



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado

CURSO 2021/2022

ANCHOR HANDLING TUG SUPPLY VESSEL. 200 TPF.

*CUADERNO 10: DEFINICIÓN DE LA PLANTA PROPULSORA
Y DE SUS AUXILIARES.*

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNA/O

Raúl Fernández Garda

TUTORAS/ES

Marcos Míguez González

FECHA

Septiembre 2022

RESUMEN TFG. BUQUE DE APOYO A INSTALACIONES OFFSHORE.

RESUMEN

Este proyecto tiene como objetivo principal la realización de un anteproyecto de un buque AHTS. Estos buques se construyen principalmente para servir de apoyo a las plataformas petrolíferas, asegurándolas en su ubicación mediante anclas. También pueden desarrollar otras funciones como proporcionar suministros, prestar servicio de remolque, transportar personas y realizar operaciones de inspección subacuática mediante un ROV.

Además, nuestro buque cuenta con sistemas FIFI I para la lucha contra incendios, un sistema de posicionamiento dinámico DP2 para poder llevar a cabo sus operaciones de anclaje en unas condiciones meteorológicas adversas. Para poder conseguir este nivel de posicionamiento contamos con dos propulsores pods de transmisión eléctrica y tres thrusters de túnel.

Podemos considerar este tipo de buques como una de esas creaciones que no solo ayudan al crecimiento de la industria offshore, sino que a su vez ayudan a prevenir situaciones peligrosas en el mar.

RESUMO

O principal obxectivo deste proxecto é levar a cabo un anteproxeito dun buque AHTS. Estes buques están construídos principalmente para servir de apoio ás plataformas petrolíferas, fixándoas no seu lugar con áncoras. Tamén poden realizar outras funcións como proporcionar suministros, servizo de remolque, transporte de persoas e realizar operacións de inspección subacuática mediante un ROV.

Ademais, o noso buque conta con sistemas FIFI I para a loita contra incendios, un sistema de posicionamento dinámico DP2 para poder realizar as súas operacións de ancoraxe en condicións meteorolóxicas adversas. Para acadar este nivel de posicionamento, temos dous propulsores pods accionados eléctricamente e tres propulsores de túnel.

Podemos considerar este tipo de buques como unha desas creacións que non só axudan a crecer á industria offshore, senón que tamén axudan a previr situacións perigosas no mar.

SUMMARY

The main objective of this project is to carry out a preliminary project for an AHTS vessel. These vessels are built primarily to support oil rigs, securing them in place with anchors. They can also perform other functions such as providing supplies, providing towing service, transporting people and perform underwater inspection operations using a ROV.

In addition, our ship has FIFI I system for fire fighting, a DP2 dynamic positioning system to be able to carry out its anchoring operations in adverse weather conditions. In order to achieve this level of positioning we have two electrically driven pods and three tunnel thrusters.

We can consider this type of vessels as one of those developments that not only helps the offshore industry grow, but also prevents dangerous situations at sea.

REQUISITOS RPA. BUQUE DE APOYO A INSTALACIONES OFFSHORE.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA

GRADO EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2.021 - 2.022

PROYECTO NÚMERO: 2022-GENO-3.

TIPO DE BUQUE: Anchor handling tug supply vessel (AHTS).

CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN:

DNV GL, SOLAS y MARPOL. AHTS, DK, E0, DPS 2, F(M), FIFI I.

CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA: Material de fondeo, abastecimiento a plataformas petrolíferas y capacidad de remolque. 200 TPF.

VELOCIDAD Y AUTONOMÍA: velocidad de servicio de 15 kn y una autonomía de 4000 mn a la velocidad de servicio.

SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA: Los habituales en este tipo de buques.

PROPULSIÓN: Diésel-eléctrica. Propulsión de tipo pod.

TRIPULACIÓN Y PASAJE: 20 tripulantes.

OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES:

- Sistema de recuperación y lanzamiento de un ROV.

Ferrol, septiembre 2022

ALUMNO/A: **D. Raúl Fernández Garda**



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2021/2022

ANCHOR HANDLING TUG SUPPLY VESSEL. 200 TPF.

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

CUADERNO X

CÁMARA DE MÁQUINAS

RAÚL FERNÁNDEZ GARDA

ÍNDICE

Resumen TFG. Buque de apoyo a instalaciones offshore.....	2
Requisitos RPA. Buque de apoyo a instalaciones offshore.....	3
Resumen de las características principales del buque.....	6
Introducción.....	7
1 Justificación de la selección del motor propulsor.....	8
2 Justificación de la potencia de las máquinas primarias.....	11
2.1 Justificación de la potencia propulsora.....	11
3 Estimación del consumo de combustible y justificación de la autonomía.....	12
3.1 Determinación de la condición de autonomía.....	12
4 Sistemas auxiliares relacionados con la propulsión.....	14
4.1 Servicio de combustible.....	15
4.1.1 Funcionamiento del sistema.....	15
4.1.2 Bomba de trasiego de combustible.....	16
4.1.3 Bombas de suministro a purificadoras.....	17
4.1.4 Bombas de alimentación.....	18
4.1.5 Diagramas de los sistemas de combustible.....	19
4.2 Servicio de lubricación.....	23
4.2.1 Funcionamiento del sistema.....	23
4.2.2 Dimensionamiento de las separadoras de aceite.....	24
4.2.3 Bombas de alimentación de las separadoras de aceite.....	26
4.2.4 Bomba de trasiego de aceite lubricante.....	26
4.2.5 Diagramas de los sistemas de lubricación.....	27
4.3 Servicio de refrigeración.....	32
4.3.1 Funcionamiento del sistema.....	32
4.3.2 Bomba de circulación de agua técnica.....	33
4.3.3 Intercambiadores de calor.....	34
4.3.4 Diagramas del servicio de refrigeración.....	36
4.4 Servicio de aire de arranque.....	40
4.4.1 Funcionamiento del sistema.....	40
4.4.2 Dimensionamiento de las botellas de aire comprimido.....	40
4.4.3 Diagrama del sistema de aire acondicionado.....	43
4.4.4 Dimensionamiento de los compresores de aire de arranque.....	45
4.5 Servicio de ventilación de cámara de máquinas.....	47
4.5.1 Flujo de aire para la combustión.....	47
4.5.2 Flujo de aire para la evacuación de calor.....	48
4.5.3 Flujo total de aire necesario.....	51
5 Disposición preliminar de la cámara de máquinas.....	52

RESUMEN DE LAS CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL BUQUE

Las dimensiones principales de nuestro buque son las obtenidas en los Cuaderno I, II y III.

TPF	200
BHP / kW	27.952 CV / 20.844 kW
L	79,00 m
B	21,40 m
T	8,19 m
D	9,10 m
Cb	0,704
CM	0,986
CP	0,714
Fn	0,277
Δ	11.633,80 t

INTRODUCCIÓN

A lo largo de este cuaderno vamos a 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 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 todos los elementos de la propulsión y sus auxiliares, así como los elementos de los sistemas auxiliares del buque.



1 JUSTIFICACIÓN DE LA SELECCIÓN DEL MOTOR PROPULSOR.

Como bien se ha visto en los anteriores cuadernos, para este buque se ha optado cambiar la propulsión con dos líneas de ejes a una propulsión de tipo diésel eléctrica. Este tipo de propulsión es la adecuada si estamos buscando un buque en el cual necesitamos aprovechar al máximo los espacios interiores.

Además, tendremos un requisito de posicionamiento dinámico DP2. Según nuestro reglamento de aplicación en la RPA, el DNV, dicta lo siguiente:

“La pérdida de posición no debe ocurrir en caso de una sola falla en cualquier componente o sistema activo. Normalmente, no se considerará que los componentes estáticos fallan cuando se demuestre una protección adecuada contra daños y la confiabilidad sea satisfactoria para la administración. Los criterios de falla única incluyen:

- i. Cualquier componente o sistema activo (generadores, propulsores, centralitas, válvulas de control remoto, etc).*
- ii. Cualquier componente normalmente estático (cables, tuberías, válvulas manuales, etc.) que no esté debidamente documentado con respecto a la protección. Justificación de la potencia de las máquinas primarias.”*

Por tanto, no deberemos compartimentar cada motor generador independientemente contra las inundaciones o contra el fuego como sí lo requiere un DP3, pero sí deberemos de tener redundancia en los sistemas que se requieran.

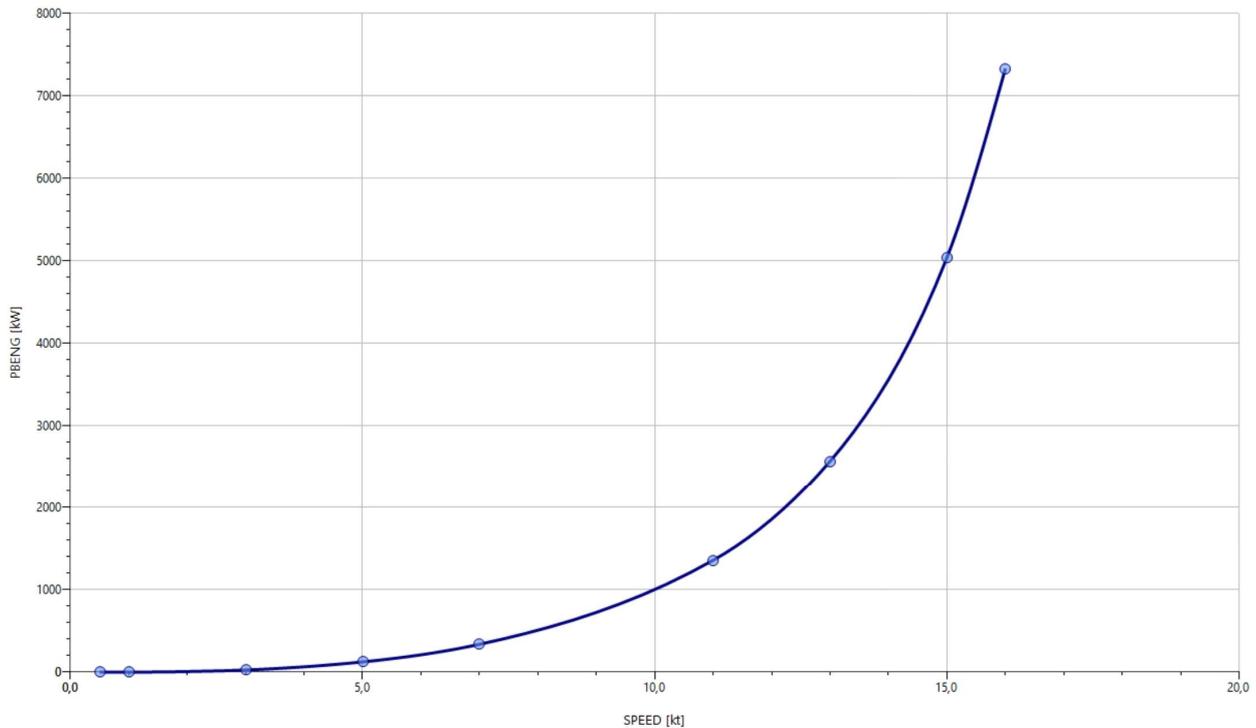
Además, el DNV establece tres elementos clave en cualquier concepto de redundancia a la hora de diseñar un sistema de posicionamiento dinámico:

“Los tres principios son:

- I. Rendimiento.*
- II. Protección.*
- III. Detección.*

- Rendimiento: la capacidad de retención es fundamental para el proceso de diseño. Los estudios de ingeniería apropiados establecen la cantidad de empuje instalado y la generación de energía para los rangos ambientales en los que la embarcación está diseñada para operar.*
- Protección: Los sistemas tolerantes a fallos basados en la redundancia requieren funciones de protección para evitar que los fallos de un sistema redundante se acoplen a otros mediante conexiones o equipos comunes. El diseño debe garantizar que se proporcionen todas las funciones de protección necesarias. La intervención del operador no debe considerarse una función protectora.*
- Detección: El equipo destinado a proporcionar redundancia debe estar disponible tanto en número como en capacidad. El diseño debe incluir medios para detectar la reducción de la capacidad o la indisponibilidad. Los componentes redundantes deben estar disponibles de inmediato y con tal capacidad que las operaciones de DP puedan continuar durante el tiempo suficiente para terminar con seguridad el trabajo en curso.”*

Como se puede ver en el cuaderno 11, las condiciones de trabajo son muy distintas y esto se debe a que nuestro barco es un remolcador y en la situación de trabajo más exigente, la mayor demanda eléctrica proviene de los sistemas de propulsión. Para realizar esta estimación deberemos guiarnos por el software NavCad y los resultados del cuaderno 6 obteniendo así una potencia para remolque de 15.000 kW. En total para este buque necesitaremos una potencia de 20.844 kW ya que la mayoría de los servicios son de carácter eléctrico.



Con esta potencia y la capacidad de tiro del buque consideraremos la elección de 4 diésel generadores MAN 9L32/44CR (750 rpm y 50 Hz) que nos ofrece una potencia de salida del generador de 5.211 kW obteniendo así una potencia eléctrica total de 20.844 kW al 85% de carga. Si los generadores de cámara de máquinas trabajasen al 80% obtendríamos 19.617,90 kW suficientes para la condición de remolque.

Pero ¿Cómo funciona una planta de este tipo de buques?

Los grupos electrógenos o la suma de motor de combustión y alternador son los encargados de producir energía para el correcto funcionamiento de los equipos eléctricos. Estos grupos están conectados con los cuadros principales en la sala de control de sistemas eléctricos, y se reparte la energía entre los consumidores principales. Aquí se conectan los transformadores de los azipods para elevar la tensión y posteriormente reducirla evitando así pérdidas en la instalación y reduciendo la sección de los cables. No debemos de escoger un motor que accione los propulsores ya que no tenemos propulsión azimutal sino azipods con hélices de paso fijo donde se controla la velocidad de los motores síncronos de imanes permanentes con variadores de frecuencia. En las siguientes figuras podemos visualizar un esquema general de la planta eléctrica del buque.

