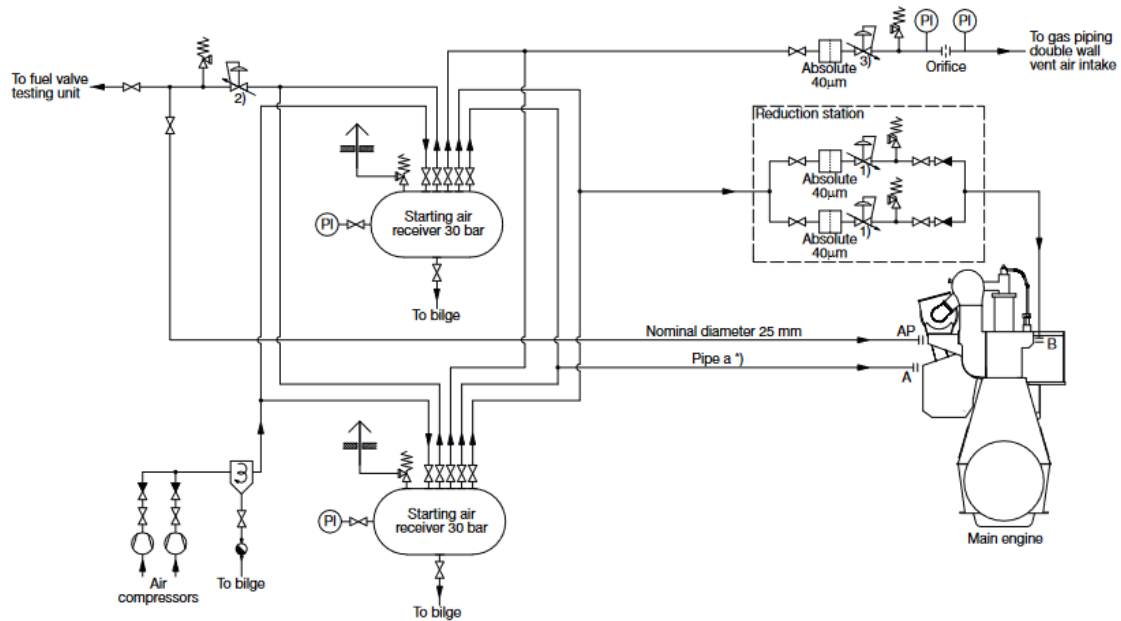
El sistema instalado en el buque proyecto estará compuesto por dos compresores que descarguen aire a 30 bar a las dos botellas principales. Como es común en estos casos, los compresores disponen de un separador de agua que elimina el agua arrastrada por el aire y la deposita en la sentina.

Los motores auxiliares también se conectan a las botellas de aire de los motores principales. Sin embargo, este sistema dispondrá de una botella de aire auxiliar conectada a los motores auxiliares y que es rellenada por los compresores de aire a través de las botellas de aire principales.

Se debe mencionar que uno de los compresores de aire se dispondrá conectado eléctricamente con el grupo de emergencia, cumpliendo así con los exigido en la regla 26 de la parte C del capítulo II-1 del reglamento SOLAS (R.26, Part. C, Cap. II-1, SOLAS: "Se

proveerán los medios que aseguren que se puede poner en funcionamiento las máquinas sin ayuda exterior partiendo de la condición de buque apagado”).

En la página 311 del “Project Guide” se muestra el siguiente esquema de aire:



*) Pipe a nominal dimension: DN200 mm

556 74 77-6.10.1

Fig. 13.01.01: Starting and control air systems

6.4.1 Compresores de aire de arranque.

Siguiendo nuevamente las recomendaciones del fabricante, se instalan dos compresores. En la siguiente tabla se señalan las especificaciones técnicas:

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5
Compressor cap.	m ³ /h	870	870	870	870	870	870
Starting air system, 30.0 bar g, 6 starts. Controllable pitch propeller - non reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5
Compressor cap.	m ³ /h	450	450	450	450	450	450
Other values							
Fuel oil pre-heater	kW	291	291	291	292	292	292
Exh. gas temp. **	°C	235	235	235	235	235	235
Exh. gas amount **	kg/s	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2
Air consumption **	kg/s	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5

Así pues, cada uno de ellos tendrá capacidad para elevar la presión en cada una de las botellas a 30 bar en un caudal de 870 m³/h. Además, la refrigeración de dichos compresores se ejecuta con agua, en dos etapas y con enfriamiento intermedio.

6.4.2 Botellas de aire de arranque.

Cumpliendo con las exigencias del fabricante y fijándonos nuevamente en la tabla del apartado anterior podemos afirmar que serán necesarias dos botellas de aire de arranque de 14,5 m³ y de presión igual a 30 bar.

6.4.3 Estación de reducción para control y seguridad del aire.

En funcionamiento normal, cada una de las dos líneas suministra una entrada de motor. Durante el mantenimiento, tres válvulas de asilamiento en la estación de reducción permiten que una de las dos líneas se cierre mientras que la otra suministra ambas entradas al motor.

La reducción de 30-10 bar se ejecuta a 7 bar con una tolerancia del 10%, el ratio de caudal de aire fresco es de 2100 l/min (0,035 m³/s) y el espesor del filtro es de 40 µm.