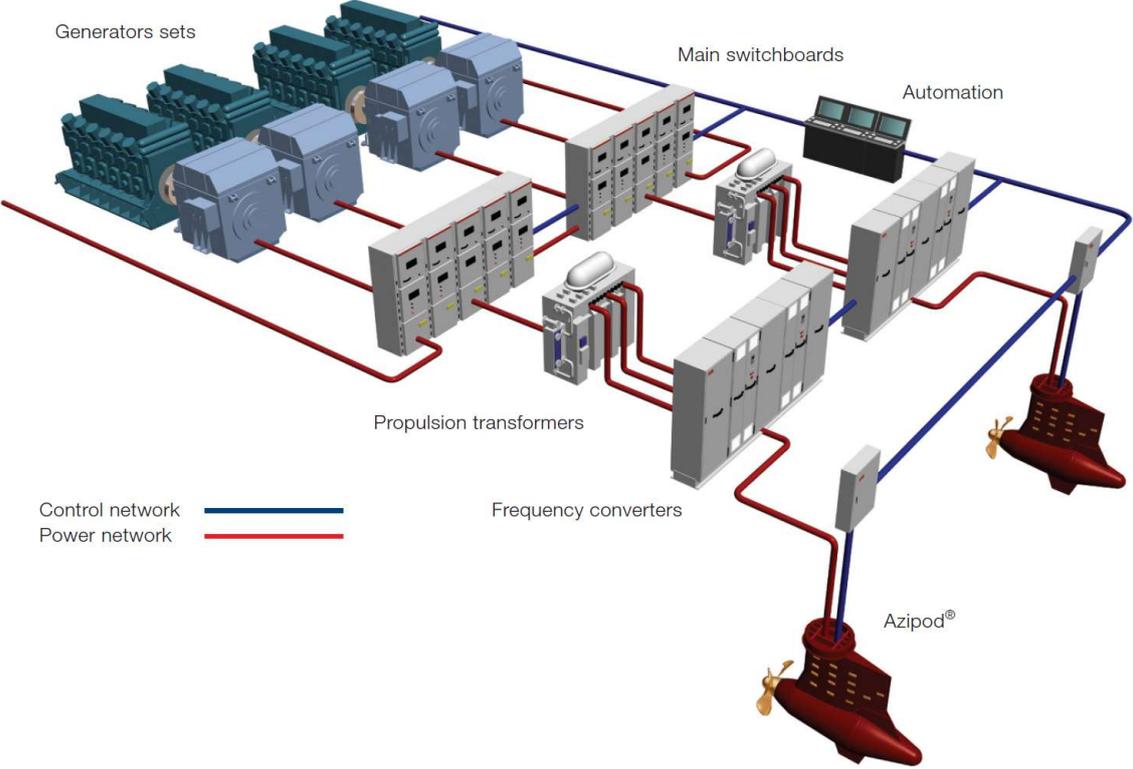


Figura 1: Esquema general de la planta eléctrica.



Figura 2: Sistema de automatización y control remoto.

2 JUSTIFICACIÓN DE LA POTENCIA DE LAS MÁQUINAS PRIMARIAS

2.1 Justificación de la potencia propulsora.

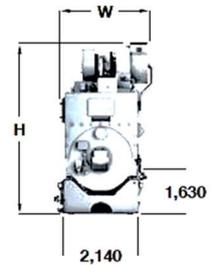
Ya conocemos la potencia que debe llevar instalada nuestro buque y por tanto los grupos diésel generadores que vamos a montar. Estos son unos MAN 9L32/44CR que ya están certificados por la clase y por tanto no deberemos comprobar que la suma de la potencia de todos los cilindros sea igual a la potencia total que entrega el motor de combustión. Además, cumple con las normas de emisiones de escape TIER II de la OMI establecidas en el Anexo VI de la convención MARPOL 73/78. En esta sección vamos a enseñar las dimensiones principales del grupo.

MAN L32/44CR

GenSet

Dimensions

Cyl. No.		6	7	8	9	10
L	mm	10,738	11,268	11,798	12,328	12,858
L ₁	mm	10,150	10,693	11,236	11,779	12,309
W	mm	2,490	2,490	2,573	2,573	2,573
H	mm	4,768	4,768	4,955	4,955	4,955
Dry mass	t	71	78	84	91	97

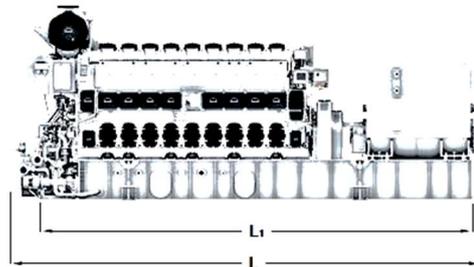


Output

Speed	rpm	750	750	720	720
Frequency	Hz	50	50	60	60
		Eng.	Gen.*	Eng.	Gen.*
MAN 6L32/44CR	kW	3,600	3,474	3,600	3,474
MAN 7L32/44CR**	kW	4,060	3,918	4,060	3,918
MAN 8L32/44CR	kW	4,800	4,632	4,800	4,632
MAN 9L32/44CR	kW	5,400	5,211	5,400	5,211
MAN 10L32/44CR	kW	6,000	5,790	6,000	5,790

*Based on nominal generator efficiencies of 96.5 %
**580 kW/cyl

Last updated July 2018



3 ESTIMACIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y JUSTIFICACIÓN DE LA AUTONOMÍA.

Los cálculos de consumos y autonomía deberán realizarse para la condición normal de trabajo del buque que en nuestro caso será la de navegación libre puesto que es en la que pasa la mayor parte del tiempo mientras está en alta mar.

3.1 Determinación de la condición de autonomía.

Según el fabricante, el consumo específico de los motores está calculado a condiciones ISO estándar al 85% carga, esto nos da un valor de 172 g/kWh. La potencia entregada en navegación libre es de 14.660,50 kW y lo normal con esta potencia es funcionar con tres grupos, por tanto:

$$\% \text{ Carga} = \frac{14.660,50 \text{ kW}}{5.211 \text{ kW} * 3 \text{ diésel generadores}} * 100 = 90$$

El porcentaje de carga será del 90 %

En el project guide obtenemos el consumo para esta condición de carga:

2.12.1 Fuel oil consumption for emission standard: IMO Tier II

Engine MAN L32/44 – Auxiliary GenSet

583 kW/cyl., 720 rpm or 583 kW/cyl., 750 rpm

Engine speed	720 rpm					750 rpm				
% Load	100	85 ¹⁾	75	50	25	100	85 ¹⁾	75	50	25
Specific fuel consumption (g/kWh) with HFO or MDO (DMB) without attached pumps ^{2) 3) 4) 5)}	177.5	176.0	179.5	187.0	202.0	178.0	176.5	180.0	188.0	204.0
Specific fuel consumption (g/kWh) with MGO (DMA, DMB) without attached pumps ^{2) 3) 4) 5)}	176.5	175.0	178.5	185.5	200.0	177.5	175.5	179.0	186.0	202.5

Es por esto por lo que obtendremos el siguiente consumo en t/h:

$$\text{Consumo} = \frac{180 \text{ g}}{\text{kW} * \text{h}} * \frac{1 \text{ t}}{10^6 \text{ g}} * 14.660,50 \text{ kW} = 2,64 \text{ t/h}$$

La autonomía estimada del buque es de 4000 mn a una velocidad de servicio de 15 kn. En total tendremos unas 267 h de servicio. Es por esto que las toneladas de fuel que necesitaremos para cumplir esta autonomía aplicando un 10% de margen serán de:

$$267 \text{ h} * 2,64 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 704,88 \text{ t} * 1.10 \text{ margen} = 775,4 \text{ t de combustible}$$

$$\frac{775,5 \text{ t de combustible}}{0,85} = 912,3 \text{ m}^3$$

En los resultados de capacidades del Cuaderno 4 tenemos los siguientes resultados, una vez descontando hierros y no aspirables:

Tanque	Capacidad
Fuel Servicio	1256,34 m ³
Fuel Uso Diario	32 m ³
Total disponible consumo	1288,34 m ³

Podemos concluir que disponemos de la cantidad necesaria de fuel en el barco para realizar la travesía de 4000 nm a la velocidad de servicio y en la condición de navegación libre.

4 SISTEMAS AUXILIARES RELACIONADOS CON LA PROPULSIÓN.

El diseño y cálculo de los elementos que componen y auxilian a los motores principales se hará siguiendo el project guide del motor seleccionado. La versión del documento es la 2020-02-13 / 1.4.

Se comprobarán los esquemas correspondientes, analizando cada componente comprobando el número de bombas, caudal, presión diámetro y la potencia necesaria en el caso de que sean necesarias.

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

- Servicio de combustible
- Servicio de lubricación
- Servicio de refrigeración (servicio de agua de alta y baja temperatura).
- Servicio de aire de arranque
- Servicio de ventilación

Debido a la cota de clase E0, las bombas deberán arrancar y/o parar automáticamente dependiendo de los niveles y alarmas de alto y bajo nivel que se exige instalar en los tanques. Para el cálculo de los diámetros de tubería se obtienen del project guide las siguientes velocidades de los fluidos:

5 Engine supply systems

5.1 Basic principles for pipe selection

5.1.1 Engine pipe connections and dimensions

The external piping systems are to be installed and connected to the engine by the shipyard. Piping systems are to be designed in order to maintain the pressure losses at a reasonable level. To achieve this with justifiable costs, it is recommended to maintain the flow rates as indicated below. Nevertheless, depending on specific conditions of piping systems, it may be necessary in some cases to adopt even lower flow rates. Generally it is not recommended to adopt higher flow rates.

	Recommended flow rates (m/s)	
	Suction side	Delivery side
Fresh water (cooling water)	1.0 – 2.0	1.5 – 3.0
Lube oil	0.5 – 1.0	1.5 – 2.5
Seawater	1.0 – 1.5	1.5 – 2.5
Diecel fuel	0.5 – 1.0	1.5 – 2.0
Heavy fuel oil	0.3 – 0.8	1.0 – 1.8
Natural gas (< 5 bar)	-	5 – 10
Natural gas (> 5 bar)	-	10 – 20
Compressed air for control air system	-	2 – 10
Compressed air for starting air system	-	25 – 30
Intake air	20 – 25	
Exhaust gas	40	

Table 85: Recommended flow rates

4.1 Servicio de combustible

El servicio de combustible está integrado por todos los equipos auxiliares y elementos que hacen llegar el combustible (MDO) a los diesel generadores. Utilizaremos la ISO-F-MDB ya que según el project guide es lo que generalmente se describe como MDO.

“The fuel specification is based on the ISO 8217:2017(E) standard and covers the fuel grades ISO-F-DMX, DMA, DFA, DMZ, DFZ, DMB and DFB. These fuel grades are referred to as MDF (Marine Diesel Fuel). The distillate grades mentioned above can be described as follows:

- *DMB: A general purpose fuel which may contain trace amounts of residual fuel and is intended for engines not specifically designed to burn residual fuels. It is generally designated MDO (Marine Diesel Oil) in the marine field. Guidance: 1 mm²/s = 1 cSt.”*

El sistema de combustible está compuesto por 4 tanques almacén de diésel, dos tanques de uso diario y dos tanques de sedimentación, para poder precipitar las impurezas que pueda llevar el MDO como agua o lodos. El servicio de combustible es el encargado de trasegar el diésel desde los tanques de almacenaje, mover el combustible por las distintas partes del sistema y finalmente suministrarlo a los motores principales.

Comenzaremos explicando cómo funciona el sistema instalado en el buque, después dimensionaremos las bombas principales siguiendo el project guide del fabricante de los motores principales y finalmente anexaremos los diagramas internos y externos del funcionamiento de este servicio.

4.1.1 Funcionamiento del sistema.

De acuerdo con las demandas de posicionamiento dinámico y a la redundancia de los sistemas, esto también afecta al diseño de todos los sistemas principales del buque, entre ellos el de combustible. En nuestro caso tendremos tres sistemas de tuberías que representan:

- Trasego de combustible desde los tanques almacén hasta los de sedimentación.
- Suministro de diésel a los grupos electrógenos desde los tanques de uso diario.
- Purificación del combustible.

Antes se ha comentado la cantidad de tanques de combustible que tiene nuestro buque. Como detalle debemos aclarar que el buque está diseñado simétricamente a crujía para obtener así un mejor reparto de pesos durante el consumo de los tanques de servicio.

Contaremos con dos bombas de trasego con una de ellas en stand-by en ambos costados del buque. En cuanto a las bombas de suministro de diésel oil contamos con cuatro bombas de suministro para cuatro grupos estando dos de ellas en stand-by. Estas se reparten dos a babor y otras dos a estribor. Están interconectadas para poder suministrar combustible al otro costado del buque por redundancia, permitiendo así introducir combustible del tanque de uso diario de babor a los grupos de estribor y viceversa.

También debemos hablar del tramo de purificación del diésel oil. Al igual que todo el sistema también cuenta con redundancia babor-estribor. Las separadoras de diésel oil disponen a su lado de una bomba de suministro que las conecta con los tanques de sedimentación y uso diario de su costado de instalación, pero pueden conectarse mediante válvulas en la cámara de máquinas con los tanques y sistemas del otro costado. También se les permite mediante válvulas coger el combustible desde los tanques de almacén, introducirlos en la separadora directamente para posteriormente introducirlo en los tanques de uso diario.

Además de las bombas del sistema, cada motor dispone de un intercambiador de calor en cada sistema de alimentación de combustible para enfriar el que no ha sido quemado y

recircularlo de nuevo por las bombas internas de engranajes, que a su vez lo mueve por el interior del bloque de cilindros y de nuevo al intercambiador de calor.

Toda esta explicación se refiere al sistema de alimentación de los motores principales, pero también existe un sistema con dos pequeñas bombas que proporcionan servicio a todos los demás sistemas auxiliares del buque que necesiten de combustible para su funcionamiento.

Una vez explicado el sistema deberemos comenzar con la dimensionalización de las bombas.

4.1.2 Bomba de trasiego de combustible.

El combustible será trasladado de los tanques de almacén a los de sedimentación. El consumo de combustible se hace simultáneamente de los tanques de uso diario de babor y estribor, evitando así escoras.

Se dispondrá de bombas de trasiego que serán las encargadas de trasegar el combustible de los tanques almacén a los tanques de sedimentación. El número total de bombas de trasiego de las que se equipa al buque proyecto será de 4, haciendo que el sistema sea redundante, las dos primeras sean de trasiego de combustible de los tanques de almacén a los tanques de sedimentación y otras dos se encontrarán en stand-by. El tanque de diésel de uso diario se encuentra compartimentado en el interior del tanque de sedimentación.

Para determinar el caudal de las bombas de trasiego se supone que cada tanque de sedimentación tiene que ser llenado en 4 horas. El volumen de cada tanque de sedimentación es de 71 m^3 , por lo tanto, el caudal necesario será el siguiente:

$$Q = \frac{71}{4} = 17.75 \text{ m}^3/h$$

La presión debe ser suficiente para hacer frente a la cota superior de los tanques de sedimentación ($\Delta h = 7,70 \text{ m}$). La presión de suministro es de 1 Bar, mientras que las pérdidas de carga en la tubería se estiman de 2 bares, por lo tanto, la presión necesaria en la bomba será la siguiente:

$$P = 1 + 2 + \frac{0.84 * 9.81 * 7.7}{10^5} = 3 \text{ Bar}$$

El diámetro de la bomba se calcula utilizando la velocidad de 1m/s que viene en el project guide del motor para bombas de combustible, por lo tanto, el diámetro será el siguiente:

$$Q = S * v$$

$$17,75 \frac{\text{m}^3}{h} * \frac{1h}{3600s} = S * 1$$

$$S = 4,93 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 3.5 * 10^{-3}}{\pi}} = 0.079 \text{ m} = 80 \text{ mm}$$

Por último, calcularemos la potencia de la bomba, que vendrá determinada por la siguiente fórmula:

$$P \text{ (kW)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{h} \right) * H \text{ (m. c. a.)} * \rho \left(\frac{t}{\text{m}^3} \right)}{367 * \mu} = \frac{17,75 * (3 * 10,2) * 0,85}{367 * 0,65} = 1,87 \text{ kW}$$

Por tanto, tendremos cuatro bombas con las siguientes características:

- Caudal = $17.75 \text{ m}^3/\text{h}$
- Presión = 3 Bar
- Diámetro de tubería = 80 mm
- Potencia = 1,87 kW

4.1.3 Bombas de suministro a purificadoras.

Estas bombas serán las encargadas de mover el combustible desde el tanque de sedimentación hasta el de uso diario pasándolo por las purificadoras. Para determinar el caudal de estas bombas se supone un tiempo de llevado de los tanques de uso diario de dos horas. Cada uno de estos tanques tiene una capacidad de 16 m^3 . Conocidos estos datos pasamos a calcular el caudal igual que antes.

$$Q = \frac{16}{2} = 8 \text{ m}^3/\text{h}$$

La presión debe ser suficiente para hacer frente a la cota superior de los tanques de sedimentación ($\Delta h = 0 \text{ m}$, están a nivel en la cubierta tween deck). La presión de suministro es de 1 Bar, mientras que las pérdidas de carga en la tubería se estiman de 2 bares, por lo tanto, la presión necesaria en la bomba será la siguiente:

$$P = 1 + 2 + \frac{0.84 * 9.81 * 0}{10^5} = 3 \text{ Bar}$$

El diámetro de la bomba se calcula utilizando la velocidad de 1 m/s que viene en el project guide del motor para bombas de combustible, por lo tanto, el diámetro será el siguiente:

$$Q = S * v$$

$$8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = S * 1$$

$$S = 2,22 * 10^{-3} \text{ m}^2$$
$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 2,22 * 10^{-3}}{\pi}} = 0.053 \text{ m} = 55 \text{ mm}$$

Por último, calcularemos la potencia de la bomba, que vendrá determinada por la siguiente fórmula:

$$P \text{ (kW)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) * H \text{ (m.c.a.)} * \rho \left(\frac{\text{t}}{\text{m}^3}\right)}{367 * \mu} = \frac{8 * (3 * 10,2) * 0,85}{367 * 0,65} = 0,87 \text{ kW}$$

Por tanto, tendremos dos bombas con las siguientes características:

- Caudal = $8 \text{ m}^3/\text{h}$
- Presión = 3 Bar
- Diámetro de tubería = 55 mm
- Potencia = 0,87 kW

4.1.4 Bombas de alimentación.

Estas bombas son las encargadas de llevar el combustible al motor en las condiciones óptimas. Trasiegan el combustible desde los tanques de uso diario a los motores principales. El sistema de alimentación está compuesto por los equipos auxiliares integrados en el propio motor, aun así, este sistema quedará respaldado por otro sistema ajeno al motor encargado de suministrarle el combustible a este, si se diese un fallo en las bombas integradas en los motores. Por lo tanto, este sistema contará con 4 bombas de alimentación (dos de ellas en stand-by) y sus definición previa se obtiene del project guide.

$Q_{P1} = P_1 \times br_{ISO} \times f_4$		
Required supply pump delivery capacity with HFO at 90 °C	Q_{P1}	l/h
Engine output at 100 % MCR	P_1	kW
Specific engine fuel oil consumption (ISO) at 100 % MCR	br_{ISO}	g/kWh
Factor for pump dimensioning	f_4	l/g
<ul style="list-style-type: none"> For diesel engines operating on main fuel HFO: $f_4 = 2.00 \times 10^{-3}$ 		

En el buque proyecto se llevará una bomba para cada grupo, consiguiendo así tener un sistema redundante y más fiable, ya que cada motor contará además con una bomba propia y de una línea de retorno del combustible sobrante hacia los tanques de uso diario. El diámetro de las bombas se calculará de la misma manera que se calculó anteriormente el diámetro de las bombas de trasiego de combustible:

$$Q = P1 * br_{iso} * f4 = 5211 * 170,0 * 2 \times 10^{-3} = 1771,74 \frac{l}{h} = 1,80 \frac{m^3}{h}$$

$$Q = S * v$$

$$1,80 \frac{m^3}{h} * \frac{1h}{3600s} = S * 1$$

$$S = 0,0005 m^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,0005}{\pi}} = 0.025 m = 25 mm$$

La potencia se estima igual que antes:

$$P (kW) = \frac{Q \left(\frac{m^3}{h} \right) * H (m. c. a.) * \rho \left(\frac{t}{m^3} \right)}{367 * \mu} = \frac{1,80 * (8 * 10,2) * 0,85}{367 * 0,65} = 0,53 kW$$

Por tanto, tendremos cuatro bombas de alimentación con las siguientes características:

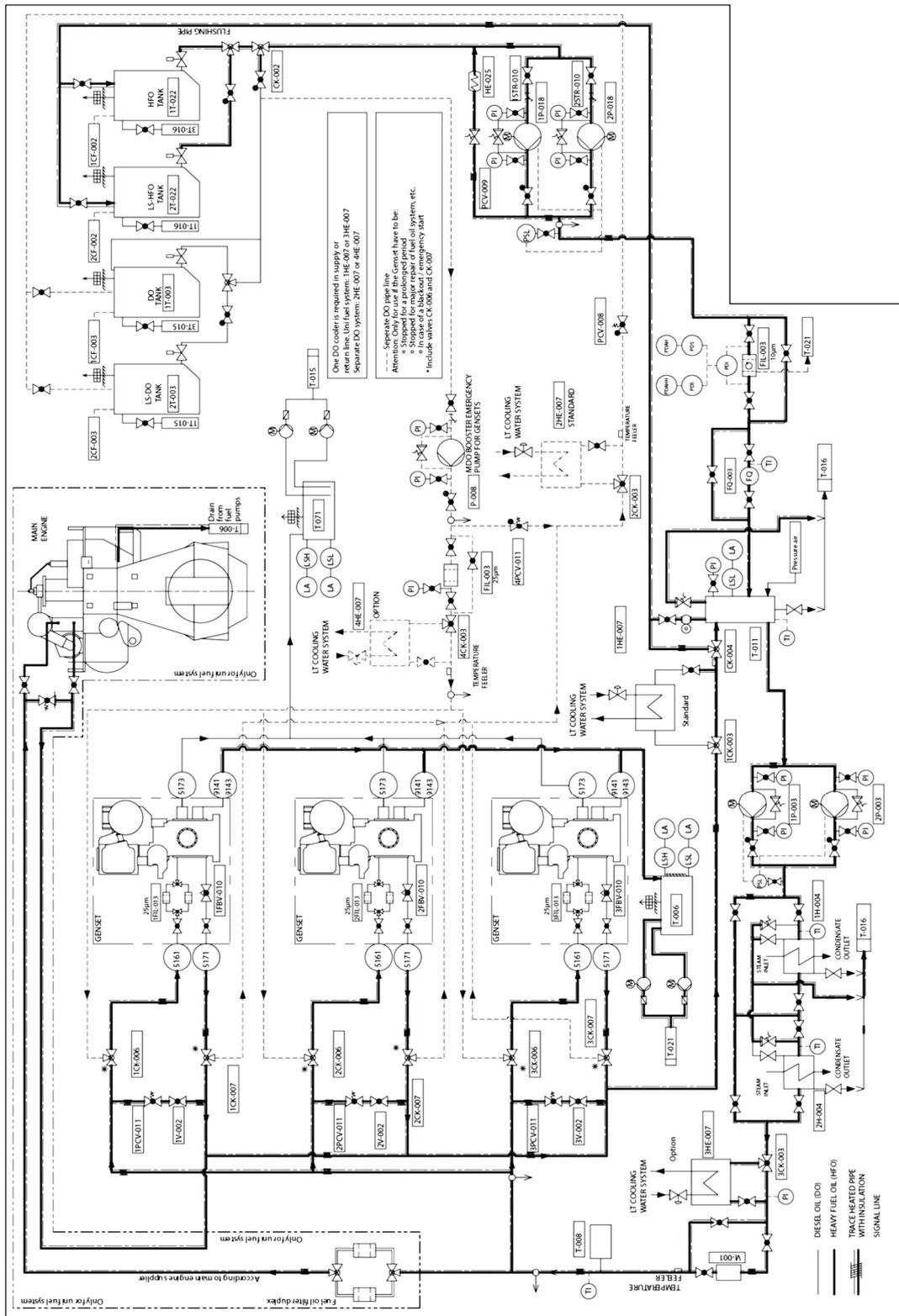
- Caudal 1,80 m³/h
- Presión 8 bar en la entrada del grupo según el project guide.
- Potencia 0,53 kW
- Diámetro de la tubería 25 mm

En la instalación propuesta del buque de proyecto van varios motores conectados al mismo circuito de alimentación, por lo que debe ser posible cerrar el suministro y las líneas de retorno conectadas al motor individualmente, siendo este un requisito del solas. Además, tenemos la siguiente recomendación: *“If the engines are to be operated on MDF only, heating of the fuel is normally not necessary. In such case it is sufficient to install the equipment listed below. Some of the equipment listed below is also to be installed in the MDF part of a HFO fuel oil system.”*

A continuación, se muestran todos los esquemas de instalación de las tuberías de combustible y de los demás elementos auxiliares que necesita el motor según el catálogo del fabricante.

4.1.5 Diagramas de los sistemas de combustible.

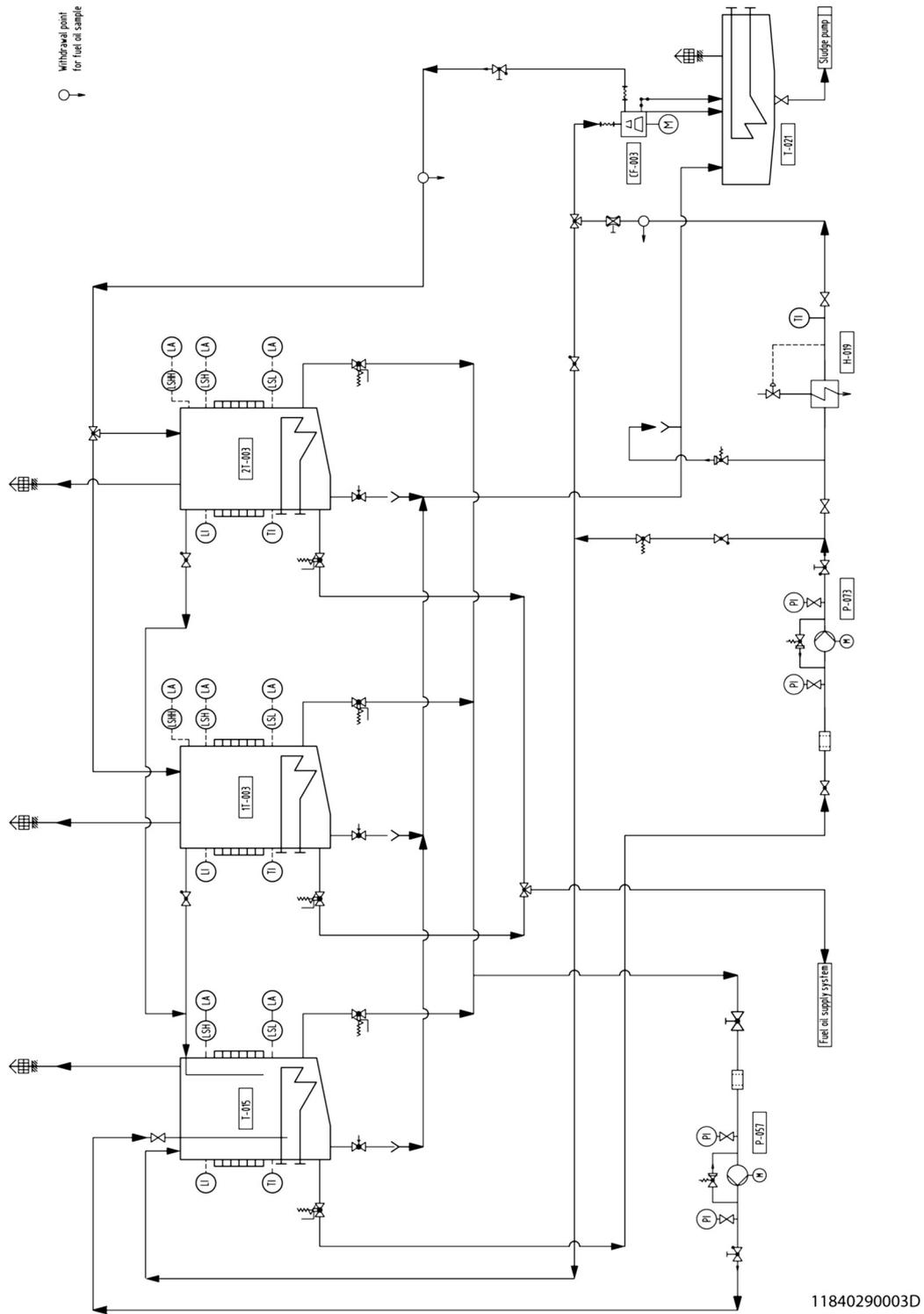
Figura 1.1: Diagrama completo del sistema de combustible.



11840280072B

Engine room separate DO system			
1,2,3,4 CF-003	Diesel fuel oil separator	PCV-008	Pressure retaining valve
CK-008	Switching valve, optional	4 PCV-011	Fuel oil spill valve
2 FIL-003	Fuel oil automatic filter, supply circuit	1,2 T-003	Diesel fuel oil service tank
3,4 HE-007	Fuel oil cooler	1,2,3,4 T-015	Diesel fuel oil storage tank
P-008	Diesel fuel oil supply pump		
GenSet			
1,2,3 FIL-013	Fuel oil duplex filter		
Engine room			
CK-002	Three-way valve for fuel oil changeover	T-006	Leakage oil collecting tank
1,2,3 CK-006	Switching valve DO and HFO (in)	T-021	Sludge tank
1,2,3 CK-007	Switching valve DO and HFO (out)	T-071	Clean leakage fuel oil tank
1,2,3 FBV-010	Flow balancing valve		
Engine room uni fuel oil system			
1,2 CF-002	Heavy fuel oil separator	1,2 P-018	Fuel oil supply pump
CK-003	Three-way valve (fuel oil cooler/by-pass)	1,2,3,4 PCV-011	Fuel oil spill valve
CK-004	Switching to DO flushing	1,2 STR-010	Suction strainer
1 FIL-003	Fuel oil automatic filter, supply circuit	T-008	Damper tank
FQ-003	Fuel oil flowmeter	T-011	Fuel oil mixing tank
1,2 H-004	Final heater heavy fuel oil	1,2 T-016	Heavy fuel oil settling tank
1,2 HE-007	Fuel oil cooler	1,2 T-022	Heavy fuel oil service tank
HE-025	Fuel oil cooler, supply circuit	1,2,3 V-002	Shut-off cock
1,2 P-003	Fuel oil booster pump	VI-001	Viscosimeter
GenSet pipe connections			
5161	Fuel oil inlet GenSet	9141	Dirty oil drain on free end
5171	Fuel oil outlet GenSet	9143	Dirty oil drain at coupling end
5173	Leakage fuel oil drain		

Figura 1.2: Diagrama interno del sistema de tratamiento de MDO.



Components	
CF-003	Diesel fuel oil separator
H-019	Fuel oil preheater
P-057	Diesel fuel oil transfer pump
P-073	Diesel fuel oil separator feed pump
T-015	Diesel fuel oil storage tank
T-021	Sludge tank
1,2 T-003	Diesel fuel oil service tank

4.2 Servicio de lubricación.

Este servicio es el encargado de trasegar y mover el aceite destinado a la lubricación desde los tanques donde se almacena hasta las partes del interior del motor donde se necesite de esta lubricación. En esta sección seguiremos el mismo planteamiento que en la parte del combustible, primero hablaremos sobre cómo funciona el sistema, después dimensionaremos las bombas de acuerdo con el project guide del motor y finalmente anexaremos los diagramas de funcionamiento del sistema.