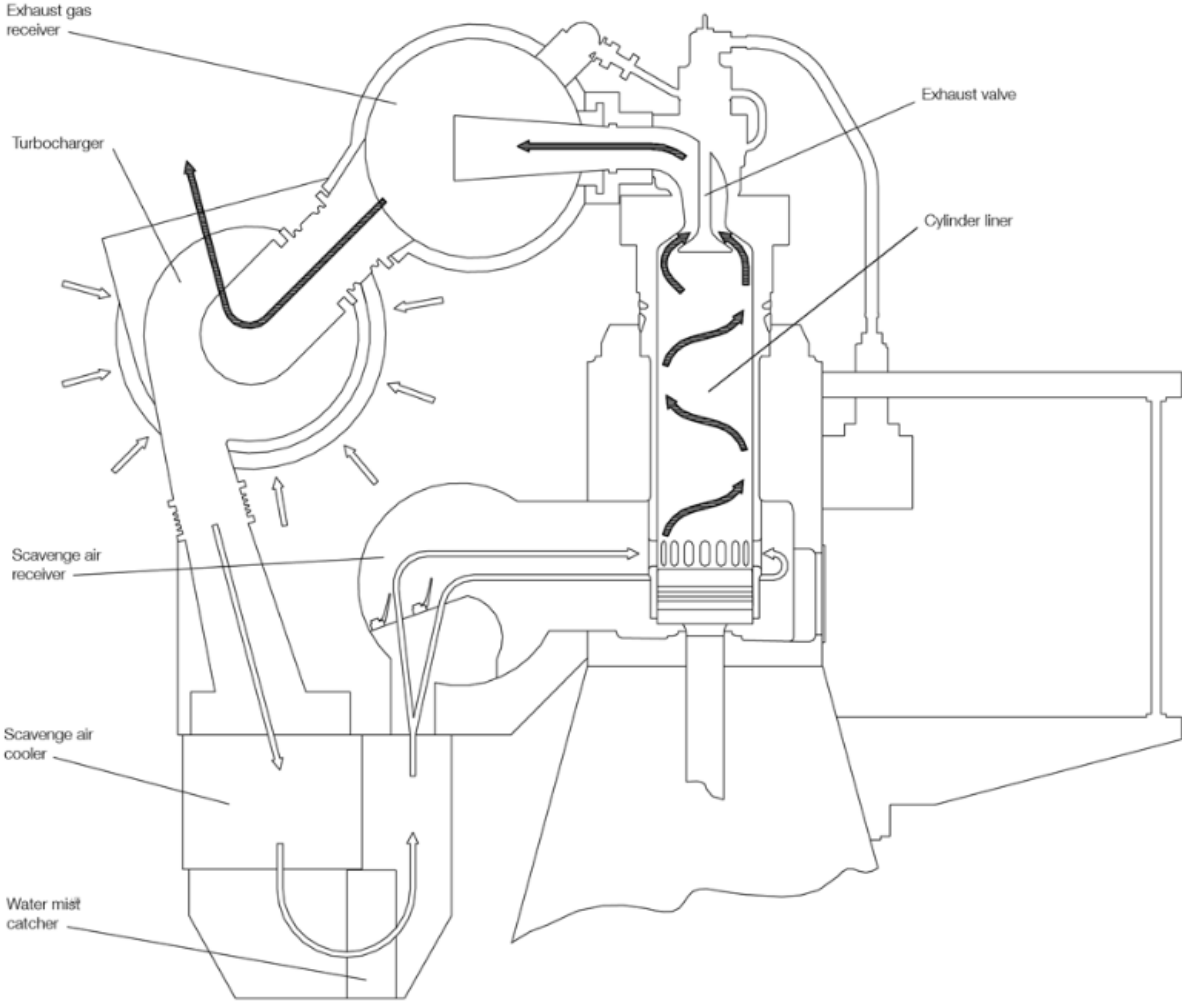
6.5 Sistema de exhaustación.

Los gases de escape, tras salir de los cilindros, pasan al receptor de gases de escape, donde se igualan las presiones fluctuantes de los cilindros y desde donde el gas es conducido al turbocompresor a presión constante.

Se debe mencionar antes de nada que el motor principal debe estar provisto de un conducto de escape propio y asilado térmicamente del resto de elementos del buque.

Además, la resistencia que los conductos ofrecen a la salida de gases condiciona la carga térmica y el consumo del motor. Es importante, llegado a este punto, mantener un margen de contrapresión para el sistema final. Según la "Project Guide", se recomienda que en la etapa de diseño se use un valor inicial de aproximadamente 0,03 bar de caída de presión.