Los diésel generadores se distribuirán en la cámara de máquinas de manera que utilicen el mínimo espacio posible, por lo tanto, se optará por cárter húmedo en los motores, evitando la necesidad de que los tanques estén por debajo del cárter del motor, dando una mayor libertad a la disposición de los motores.

4.2.1 Funcionamiento del sistema.

Este servicio sigue las recomendaciones del DP11 al igual que el servicio de combustible y por tanto cuenta con redundancia en sus componentes. Además, este es un circuito cerrado, es decir, el aceite se introduce en el sistema y circula por todo el interior del motor lubricando sus partes móviles. En medio de este circuito de lubricación existen filtros y válvulas que miden la temperatura del aceite para que, en caso de que esta sea excesiva, el aceite pase a través de intercambiadores de calor para mantenerlo siempre en las condiciones óptimas de trabajo.

El aceite de lubricación se almacena en un tanque situado en crujía del buque en caso de que se necesite purgar todo aquel que se encuentre dentro del motor. Desde este tanque se introduce en el circuito cerrado mediante dos bombas de tornillo que aspiran el fluido y lo dirigen a cada uno de los grupos donde lo recibe una bomba de engranajes interna, la cual es la encargada de circular el aceite lubricante por el bloque motor.

A mayores, también contamos con separadoras de aceite que son las encargadas de purificarlo y retornarlo limpio y libre de impurezas de nuevo al circuito cerrado. El aceite se introduce en estas separadoras mediante dos bombas de alimentación. Estas también están diseñadas de forma redundante de modo que hay una por cada pareja de motores pero en caso de que se produzca una avería, pueden funcionar de forma cruzada con los motores del otro costado del buque.

Este servicio tiene cierta relación con el de refrigeración como veremos en las siguientes secciones de este cuaderno. En la siguiente imagen nos podemos hacer una idea de cómo funciona.

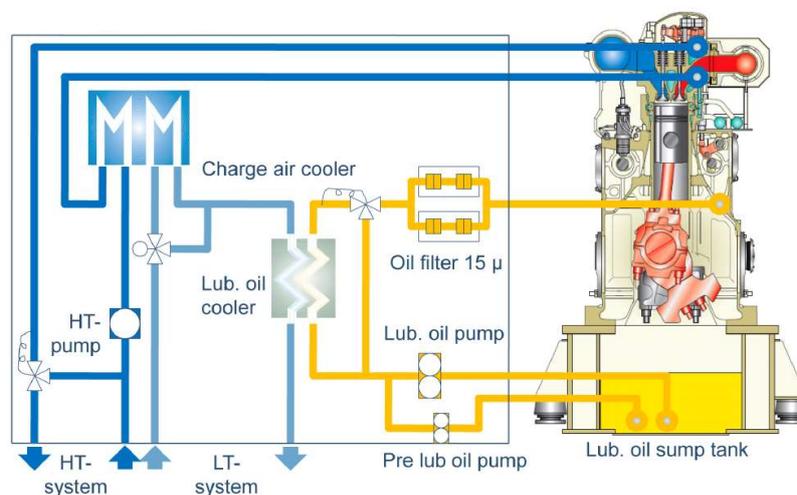


Figure 2: Auxiliary GenSet – Principle schema

En resumen, lo que dice el project guide sobre cual es el recorrido del aceite es el siguiente:

“The lube oil service pump draws oil from the oil sump and pumps it through the lube oil cooler and the lube oil automatic filter to the main lube oil pipe. From there, it is distributed to the lubricating points of engine and turbocharger and returns by gravity to the oil sump inside the lube oil service tank. Treatment systems, which are cleaning the lube oil continuously in a by-pass stream, are installed on the GenSet and in the plant.”

Una vez descrito el funcionamiento del sistema vamos a realizar el dimensionamiento de las bombas principales, serán las siguientes:

- Bombas de lubricación externa (4 bombas, stand by)
- Bombas de trasiego de aceite lubricante
- Bombas de alimentación de las separadoras

Además de estas bombas, como se ha comentado en el funcionamiento del sistema, también hay 4 bombas de engranajes de lubricación interna, una por cada motor. Estas bombas no se dimensionarán debido a que están en el interior del motor.

Antes de dimensionar las bombas debemos elegir las separadoras que irán instaladas en el sistema de lubricación. Serán del mismo modelo, ubicadas una a cada costado de la cámara de máquinas, alimentando de aceite limpio al circuito cerrado de lubricación interna de los motores principales.

4.2.2 Dimensionamiento de las separadoras de aceite

Para saber qué modelo de separadora es el correcto para el buen funcionamiento del sistema diseñado, se necesita conocer el flujo de aceite que necesitan los motores principales, en función de variables ya conocidas como la potencia de salida, el caudal y el tiempo de operación. Esto se trata de una estimación que nos determinará la separadora a elegir en el anteproyecto del buque, fórmula que viene dada en el project guide de nuestro motor.

CF-001/Lube oil separator

The lube oil is intensively cleaned by separation in the by-pass thus relieving the filters and allowing an economical design.

The lube oil separator should be of the self-cleaning type. The design is to be based on a lube oil quantity of 1.0 l/kW. This lube oil quantity should be cleaned in times within 24 hours.

The formula for determining the separator flow rate (Q) is:

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

Q [l/h]	Separator flow rate
P [kW]	Total engine output
n	HFO = 7 MDO/MGO = 5 Gas (+ MDO/MGO for ignition only) = 5

With the evaluated flow rate the size of separator has to be selected according to the evaluation table of the manufacturer. The separator rating stated by the manufacturer should be higher than the flow rate (Q) calculated according to the formula above.

Por tanto, seguiremos estas recomendaciones:

- Potencia de salida del motor = 5211 kW
- n = 5 para diésel marino
- 24 h como tiempo de operación

$$Q = \frac{1 * 5211 * 5}{24} = 1085,63 \frac{l}{h} = 1,09 \frac{m^3}{h}$$

Debemos tener en cuenta que teníamos una separadora por cada dos motores y es por este requisito por el que debemos multiplicar el flujo total de aceite del sistema por la cantidad de motores que pasa por separadora. Ahora también debemos de tener en cuenta que se ha diseñado un sistema redundante, por ello si tenemos una avería en una, debe ser la otra separadora quien se encargue de cubrir las necesidades de la planta por ello el flujo de aceite lubricante será de:

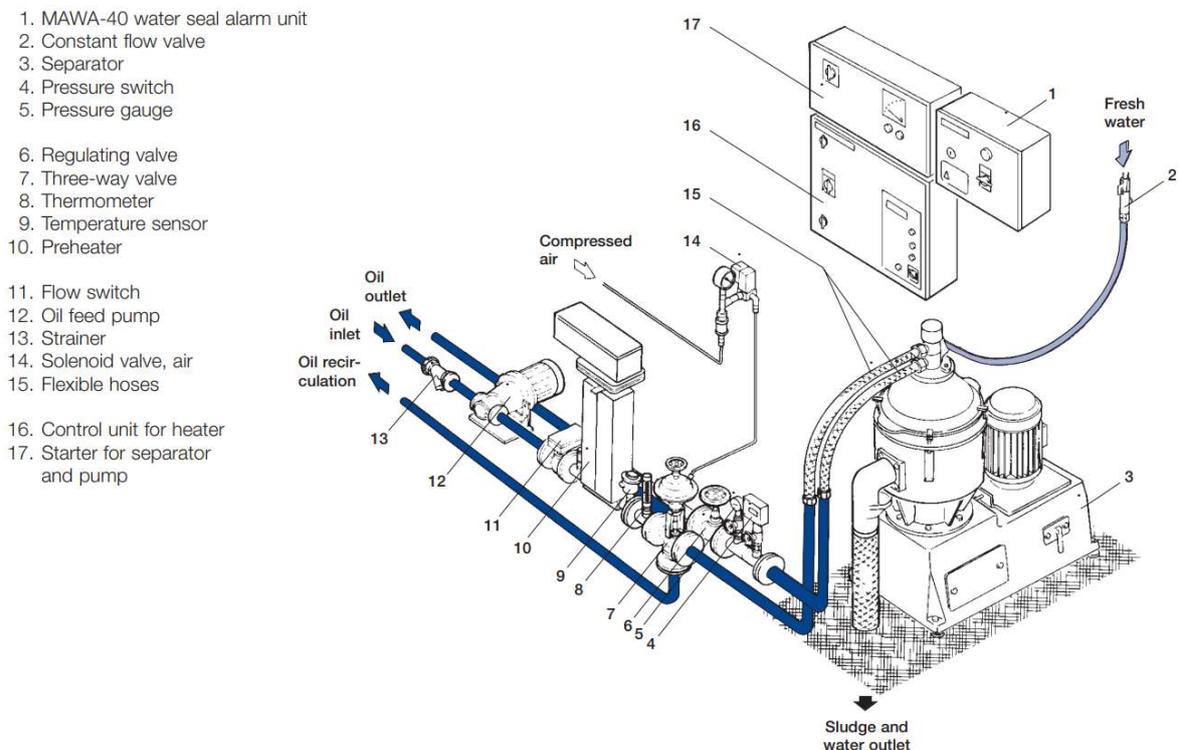
$$Q = 1,09 \frac{m^3}{h} * 4 \text{ grupos alimentados} = 4,36 \frac{m^3}{h} \text{ o } 4360 \frac{l}{h}$$

Con este valor ya podemos escoger cuáles serán las dos separadoras que instalaremos en el buque. Estas serán la Alfa Laval Solids-retaining centrifugal separators MMB 305 que tiene un flujo máximo de 4700 l/h de aceite lo cual cubre nuestro requerimiento. Tiene un consumo eléctrico de 2,30 kW y además se escoge porque dispone de multitud de sensores y ayudas que nos benefician para poder cumplir con la cota de clase E0 de cámara de máquinas desatendida.

Según el fabricante, se compone de las siguientes partes:

“The MMB 304/305 series are identical separators in concept, with different throughput capacities. Each separator model comprises a frame, power transmission and bowl assembly. The lower frame houses the flat-belt power transmission unit connected to a vertical drive shaft with friction clutch to the vertical bowl spindle. The bowl is fixed on top of the spindle inside the space formed by the upper part of the frame and the frame hood. The frame hood also contains the oil inlet and outlet and the sealing water inlet. The separated water is discharged by gravity through an outlet pipe mounted on the frame.”

La separadora se muestra en la siguiente imagen:



Schematic installation layout of an MMB separation system.

4.2.3 Bombas de alimentación de las separadoras de aceite.

Estas bombas serán dimensionadas teniendo en cuenta el flujo de aceite lubricante obtenido en la situación más desfavorable, que era de: $Q = 4,36 \frac{m^3}{h} = 4360 \frac{l}{h}$. Como ya conocemos el caudal de las bombas, el siguiente paso será calcular el diámetro de estas.

$$Q = S * v$$

$$4,36 \frac{m^3}{h} * \frac{1h}{3600s} = S * 1$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,00121}{\pi}} = 0.039 m = 40 mm$$

La potencia se estima igual que antes:

$$P (kW) = \frac{Q \left(\frac{m^3}{h}\right) * H (m. c. a.) * \rho \left(\frac{t}{m^3}\right)}{367 * \mu} = \frac{4,36 * (8 * 10,2) * 0,92}{367 * 0,65} = 1,37 kW$$

Por tanto, tendremos dos bombas de alimentación de las separadoras con las siguientes características:

- Caudal $4,36 m^3/h$
- Presión 8 bar en la entrada del grupo según el project guide.
- Potencia 1,37 kW
- Diámetro de la tubería 40 mm

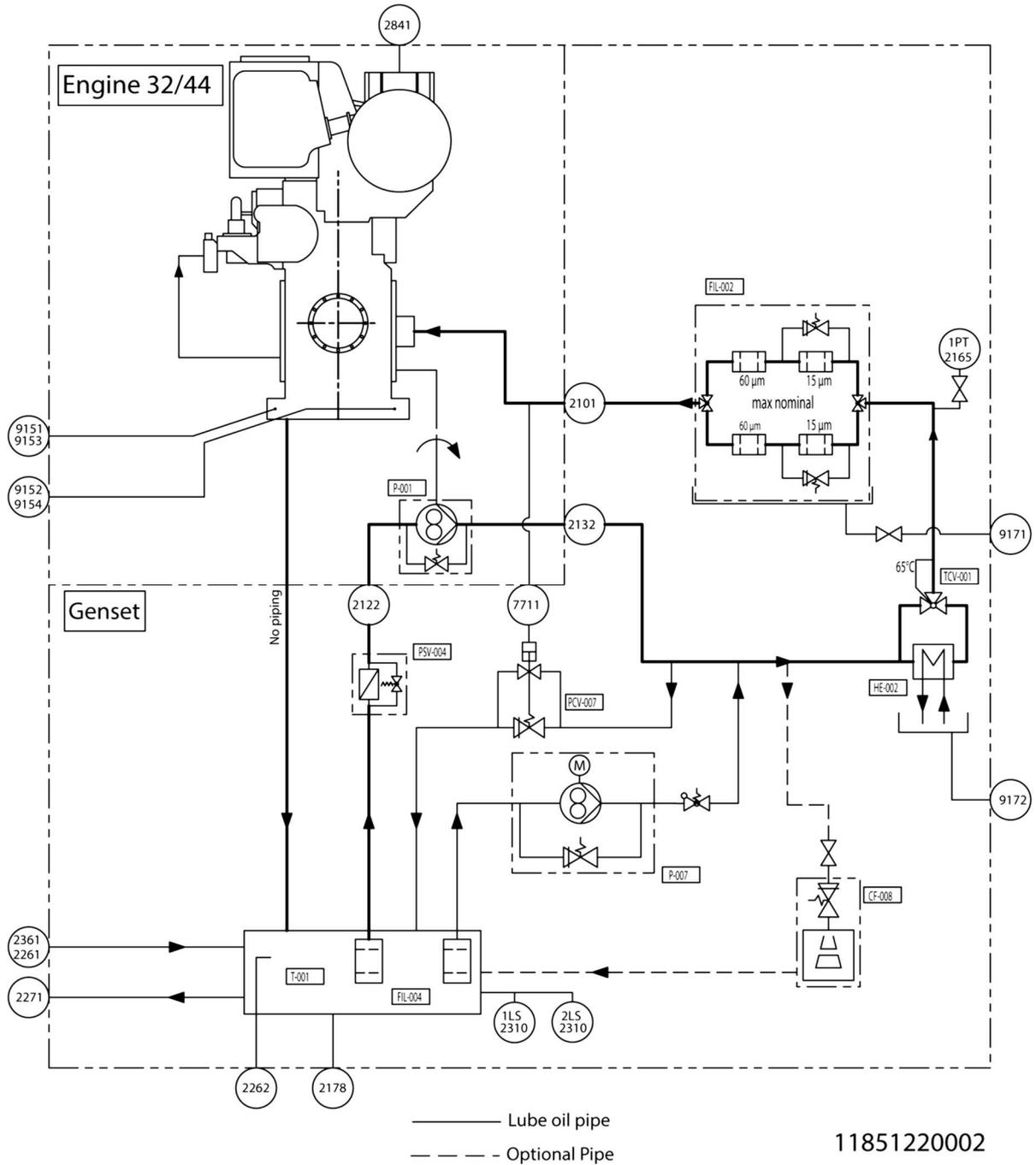
4.2.4 Bomba de trasiego de aceite lubricante

Estas bombas se dimensionan igual que las anteriores por tanto tendrán las mismas características técnicas. Entonces tendremos dos bombas de trasiego de aceite lubricante con las siguientes características:

- Caudal $4,36 m^3/h$
- Presión 8 bar en la entrada del grupo según el project guide.
- Potencia 1,37 kW
- Diámetro de la tubería 40 mm

4.2.5 Diagramas de los sistemas de lubricación.

Figura 2.1: Diagrama interno del sistema de lubricación del grupo.