El esquema del sistema de exhaustación se nos presenta en la página 319 del "Project Guide" del motor MAN escogido:



178 25 18-8.1.0

Fig. 14.01.01: Scavenge Air System

Las propiedades de los gases de escape son:

High efficiency turbochargers							
		Seawater cooling			Central cooling		
No. of turbochargers		2	2	2	2	2	2
		TCA77-26	A180-L	MET71-MB	TCA77-26	A180-L	MET71-MB
Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5	2 x 14.5
Compressor cap.	m ³ /h	870	870	870	870	870	870
Starting air system, 30.0 bar g, 6 starts. Controllable pitch propeller - non reversible engine							
Receiver volume	m ³	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5	2 x 7.5
Compressor cap.	m ³ /h	450	450	450	450	450	450
Other values							
Fuel oil pre-heater	kW	291	291	291	292	292	292
Exh. gas temp. **	°C	235	235	235	235	235	235
Exh. gas amount **	kg/s	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2	80.2
Air consumption **	kg/s	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5	78.5

Como se observa en la tabla anterior, la temperatura de los gases de escape es de 235°C, a un caudal de 80,2 kg/s y con un consumo de aire equivalente de 78,5 kg/s.

Toda esta energía residual proveniente de la combustión es muy útil, de forma que se dispone una caldera de gases de escape, la cual se aprovecha de este calor residual de los gases de escape y recupera hasta un 9% de la energía primaria que sería desperdiciada a la atmósfera.

Esta energía se utiliza para aumentar la temperatura del HFO que alimenta el motor principal, es decir, para calentar el Fuel Oil del que ya hemos hablado en apartados anteriores. El resto de energía que pueda sobrar se reutiliza igualmente en otros servicios domésticos del buque.

Cabe destacar también que esta caldera solo funcionará en condición de navegación, pues el motor debe estar encendido para su correcto funcionamiento.

7 DISPOSICIÓN PRELIMINAR DE CÁMARA DE MÁQUINAS.

La cámara de máquinas del buque alberga el motor principal y todos los sistemas auxiliares vistos hasta el momento.

La cámara de máquinas en este caso va a ser distinta a la que describió en el cuaderno 4, pues ahora podemos ver que tenemos espacio de sobra, por tanto, la haremos más grande. Teniendo en cuenta que el límite mínimo de longitud de cámara de máquinas en el cuaderno 4 era de 30,57 metros, debemos centrarnos en superar ese valor.

En este caso, se decide establecer un límite por popa en la cuaderna 31 del buque, y un límite por proa en la cuaderna 99. Esto implica una longitud total de la cámara de máquinas de 60,6 metros.

Con respecto a la distribución vertical, la cámara de máquinas ocupará todo el puntal del buque, es decir, desde el doble fondo a 3,5 metros de la línea de base, hasta la cubierta principal, situada a 30 metros sobre la línea de base. Cabe destacar en este punto que existirá un entrepuente de máquinas a 13 metros sobre línea de base, donde se situarán generalmente los grupos electrógenos y los tanques de consumos necesarios para el funcionamiento del motor principal.

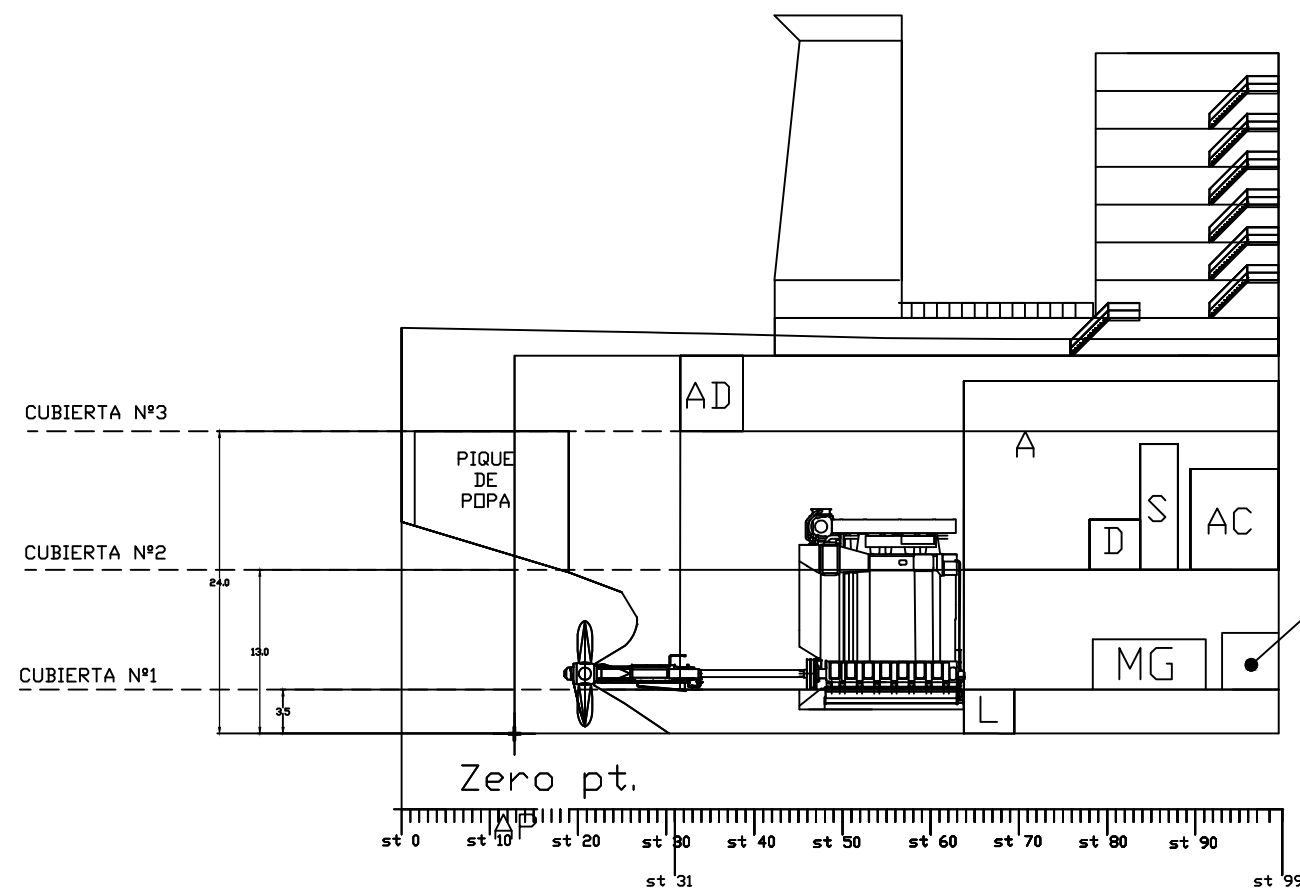
8 BIBLIOGRAFÍA.