Instrumentation GenSet			
1 LS 2310	Level switch (lube oil service tank)	1 PT 2165	Lube oil pressure transmitter (filter inlet)
2 LS 2310	Level switch (lube oil service tank)		
Engine			
P-001	Lube oil service pump (engine driven)		
GenSet			
FIL-004	Lube oil suction strainer	P-007	Prelubrication pump
FIL-002	Lube oil duplex filter	PCV-007	Pressure relief valve
CF-008	Lubricating oil centrifuge	T-001	Lube oil service tank
HE-002	Lube oil cooler	TCV-001	Lube oil temperature control valve
Engine pipe connections			
2101	Engine inlet	2841 (C13)	Vent crankcase
2122	Oil pump inlet	9151/9152	Dirty oil drain from crankcase feet
2132	Oil pump outlet	9153/9154	Dirty oil drain from crankcase feet
GenSet pipe connections			
2178	Over flow (opt.)	2361 (C16)	Oil tank fill connection
2261 (C3)	From separator	2271 (C4)	To separator
2262	Reserve	9171	Dirty oil drain

Figura 2.2: Diagrama interno general del grupo.

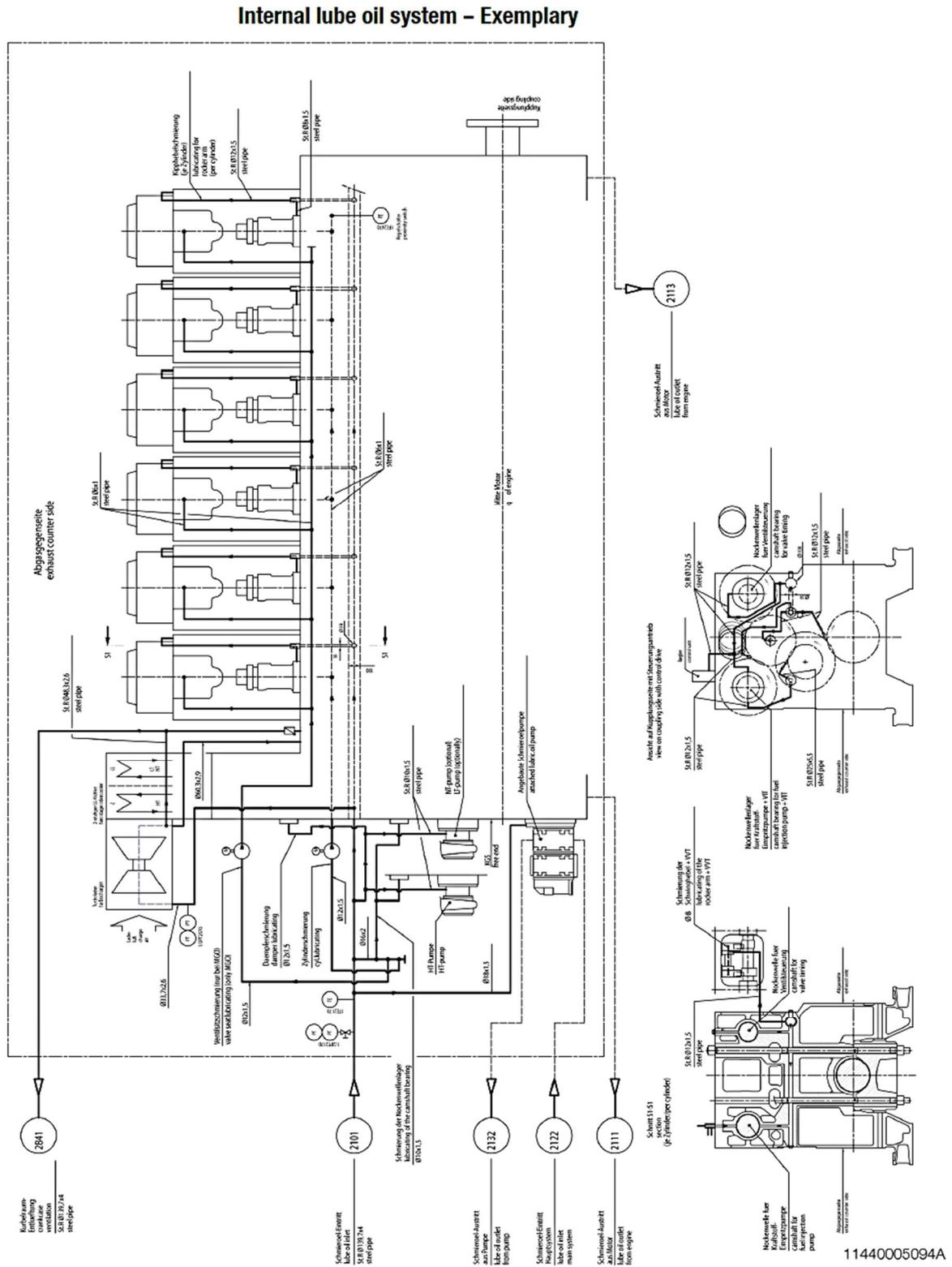
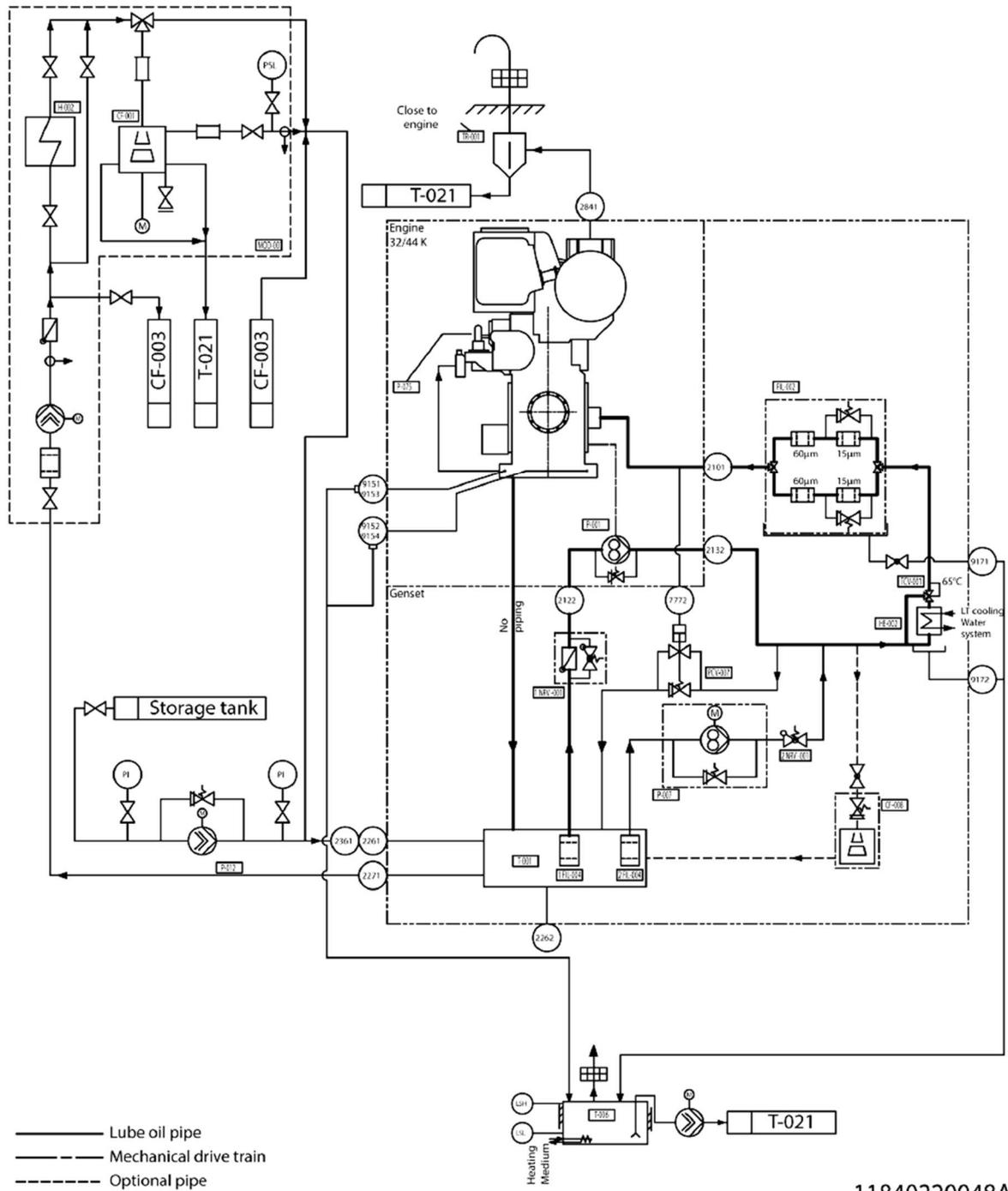


Figura 2.3: Diagrama externo del sistema de lubricación del grupo.



11840220048A

Engine			
P-001	Service pump (engine driven)	P-075	Cylinder lube oil pump
GenSet			
CF-008	Centrifuge (by-pass filter)	P-007	Prelubrication pump
FIL-002	Full-flow depth filter	PCV-007	Pressure control valve
FIL-004	Suction strainer	T-001	Service tank, GenSet
HE-002	Cooler	TCV-001	Temperature control valve
1,2 NRV-001	Non return valve		
Engine room			
CF-001	Separator	P-012	Transfer pump
CF-003	MDO separator	T-006	Leakage oil collecting tank
FIL-001	Automatic filter (optional)	T-021	Sludge tank
H-002	Preheater	TR-001	Condensate trap
MOD-007	Lube oil separator module		
Engine pipe connections			
2101	Engine inlet	2841	Vent crankcase
2122	Oil pump inlet	9151/9152	Dirty oil drain from crankcase
2132	Oil pump outlet	9153/9154	Dirty oil drain from crankcase
2161	Control line to pressure control valve	9171/9172	Dirty oil drain from oil pan
GenSet pipe connections			
2261	From separator	2273	To automatic filter (optional)
2262	Extra drain (optional)	2361	Supply
2271	To separator		

4.3 Servicio de refrigeración.

El sistema de refrigeración de agua dulce se divide en dos circuitos y es el encargado de refrigerar los distintos componentes que forman parte de los grupos electrógenos. Al igual que en las secciones anteriores de este cuaderno, primero describiremos el funcionamiento del sistema, después dimensionaremos las bombas de circulación del sistema y finalmente anexaremos los correspondientes diagramas.

4.3.1 Funcionamiento del sistema.

Como se ha dicho anteriormente, este sistema se divide en dos circuitos, uno de ellos de agua a alta temperatura (high temperature HT) y otro de agua a baja temperatura (low temperature LH).

- El circuito de refrigeración de alta temperatura es el encargado de atravesar las camisas de los cilindros, así como las culatas.
- El circuito de refrigeración de baja temperatura pasa por el refrigerador de aire de sobrealimentación, el enfriador de aceite lubricante dispuesto en el propio motor y también tiene como objetivo refrigerar el combustible diésel que no se ha quemado para introducirlo posteriormente en la impulsión de la bomba a una temperatura adecuada. Este tipo de refrigeración se realiza mediante intercambiadores de calor.

Lo que no se ha comentado es que es un circuito cerrado similar al servicio de aceite lubricante que recircula y renueva el agua dulce de refrigeración del interior de los motores de forma continua.

El agua dulce que pertenece al circuito interno, una vez refrigera distintos equipos, alcanza una elevada temperatura al igual que el de baja temperatura. Para controlar esta, lo que se hace es pasar estos fluidos por unas rejillas de enfriamiento en contacto con agua salada fría que se toma en las tomas de mar de babor y estribor. Para saber cuándo se debe disminuir la temperatura de los circuitos, se han instalado válvulas termostáticas encargadas de permitir el paso del fluido del circuito de alta temperatura hacia las rejillas de enfriamiento de agua salada cuando este es muy elevado (90°C). En cuanto a las válvulas del circuito de baja temperatura, estas permiten recircular el agua hacia dentro del sistema de refrigeración del motor si la temperatura es la adecuada o enfriarla en la rejilla de enfriamiento para alcanzar dicha temperatura de control (mínimo 32°C). Estas están dispuestas de diferentes maneras, en el caso de la válvula termostática del circuito de LT, esta irá instalada en el sistema externo al motor, mientras que en el circuito de HT, dicha válvula irá instalada en el propio motor.

Los circuitos también cuentan con tanques de expansión para el llenado de los sistemas cerrados de refrigeración por agua dulce, los cuales se encuentran en los costados y justo delante de las tomas de mar.

Como se establece en la mayoría de las sociedades de clasificación, y entre ellas en el DNV, dicta que el buque debe llevar bombas de circulación de agua dulce de respeto, tanto para el circuito de agua fría como para el circuito de agua caliente, las características de estas bombas deben ser las mismas o equivalentes a las bombas que ya integra el motor, por lo que se utilizará el project guide para el cálculo de estas bombas.

Debo recordar, que esta agua dulce de refrigeración es el agua técnica, usada para este fin, no para servicio de la tripulación ni para consumo personal. Las bombas internas de los circuitos de alta y baja temperatura no se dimensionarán ya que están dentro de los motores, accionadas por los mismos.

4.3.2 Bomba de circulación de agua técnica.

Para la dimensión de la bomba de circulación de agua dulce se tiene la siguiente información del project guide del motor.

2.13.1 Nominal values for cooler specification – MAN L32/44 IMO Tier II – Auxiliary GenSet

583 kW/cyl., 720 rpm or 583 kW/cyl., 750 rpm

Reference conditions: Tropics		
Air temperature	°C	45
Cooling water temp. before charge air cooler (LT stage)		38
Total atmospheric pressure	mbar	1,000
Relative humidity	%	60

Table 27: Reference conditions: Tropics

No. of cylinders, config.		6L	8L	9L	10L
Engine output	kW	3,498	4,664	5,247	5,830
Speed	rpm	720/750			
Heat to be dissipated ¹⁾					
Charge air:	kW				
Charge air cooler (HT stage)		995	1,310	1,500	1,629
Charge air cooler (LT stage)		419	574	619	726
Lube oil cooler ²⁾		297	396	445	495
Jacket cooling		469	626	704	782
Nozzle cooling		14	18	21	23
Heat radiation (engine, based on engine room temp. 55 °C)		111	148	166	185
Flow rates ³⁾					
HT circuit (Jacket cooling + charge air cooler HT)	m ³ /h	42	56	63	70
LT circuit (Lube oil cooler + charge air cooler LT)		66	88	99	110
Lube oil including flushing oil amount of attached lube oil automatic filter of 14 m ³ /h		105	124	133,5	143
Nozzle cooling		1.0	1.4	1.6	1.8
Pumps					
a) Attached					
HT CW service pump	m ³ /h	42	56	63	70
LT CW service pump		66	88	99	110
Lube oil service pump for application with constant speed		120	141	162	162
b) Free-standing ⁴⁾					
HT CW stand-by pump	m ³ /h	42	56	63	70
LT CW stand-by pump		Depending on plant design			

2025/02/10 - 1:4

De lo anterior obtenemos:

- Presión máxima 600 kPa = 6 bar
- Caudal de 99 m³/h

Para hallar el diámetro de la tubería de baja temperatura LT, se utiliza la velocidad de circulación proporcionada por la project guide de 2.5m/s. Por lo tanto, el diámetro de las tuberías será el siguiente:

$$Q = S * v$$

$$99 \frac{m^3}{h} * \frac{1h}{3600s} = S * 2,5$$

$$S = 0,011 m^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,011}{\pi}} = 0.118 m = 120 mm$$

La potencia se estima igual que antes:

$$P (kW) = \frac{Q \left(\frac{m^3}{h}\right) * H (m. c. a.) * \rho \left(\frac{t}{m^3}\right)}{367 * \mu} = \frac{99 * (6 * 10,2) * 1}{367 * 0,65} = 25,40 kW$$

Por tanto, tendremos dos bombas de circulación de agua técnica con las siguientes características:

- Caudal 99 m³/h
- Presión 6 bares
- Potencia 25,40 KW
- Diámetro de la tubería 120 mm.