- **“Proyectos del buque y artefactos marinos I”, Vicente Díaz Casas y Basilio Puente Varela, Ferrol: Escuela Politécnica Superior, UDC. 2021/2022.**
- **“Proyectos del buque y artefactos marinos II”, Vicente Díaz Casas y Basilio Puente Varela, Ferrol: Escuela Politécnica Superior, UDC. 2021/2022.**
- **Project Guide del motor MAN B&W G95ME-C10.5-TII.**
- **Sociedad de Clasificación: DNV.**
- **SOLAS.**
- **MARPOL.**
- **ILLC**
- **MLC 2006**

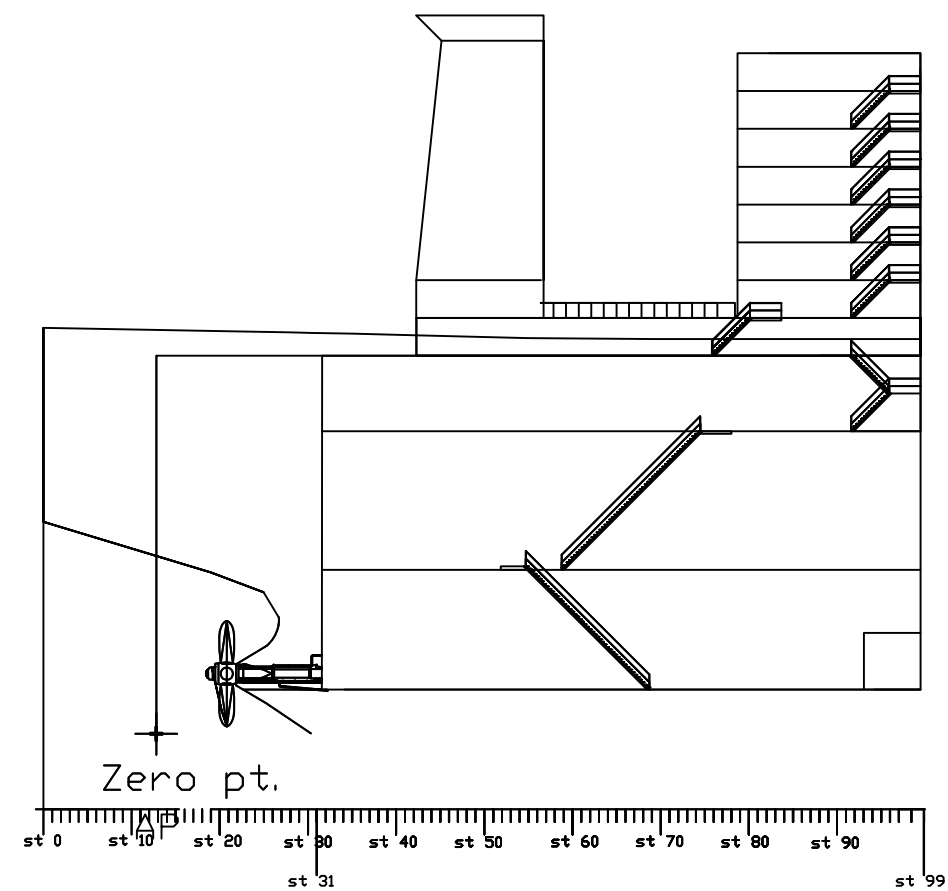
Ferrol, junio de 2022

Fdo.: Pedro Lemos González


9 ANEJO I: PLANOS DE CÁMARA DE MÁQUINAS.



Espacio para motores eléctricos de las bombas



- AD: Tanque de agua dulce
- A: Tanque de Almacén de Combustible
- S: Tanque de sedimentación
- AC: Tanque de aceite
- D: Tanque de combustible de Uso Diario
- L: Tanque de Lodos
- MG: Motores Generadores