Debemos de tener en cuenta que esto es el cálculo para una bomba del sistema de refrigeración de un grupo, nosotros llevamos instalados cuatro diésel generadores y por tanto necesitaremos 4 bombas de refrigeración de agua técnica.

4.3.3 Intercambiadores de calor

Son necesarios en la instalación de refrigeración para mantener controlada la temperatura del agua del sistema. Para ello realizaremos la siguiente estimación

Donde:

- $q_{lt} = 99 m^3/h$
- $\phi = 96$
- $T_{out} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$
- $T_{in} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

Por lo tanto:

$$q = q_{lt} + \frac{3.6 * \phi}{4.15 * (T_{out} - T_{in})}$$

$$q = 99 + \frac{3.6 * 96}{4.15 * (90 - 32)} = 100,50 m^3/h$$

El flujo de agua dulce del intercambiador de calor debe ser de $100,50 \text{ m}^3/\text{h}$, mientras que el caudal de agua salada según el project guide debe ser entre 1.2 y 1.5 veces el caudal de agua dulce, por lo tanto, el caudal de la bomba de agua salada debe ser el siguiente:

$$1.5 * 100,50 = 150,75 \text{ m}^3/\text{h}$$

Mientras que la presión de la bomba de agua salada debe ser de 1.4 bares y se asume una velocidad de circulación del agua salada de 2.5 m/s por lo tanto el diámetro es el siguiente:

$$Q = S * v$$

$$150,75 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = S * 2,5$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 0,01675 \text{ m}^2}{\pi}} = 0.146 \text{ m} = 150 \text{ mm}$$

La potencia se estima igual que antes:

$$P \text{ (kW)} = \frac{Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) * H \text{ (m. c. a.)} * \rho \left(\frac{\text{t}}{\text{m}^3}\right)}{367 * \mu} = \frac{150,75 * (1,4 * 10,2) * 1}{367 * 0,65} = 9,02 \text{ kW}$$

Por lo que se tendrán dos bombas de agua salada para los intercambiadores de calor con las siguientes características:

- Caudal $150,75 \text{ m}^3/\text{h}$
- Presión 1.4 bares
- Potencia 9,02 kW
- Diámetro de tubería 150 mm

4.3.4 Diagramas del servicio de refrigeración.

Figura 3.1: Diagrama general del sistema de refrigeración de agua dulce.

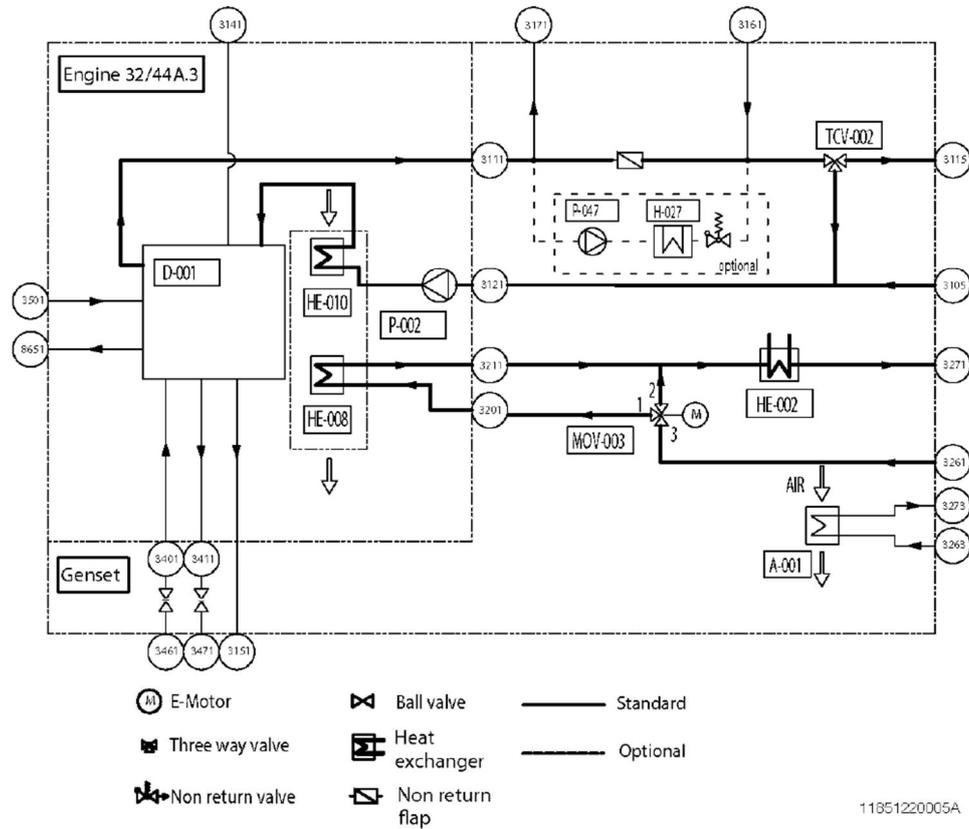


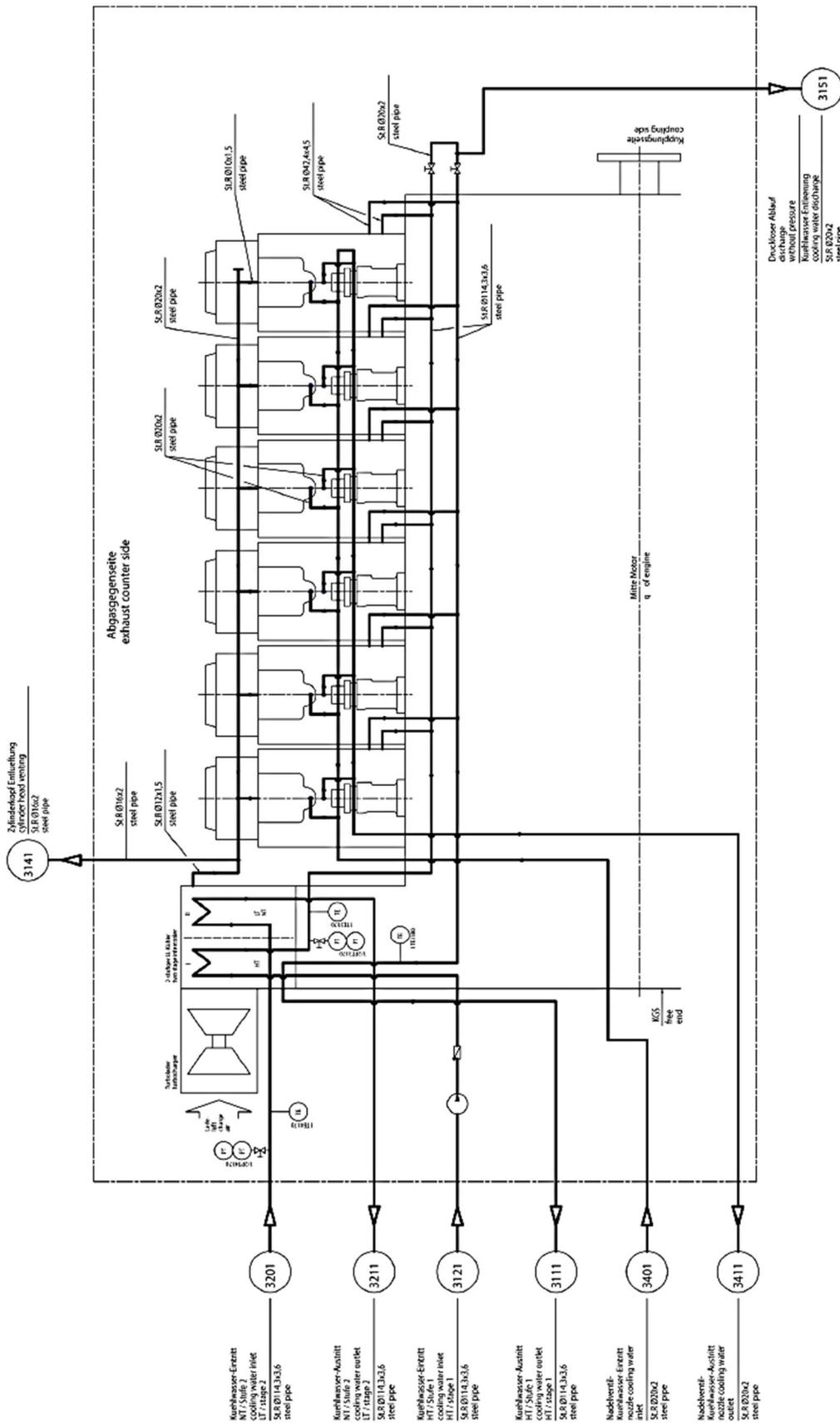
Figure 53: Cooling water system diagram

Engine pipe connections			
3111	HT cooling water outlet	3401	Nozzle cooling water inlet
3121	HT cooling water inlet	3411	Nozzle cooling water outlet
3141 (F3)	Vent	3501	Turbine washing device
3201	LT cooling water inlet	8651	Drain condense water
3211	LT cooling water outlet		
GenSet pipe connections			
3105 (F1)	HT cooling water inlet	3263	LT cooling water inlet alternator
3115 (F2)	HT cooling water outlet	3271 (G2)	LT cooling water outlet
3151	Drain HT cooling water	3273	LT cooling water outlet alternator
3161	From preheater	3461 (A7)	Nozzle cooling water inlet
3171	To preheater (optional)	3471 (A8)	Nozzle cooling water outlet
3261 (G1)	LT cooling water inlet		
Engine			
HE-008	LT charge air cooler II	D-001	Diesel engine (cylinder)
HE-010	HT charge air cooler I	P-002	Attached HT cooling water pump
GenSet			
A-001	Alternator cooler	MOV-003	Charge air temperature control valve (CHATCO)
H-027	Preheater (optional)	P-047	Preheating cooling water pump (optional)
HE-002	Lube oil cooler	TCV-002	HT cooling water control valve

Engine components			
D-001	Diesel engine	HE-010	HT charge air cooler (stage I)
HE-008	LT charge air cooler (stage II)	P-002	HT cooling water service pump, attached
GenSet components			
A-001	Alternator	MOV-003	Charge air temperature control valve (CHATCO)
H-027	Preheater (optional)	P-047	Preheating cooling water pump (optional)
HE-002	Lube oil cooler	TCV-002	HT cooling water control valve
Engine room components			
FIL-021	Strainer for commissioning	MOV-016	LT cooling water temperature control valve
HE-003	Engine cooling water cooler	P-047	HT cooling water preheating pump, internal (optional)
HE-007	Fuel oil cooler	P-076	LT cooling water service pump set, free-standing
1,2 HE-024	LT cooler	T-002	HT cooling water expansion tank
HE-027	HT cooling water preheater, external	T-039	Cooling water storage tank
MOD-005	Nozzle cooling water module	T-075	LT cooling water expansion tank
Engine pipe connections			
3111	HT cooling water outlet	3201	LT cooling water inlet
3121	HT cooling water inlet	3211	LT cooling water outlet
3141	Vent	3401	Nozzle cooling water inlet
3151	Cooling water discharge	3411	Nozzle cooling water outlet
GenSet pipe connections			
3105	HT cooling water inlet	3263	Alternator inlet
3115	HT cooling water outlet	3271	LT cooling water outlet
3161	From preheater (optional)	3273	Alternator outlet
3171	To preheater (optional)	3461	Nozzle cooling water inlet
3261	LT cooling water inlet	3471	Nozzle cooling water outlet
Nozzle cooling water module pipe connections			
N1	Nozzle cooling water inlet	N4	LT cooling water outlet
N2	Nozzle cooling water outlet	N7	Discharge
N3	LT cooling water inlet		

Figura 3.2: Diagrama del sistema de refrigeración de agua dulce de dos hilos.

Internal cooling water system - Exemplary



11447005159B

4.4 Servicio de aire de arranque.

Este servicio es el encargado de suministrar la cantidad necesaria de aire a los diésel generadores para poder arrancarlos. Diseñaremos un sistema que genere aire a 30 bar ya que es la presión normal de servicio necesaria para el arranque. La presión mínima según el project guide es de 10 bar.

4.4.1 Funcionamiento del sistema.

Como se ha dicho antes, este sistema está diseñado a 30 bares y tiene la función de arrancar los grupos. También disponemos de válvulas reductoras de presión de 30 a 7 bar para dar servicio a elementos auxiliares de los diésel generadores que lo necesiten como pueden ser las distintas válvulas neumáticas.

Contamos con dos compresores para mantener la redundancia en el sistema, es decir, cada uno de ellos puede llenar ambas botellas de aire de arranque. Estas botellas básicamente funcionan para tener una reserva de aire que proporcionar a los grupos e incluso están dimensionadas para prestar un número mínimo de arrancadas en caso de emergencia. Se diseña el sistema de manera que pueda pasar aire de una a otra de ellas, pero en condiciones normales de funcionamiento esto no se produce, son independientes.

El reparto se realiza de la siguiente manera: se instalará una botella de aire por cada dos grupos electrógenos instalados a bordo. Es decir, llevaremos dos botellas en la instalación para los cuatro grupos, en caso de que una falle, la otra debe ser capaz de arrancar la totalidad de generadores.

Los generadores de emergencia situados en la cubierta a disponen de un sistema de baterías, por tanto, no necesitarán de este sistema de aire de arranque.

4.4.2 Dimensionamiento de las botellas de aire comprimido.

Según el reglamento de la sociedad de clasificación DNV PT4 Ch6 Sec5, para plantas propulsoras con varios motores el número mínimo de arrancadas es de 3 por motor, pero además dice que la capacidad total no debe ser menor de 12 y que no tiene por qué ser mayor de 18.

9.4 Pneumatic starting arrangements

9.4.1 Starting systems for internal combustion engines and gas turbines shall have capacity for a number of starts specified in Table 2 without reloading of air receivers.

The capacity shall be divided between at least two air receivers of approximately same size.