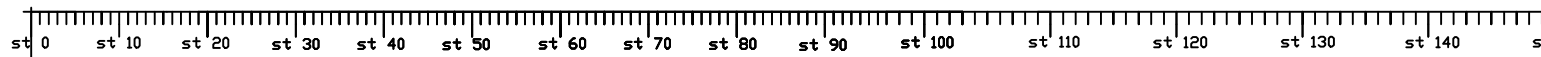
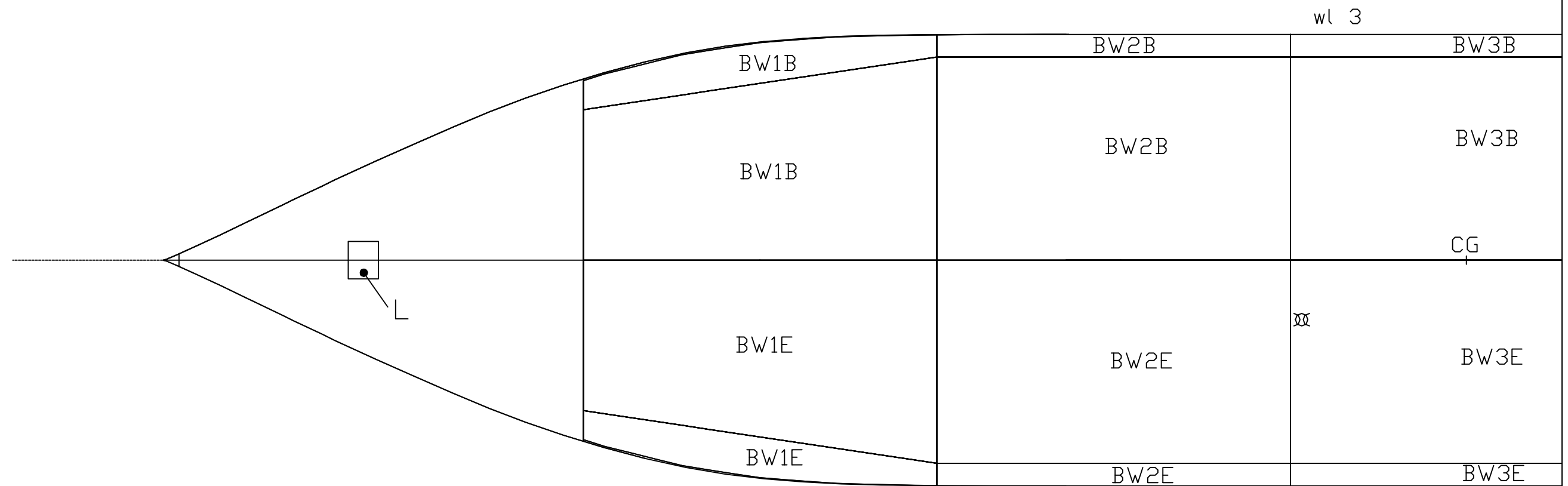
 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR TRABAJO DE FIN DE GRADO		
	PROYECTO: PETROLERO VLCC DE 300.000 TPM		
PLANO: PLANO DE LA SECCIÓN LONGITUDINAL DE CÁMARA DE MÁQUINAS			
AUTOR: PEDRO LEMOS GONZÁLEZ	FECHA: JUNIO 2022	ESCALA: 1:600	HOJA: 1

TANQUES BAJO DOBLE FONDO

L: Tanque de Lodos

BW: Tanques de lastre que envuelven la carga

*NOTA: LA LÍNEA DE AGUA ESTÁ A 3,5 METROS, ES DECIR, LA ALTURA DE DOBLE FONDO, LO QUE SE MUESTRA EN ESTE PLANO ES LO QUE ESTÁ POR DEBAJO, ES DECIR, ENTRE LA LÍNEA DE BASE Y EL DOBLE FONDO



ZONA DE POPA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

TRABAJO DE FIN DE GRADO

PROYECTO:

PETROLERO VLCC DE 300.000 TPM

PLANO:

PLANO DE TANQUES BAJO DOBLE FONDO

AUTOR:

PEDRO LEMOS GONZÁLEZ

FECHA:

MAYO 2022

ESCALA:

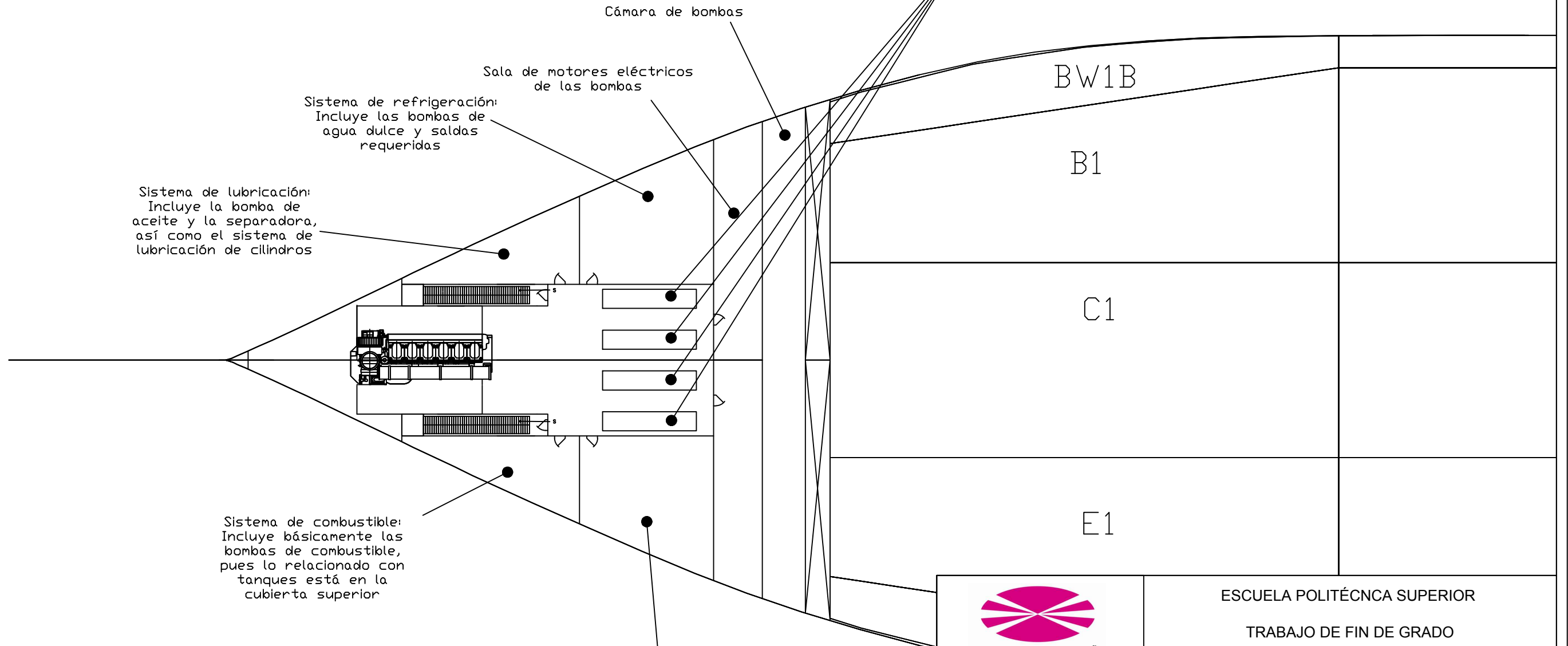
1:600

HOJA:

2

*NOTA: EN ESTE CASO SE MUESTRA TODO LO QUE APOYA SOBRE EL DOBLE FONDO.