Table 2 Capacity for number of starts

<i>Duty of engines</i>	<i>Number of starts</i>
Propulsion engines, reversible	12 starts
Propulsion engines, non-reversible	6 starts
Engines for driving electric generators and emergency generators, and engines for other purposes	3 starts each

9.4.2 If a starting system serves two or more of the above specified purposes, the capacity of the system shall be the sum of the capacity requirements.

9.4.3 For multi-engine propulsion plants the capacity of the starting air receivers shall be sufficient for three (3) starts per engine. However, the total capacity shall not be less than 12 starts and need not exceed 18 starts.

9.4.4 Two or more compressors shall be installed with a total capacity sufficient for charging the air receivers from atmospheric to full pressure in the course of one (1) hour.

The capacity shall be approximately equally shared between the compressors. At least one of the compressors shall be independently driven.

Por lo tanto, debido a que el buque proyecto tiene 4 motores, se necesitarían 12 arrancadas en total, y coincide con el menor de los datos requeridos.

1 T-007, 2 T-007/Starting air receiver

The starting air supply must be split up into at least two starting air receivers of the same size, which can be used independently of each other. Depending on the number of required starting manoeuvres and the consumption volume per manoeuvre, the size of the starting air receivers can be calculated according to the given formula. The exact number of required starting manoeuvres depends on the arrangement of the system and on the special requirements of the classification society.

For the air consumption of the engine see table [Starting air and control air consumption, Page 54](#). Per each starting manoeuvre, the volume of one jet-assist manoeuvre has to be considered. For more information concerning jet assist, see section [Jet assist, Page 225](#). The starting air consumption of an alternator plant is approximately 50 % higher than stated for the single engine.

Service pressure max. 30 bar

Minimum starting air pressure min. 10 bar

Calculation for starting air receiver of engines without jet assist and Slow Turn:

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

Calculation for starting air receiver of engines with jet assist and Slow Turn:

$$V = \left(V_{st} \times f_{Drive} \times (Z_{st} + Z_{Safe}) + \frac{V_{Jet}}{5_{sec}} \times Z_{Jet} \times t_{Jet} + V_{sl} \times Z_{sl} \times f_{Drive} \right) / (p_{max} - p_{min})$$

V [litre]	Required receiver 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 margin
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 54 .	
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 225 .	

If other consumers (i.e. auxiliary engines, ship air etc.) which are not listed in the formula are connected to the starting air receiver, the capacity of starting air receiver must be increased accordingly, or an additional separate air receiver has to be installed.

La fórmula para calcular el volumen necesario es el siguiente:

$$V = (V_{st} * f_{drive} * (Z_{st} + Z_{safe})) / (P_{max} - P_{min})$$

Donde necesitaremos la siguiente información:

2.12.3 Starting air and control air consumption

No. of cylinders, configuration		6L	8L	9L	10L
Control air consumption	Nm ³ /h ¹⁾	1 – 5			
Air consumption per start ²⁾⁶⁾	Nm ³ ¹⁾	2.5	2.8	3.0	3.0
Air consumption per jet assist activation (5 sec duration) ³⁾	Nm ³ ¹⁾	2.3	3.0	3.0	3.0
Air consumption per slow turn manoeuvre ²⁾⁴⁾⁶⁾		5.0	5.5	6.0	6.0
Air consumption jet assist in case of emergency loading	Nm ³ ⁵⁾	To be considered: 20 jet assist activations during loading from 0 % to 100 % load			

¹⁾ Nm³ corresponds to one cubic metre of gas at 20 °C and 100.0 kPa abs.
²⁾ The air consumption per starting manoeuvre/slow turn activation depends on the inertia moment of the unit. The stated air consumption refers only to the engine. For the electric propulsion a higher air consumption needs to be considered due to the additional inertia moment of the generator (approximately increased by 50 %).
³⁾ The mentioned above air consumption per jet assist activation is valid for a jet duration of 5 seconds. The jet duration may vary between 3 sec and 10 sec, depending on the loading (average jet duration 5 sec).
⁴⁾ Required for plants with power management system demanding automatic engine start. The air consumption per slow turn activation depends on the inertia moment of the unit. This value does not include air consumption required for the automatically activated engine start after the end of the slow turn manoeuvre.
⁵⁾ See accordingly section [Load application – Load steps \(for electric propulsion/auxiliary GenSet\), Page 38](#).
⁶⁾ In case of GenSets it is recommended for the generator to be equipped with jacking lubrication oil system in order to avoid increased wear at turning gear, gear ring and at alternator bearing.

Table 24: Starting air and control air consumption

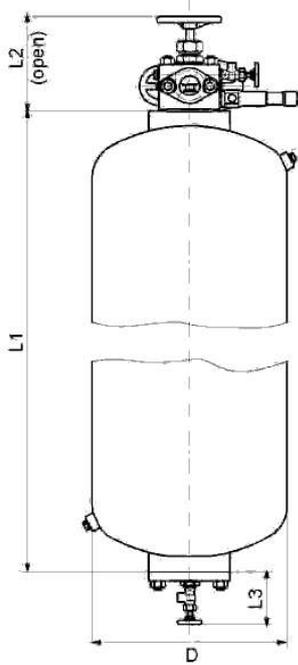
De la tabla anterior conocemos el volumen de aire que necesita un motor para arrancar y la asistencia jet para acelerar el turbo y ajustarlo a la velocidad de trabajo.

- $V_{st} = 3 \text{ Nm}^3/\text{h}$.
- $f_{drive} = 1,50$ (Con alternador).
- $Z_{st} = 12$ (Arrancadas en total SSCC).
- $Z_{safe} = 4$ (Arrancadas por seguridad).
- $V_{jet}, Z_{jet} =$ No disponemos de un servicio de aceleración del turbocompresor para las arrancadas.
- $V_{sl}, Z_{sl} =$ No están consideradas maniobras de baja velocidad para estos motores.
- $P_{max} = 30 \text{ bar}$.
- $P_{min} = 10 \text{ bar}$.

Entonces:

$$V = (3 * 1,50 * (12 + 4)) / (30 - 10) = 3,60 \text{ m}^3 = 3600 \text{ l}$$

Una vez conocido el resultado, instalaremos cuatro botellas de 1000 l obteniendo una capacidad de 4000 l de aire para el sistema de arranque y cumpliendo con el mínimo requerido. El tamaño y la capacidad de las botellas lo podemos observar en la siguiente imagen.



Size [Litres]	Dimensions [mm]				Weight [kg]
	L1	L2 ¹⁾	L3 ¹⁾	D	
250	1767	243	110	480	274
500	3204	243	133	480	450
710	2740	255	133	650	625
1000	3560	255	133	650	810
1250	2930	255	133	800	980

¹⁾ Dimensions are approximate.

Fig 8-2 Starting air vessel

4.4.3 Diagrama del sistema de aire acondicionado.

El diagrama de instalación lo podemos ver en la siguiente figura. Se dispondrán de la misma forma pero serán dos botellas las que alimenten al grupo de generadores de cada costado del buque proporcionando así una simetría de pesos.

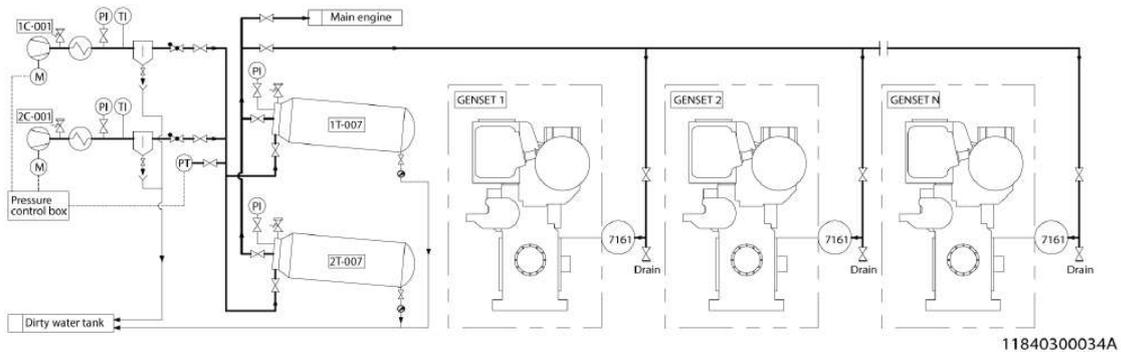
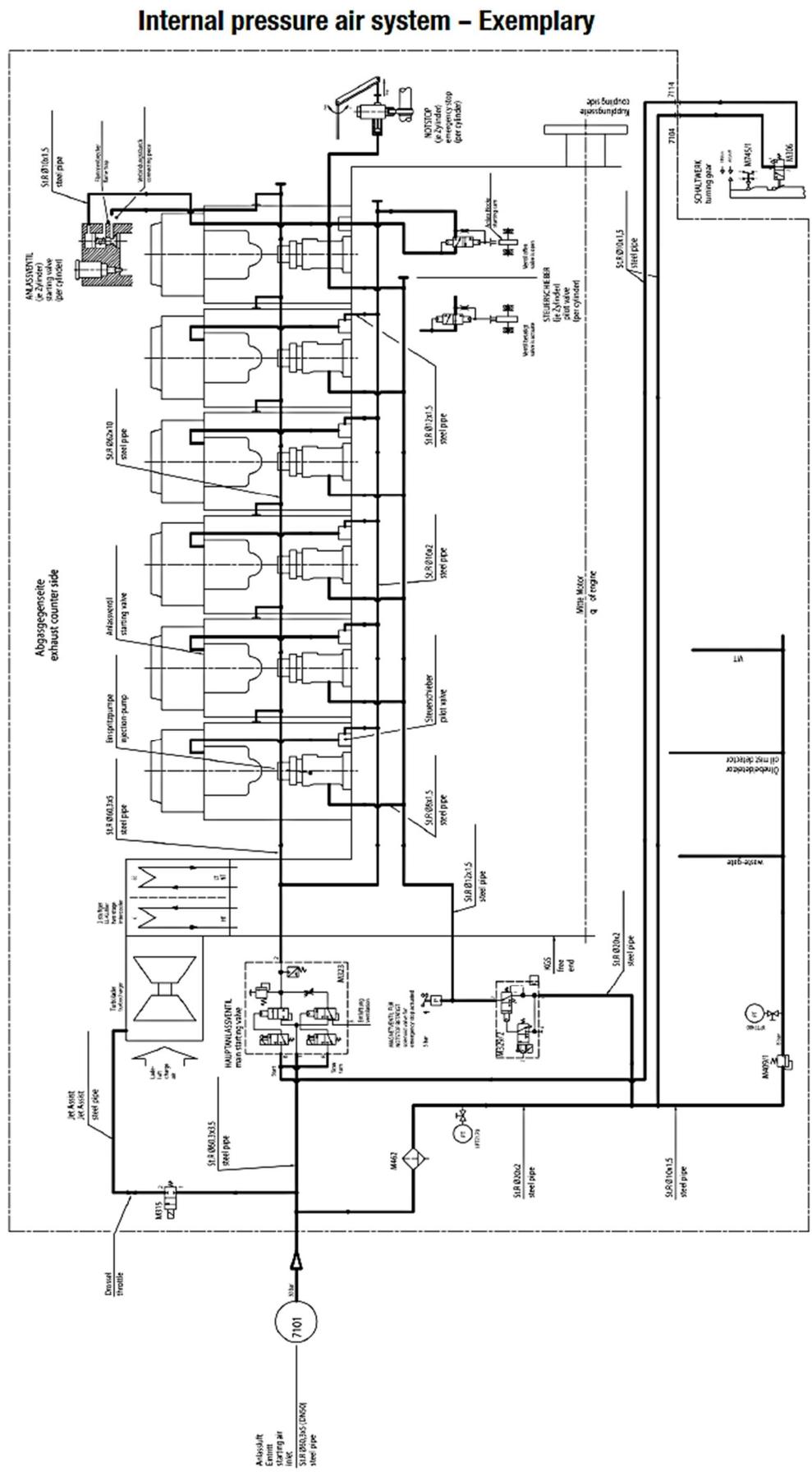


Figure 67: Compressed air system

Components			
1,2 C-001	Starting air compressor	1,2 T-007	Starting air receiver
On GenSet connections			
7161	Starting air inlet on GenSet		

Figura 4.1: Diagrama del sistema de aire de arranque interior de un grupo.



En la siguiente parte de esta sección debemos calcular los compresores que llenarán las botellas.

4.4.4 Dimensionamiento de los compresores de aire de arranque.

Cumpliendo con lo establecido en el DNV, instalaremos dos compresores de tipo multietapa equipados con todos los elementos necesarios (válvulas de seguridad, enfriadores, purgadores, etc) capaces de llenar las botellas de 1000 l cada una. Como podemos ver a continuación, deben llenarse desde la presión atmosférica hasta el máximo en menos de una hora.

“The total capacity of the starting air compressors is to be calculated so that the air volume necessary for the required number of starts is topped up from atmospheric pressure within one hour.”

1 C-001, 2 C-001/Starting air compressor

These are multi-stage compressor sets with safety valves, cooler for compressed air and condensate traps.

The operational compressor is switched on by the pressure control at low pressure then switched off when maximum service pressure is attained.

A max. service pressure of 30 bar is required. The standard design pressure of the starting air receivers is 30 bar and the design temperature is 50 °C.

The service compressor is electrically driven, the auxiliary compressor may also be driven by a diesel engine. The capacity of both compressors is identical.

Two or more starting air compressors must be provided. At least one of the air compressors must be driven independently of the main engine and must supply at least 50 % of the required total capacity.

The total capacity of the starting air compressors is to be calculated so that the air volume necessary for the required number of starts is topped up from atmospheric pressure within one hour.

The compressor capacities are calculated as follows:

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

P [Nm ³ /h]	Total volumetric delivery capacity of the compressors
V [litres]	Total volume of the starting air receivers at 30 bar service pressure

As a rule, compressors of identical ratings should be provided. An emergency compressor, if provided, is to be disregarded in this respect.

El caudal de entrada en las botellas deberá ser el siguiente:

$$P = \frac{V * 30}{1000} \rightarrow P = \frac{4000 * 30}{1000} = 120 \frac{Nm^3}{h}$$

Por lo tanto, entrando en el catálogo se eligen cuatro compresores (dos para cada mitad del sistema) Sauer Mistral WP 45 L Marine con una capacidad de 60 m³/h y una potencia de 11,90 kW. A continuación, podemos ver las características del compresor elegido.

Buque AHTS 200 TPF / Cuaderno X: definición de la planta propulsora y sus auxiliares.
Raúl Fernández Garda

MISTRAL series | Technical data for a final pressure of 30 barg

Type	Final pressure barg	Stages	Cylinder	Speed rpm	Charging capacity m ³ /h	Power consumption kW	Heat dissipation kJ/sec	Weight kg	Length mm	Width mm	Height mm
H 25	30	2	2	50 double-strokes/min	1.8	Hand air compressor		28	312	230	200
WP 15 L Marine	30	2	2	1,180 1,480 1,780	12.0 15.0 18.0	2.7 3.4 4.1	3 4 5	135	855	600	630
WP 22 L Marine	30	2	2	1,180 1,480 1,780	17.0 21.0 25.0	3.5 4.4 5.4	4 5 6	135	855	600	630
WP 33 L Marine	30	2	2	1,180 1,480 1,780	23.0 30.0 35.0	5.1 6.5 7.8	6 7 9	145	890	600	630
WP 45 L Marine	30	2	2	1,180 1,480 1,780	40.0 50.0 60.0	7.6 9.6 11.5	9 11 13	318	1,214	742	820
WP 65 L Marine	30	2	2	1,180 1,480 1,780	53.0 67.0 80.0	10.2 12.8 15.4	12 15 18	328	1,254	742	820

4.5 Servicio de ventilación de cámara de máquinas

Se utiliza para el cálculo la norma UNE-EN ISO 8861. Esta norma internacional especifica los requisitos de diseño y los métodos de cálculo adecuados para la ventilación de la sala de máquinas en barcos de motor diésel, para condiciones normales en todo tipo de aguas. Para los fines de norma se aplican las normas ISO 31-1, ISO 31-3, ISO 31-4, ISO 3046-1 e ISO 3258.