Motores Generadores de la Planta Eléctrica




Sistema de refrigeración:
Incluye las bombas de agua dulce y saldas requeridas

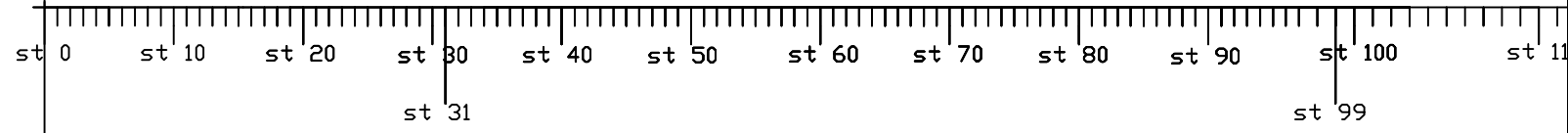
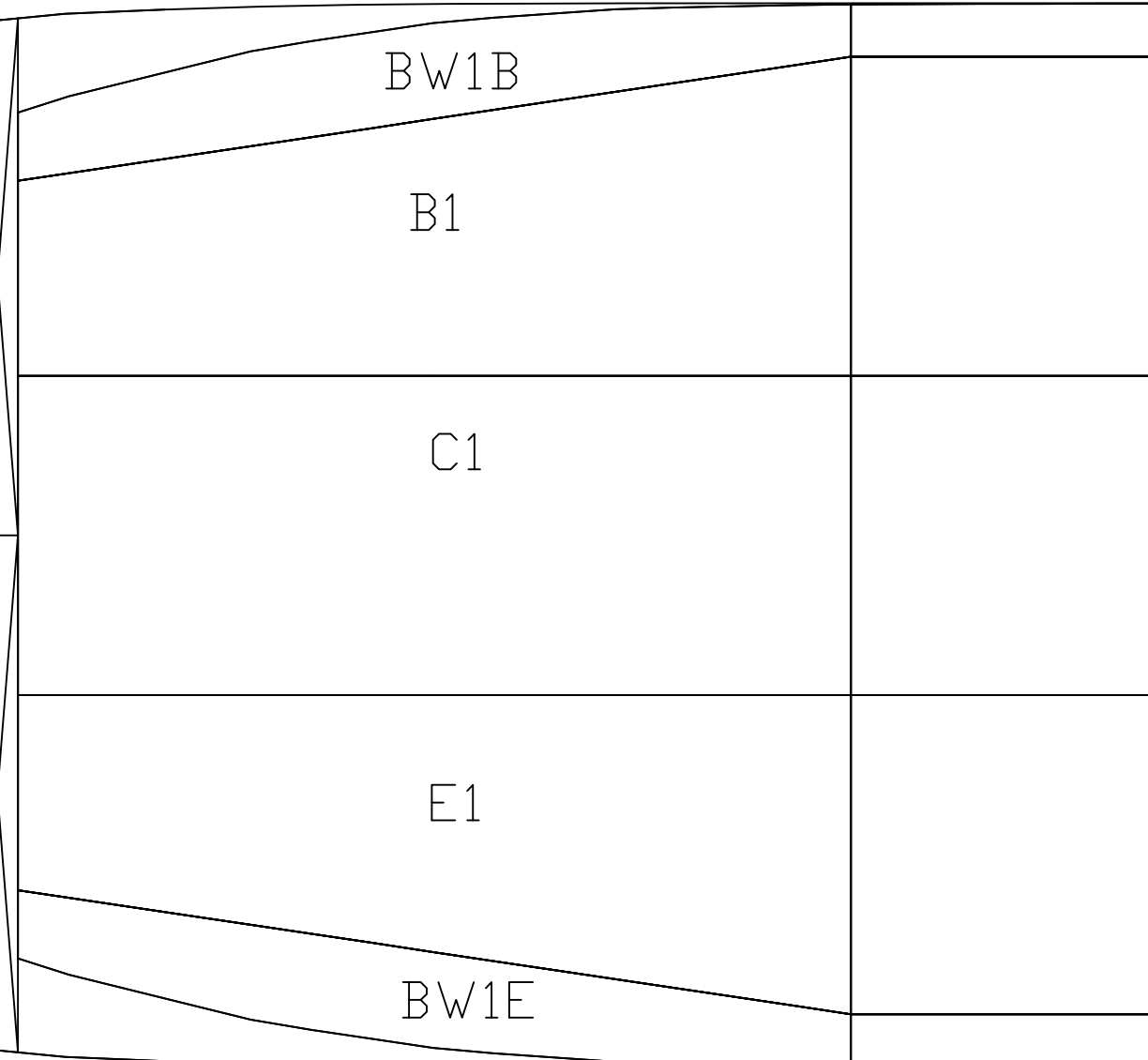
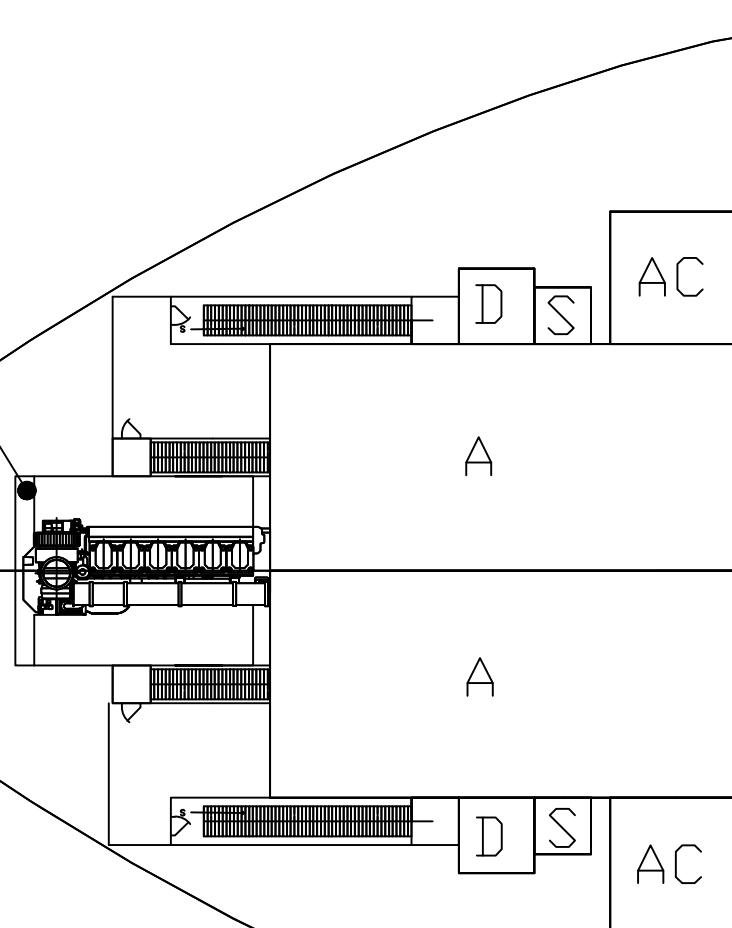
Sistema de lubricación:
Incluye la bomba de aceite y la separadora, así como el sistema de lubricación de cilindros

Sistema de combustible:
Incluye básicamente las bombas de combustible, pues lo relacionado con tanques está en la cubierta superior

Sistema de aire de arranque y control:
Incluye los compresores y las botellas de aire necesarias para el arranque del motor

 UNIVERSIDADE DA CORUÑA		ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR TRABAJO DE FIN DE GRADO	
PROYECTO:		PETROLERO VLCC DE 300.000 TPM	
PLANO:		CUBIERTA Nº1 DE CÁMARA DE MÁQUINAS	
AUTOR:	FECHA:	ESCALA:	HOJA:
PEDRO LEMOS GONZÁLEZ	JUNIO 2022	1:400	3

Hueco en la
Cubierta N°2
para
respetar la
distancia
mínima libre
por encima
del motor



ZONA DE POPA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

TRABAJO DE FIN DE GRADO

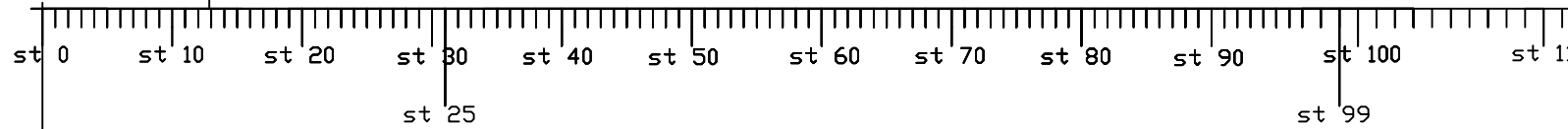
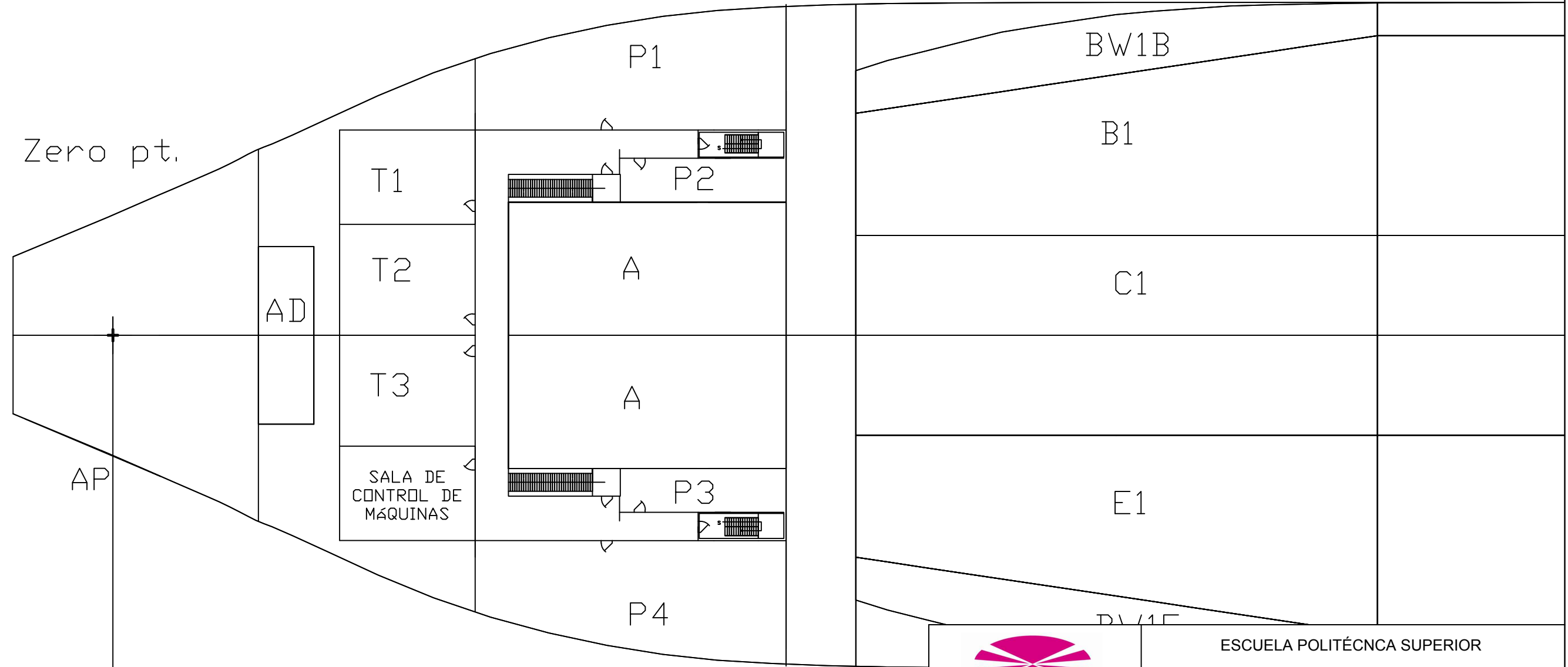
PROYECTO: PETROLERO VLCC DE 300.000 TPM

PLANO: CUBIERTA N°2 DE CÁMARA DE MÁQUINAS

AUTOR:	FECHA:	ESCALA:	HOJA:
PEDRO LEMOS GONZÁLEZ	JUNIO 2022	1:400	4

AD: Tanque de agua dulce
 A: Tanques de Almacén
 P1,P2,P3,P4: Pañosoles
 T1,T2,T3: Talleres

Zero pt.



ZONA DE POPA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

TRABAJO DE FIN DE GRADO

PROYECTO:

PETROLERO VLCC DE 300.000 TPM

PLANO:

CUBIERTA Nº3 DE CÁMARA DE MÁQUINAS

AUTOR:

PEDRO LEMOS GONZÁLEZ

FECHA:

JUNIO 2022

ESCALA:

1:400

HOJA:

5