Se debe dimensionar una planta de ventilación capaz de conseguir unas condiciones de trabajo confortables en la sala de máquinas, y que suministre el aire necesario para la combustión de los motores diésel y capaz de evitar el sobrecalentamiento de aparatos sensibles al calor. Para que la planta de ventilación cumpla con estos requisitos, el aire debe llegar a toda la cámara de máquinas, de manera que se eviten bolsas de aire caliente estancado, teniendo especial cuidado con las áreas de gran emisión de calor y con todas las áreas de trabajo habitual, en las que se debe suministra aire exterior a través de dispositivos de admisión orientables.

Al establecer las distribuciones de aire se debe tener en cuenta todas las condiciones normales de funcionamiento de la maquinaria, tanto en mar como en puerto. El flujo de aire total Q será como mínimo el más alto de:

- $Q = q_c + q_h$. Siendo q_c el flujo de aire para la combustión y q_h el flujo de aire para evacuación de la emisión de calor.
- $Q = 1.5 \cdot q_c$, es decir el flujo de aire para la combustión más el 50% de este.

Los cálculos se deben basar en el máximo régimen de los diéseles generadores, en condiciones normales de mar y con un aumento de temperatura de 12.5 k.

4.5.1 Flujo de aire para la combustión

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

Estos valores son los siguientes:

- Q_{dp} es el flujo de aire para la combustión de los motores principales diésel en metros cúbicos por segundo (véase apartado 5.2.2). En nuestro caso es cero.
- Q_{dg} es el flujo de aire para la combustión de los diéseles generadores en metros cúbicos por segundo (véase 5.2.3)
- Q_b es el flujo de aire para la combustión de la caldera en metros cúbicos por segundo (véase 5.2.4) si es relevante en condiciones normales. En nuestro caso es cero.

Estos valores son dato del project guide de nuestros diésel generadores.

No. of cylinders, config.		6L	8L	9L	10L
Temperature of charge air at charge air cooler outlet	°C	62	62	62	62
Air flow rate ³⁾	m ³ /h	19,562	26,083	29,343	32,603
	t/h	21.4	28.5	32.1	35.7
Charge air pressure (absolute)	bar abs	4.94	4.94	4.94	4.94
Air required to dissipate heat radiation (engine) ($t_2 - t_1 = 10$ °C)	m ³ /h	35,556	47,408	53,334	59,260
Exhaust gas data ⁴⁾					
Volume flow (temperature turbocharger outlet ⁵⁾)	m ³ /h	39,787	53,049	59,680	66,311

Por tanto, el flujo es:

$$q_{dg} = 4 * 59680 \frac{m^3}{h} = 238720 \frac{m^3}{h}$$

El valor total del flujo de aire para la combustión es de:

$$q_c = 66,31 \frac{m^3}{s}$$

4.5.2 Flujo de aire para la evacuación de calor

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

$$q_{dg} = \frac{\phi_{dp} + \phi_{dg} + \phi_b + \phi_p + \phi_g + \phi_{el} + \phi_{ep} + \phi_t + \phi_o}{\rho + c + \Delta T} - 0.4 * (q_{dp} + q_{dg}) - q_b$$

Donde:

- ϕ_{dp} es la emisión de calor del motor(es) diésel de propulsión principal en kW.
- ϕ_{dg} es la emisión de calor del motor diésel generador en kW.
- ϕ_b es la emisión de calor de las calderas y los calentadores de fluido térmico en kW.
- ϕ_p es la emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación en kW.
- ϕ_g es la emisión de calor del generador eléctrico refrigerado por aire en kW.
- ϕ_{el} es la emisión de calor de las instalaciones eléctricas en kW.
- 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 kW.
- ϕ_o es la emisión de calor de otros componentes en kW.
- q_{dp} es el flujo de aire para combustión del motor diésel de propulsión principal en metros cúbicos por segundo.
- q_{dg} es el flujo de aire para combustión del motor diésel del generador en metros cúbicos por segundo.

Y, además:

- $\rho = 1.13$
- $c = 1.01$
- $\Delta T = 12.5$
- El factor 0.4 se basa en la distribución habitual de las salas de máquinas y conductos de ventilación. En caso de distribuciones especiales se debe considerar el valor del factor.
- El cálculo de ϕ_{dp} no se aplica ya que todos los motores que lleva el buque son los diésel generadores principales y vienen con el equipo de ventilación propio ya instalado
- El cálculo de ϕ_b no se aplica.
- El cálculo de ϕ_p no se aplica ya que no hay tuberías con vapor.

4.5.2.1 Emisión de calor de los motores diésel generadores

Norma UNE-EN ISO 8861 6.2. La emisión de calor de los generadores viene en el Project guide del motor, se muestra en la siguiente imagen.

No. of cylinders, config.		6L	8L	9L	10L
Engine output	kW	3,498	4,664	5,247	5,830
Speed	rpm	720/750			
Heat to be dissipated ¹⁾					
Charge air:	kW				
Charge air cooler (HT stage)		995	1,310	1,500	1,629
Charge air cooler (LT stage)		419	574	619	726
Lube oil cooler ²⁾		297	396	445	495
Jacket cooling		469	626	704	782
Nozzle cooling		14	18	21	23
Heat radiation (engine, based on engine room temp. 55 °C)		111	148	166	185

Entonces:

$$\phi_{dg} = 4 * 166 \text{ kW} = 664 \text{ kW}$$

Como el buque no tiene calderas, la emisión de calor debido a estas es cero.

$$\phi_b = 0$$

4.5.2.2 Emisión de calor de los generadores eléctricos.

La emisión de calor de los generadores eléctricos se calcula como:

$$\phi_g = P_g * \left(1 - \frac{\eta}{100}\right)$$

Siendo:

- P_g la potencia de los generadores instalados (4 * 5211 kW)
- η el rendimiento del generador 96%.

$$\phi_g = 20844 * \left(1 - \frac{96}{100}\right) = 833,76 \text{ kW}$$

4.5.2.3 Emisión de calor de las instalaciones eléctricas.

Según la norma,

- *Cuando se sepan todos los detalles de las instalaciones eléctricas la emisión de calor debe tomarse como la suma de la emisión simultánea de calor*
- *En los barcos convencionales donde no se saben todos los detalles de las instalaciones eléctricas la emisión de calor se tomará como la potencia de régimen del equipo eléctrico y de la iluminación que se utiliza en el mar*

En el caso del buque proyecto no se conoce la emisión del equipo eléctrico, por lo que siendo conservadores se estima igual a la emisión de calor de instalaciones eléctricas tomando como potencia demandada en la condición de navegación libre realizada en el Cuaderno 11 y se le resta la potencia destinada a la propulsión. Obteniendo:

$$P_{instalaciones} = 8610,55 - 7747,25 = 863 \text{ kW}$$

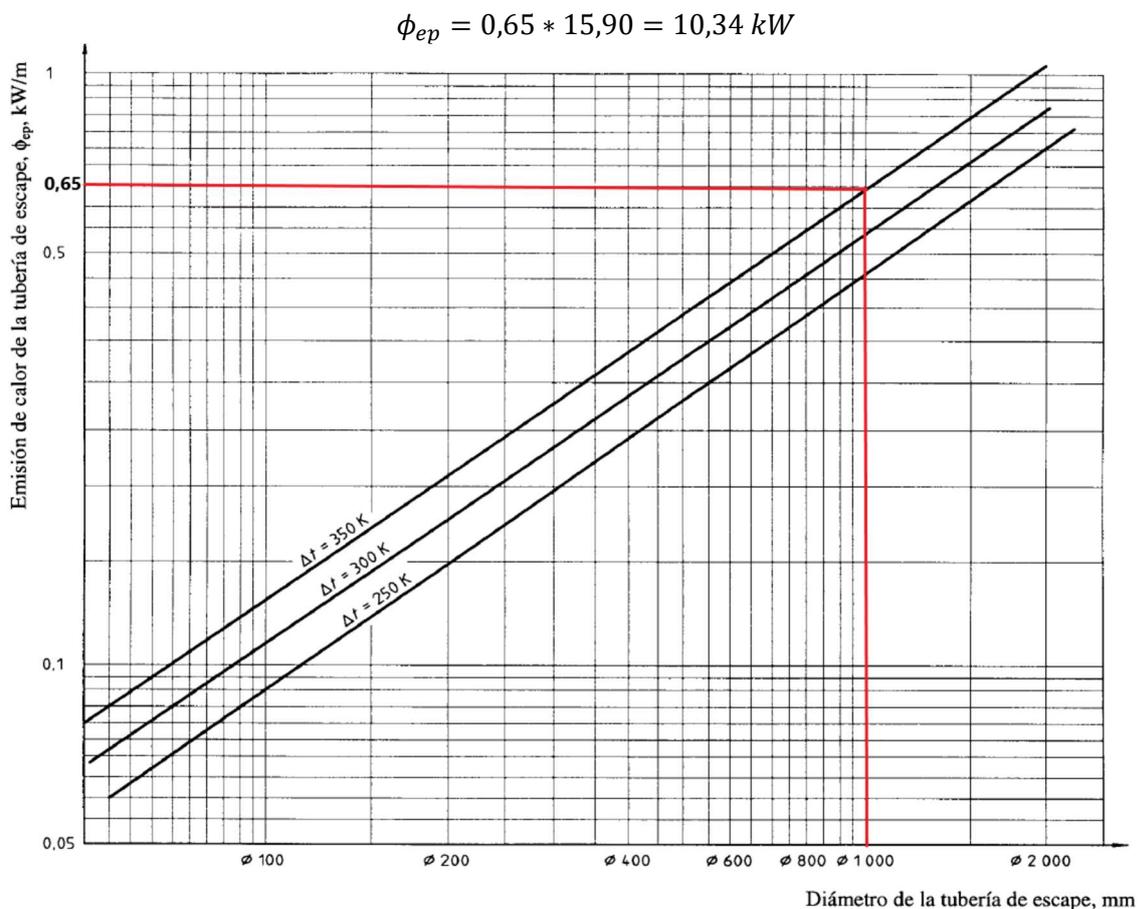
La emisión de calor de instalaciones eléctricas queda por lo tanto como:

$$\phi_{el} = 0,2 * 863 = 172,60 \text{ kW}$$

4.5.2.4 Emisión de calor de las tuberías de exhaustación.

- 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 del apartado 7.3, en kW por metro de tubería.
- Si no hay cifras específicas disponibles, se puede utilizar $\Delta t=250K$ para motores de dos tiempos y $\Delta t=320K$ para motores de cuatro tiempos,

Para estimar la emisión de calor debido a las tuberías de escape se utiliza la siguiente tabla entrando por la recta correspondiente a un motor de 4 tiempos (320 K) y con un diámetro estimado para el conjunto de los 4 motores de 1000 mm además se estima una longitud de tubería de 15,90 metros correspondientes a la altura entre la cubierta principal y la salida de los gases de escape. Se muestra en la siguiente imagen.



4.5.2.5 Emisión de calor por tanques calefactados.

Como el buque no cuenta con tanques calefactados, la emisión de calor debido a esto es cero.

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

4.5.2.6 Emisión de calor de otros componentes

Según la norma,

- La emisión de calor de otros componentes en kW por ejemplo compresores, vapor, turbinas, mecanismos reductores intercambiadores de calor sistemas de tuberías e hidráulicos, debe incluirse al calcular la cantidad de aire para la evacuación de la emisión de calor.

Dado que no se conocen las emisiones de calor de estos componentes se supondrá un 10% del valor de las instalaciones eléctricas calculado anteriormente.

$$\phi_o = 0,10 * 863 = 86,30 \text{ kW}$$

Si regresamos a la fórmula del cálculo de flujo de aire para la evacuación de la emisión de calor y teniendo en cuenta lo siguiente:

- $\rho = 1,13 \text{ kg/m}^3$.
- $c = 1,01 \text{ kJ/kgK}$.
- $\Delta T = 12,50$.

$$q_{dg} = \frac{\phi_{dp} + \phi_{dg} + \phi_b + \phi_p + \phi_g + \phi_{el} + \phi_{ep} + \phi_t + \phi_o}{\rho + c + \Delta T} - 0.4 * (q_{dp} + q_{dg}) - q_b$$

$$q_{dg} = \frac{0 + 664 + 0 + 0 + 833,76 + 863 + 172,60 + 10,34 + 0 + 86,30}{1,13 * 1,01 * 12,50} - 0.4 * (0 + 238720) - 0$$

$$q_{dg} = 184,35 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.5.3 Flujo total de aire necesario.

Una vez han sido calculados los valores del flujo de aire para combustión y para la evacuación del calor podemos calcular el flujo total como el mayor valor entre:

$$Q = 66,31 + 184,35 = 250,66 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 1.5 * 66,31 = 99,47 \text{ m}^3/\text{s}$$

El flujo final de aire será de: $250,66 \text{ m}^3/\text{s}$ o de $902.376 \text{ m}^3/\text{h}$

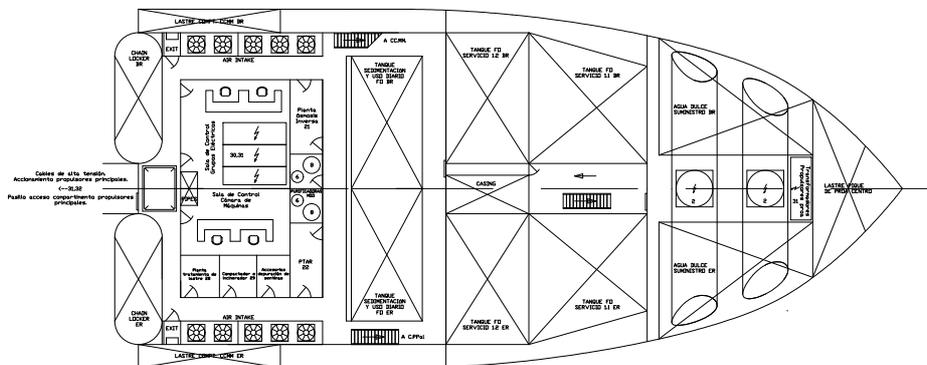
Entrando en el catálogo de los ventiladores de Airotech Industrial Development, instalaremos 10 motores AXIAN 4-1000T 45 que proporciona un flujo de $90.900 \text{ m}^3/\text{h}$ y en total tienen una capacidad de $909.000 \text{ m}^3/\text{h}$. La potencia que requieren es de $18,50 \text{ kW}$ cada uno. Instalaremos cinco en cada toma de aire de cámara de máquinas de cada costado, donde tres serán para extracción del aire de cámara de máquinas y dos serán ventilación.

5 DISPOSICIÓN PRELIMINAR DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS.

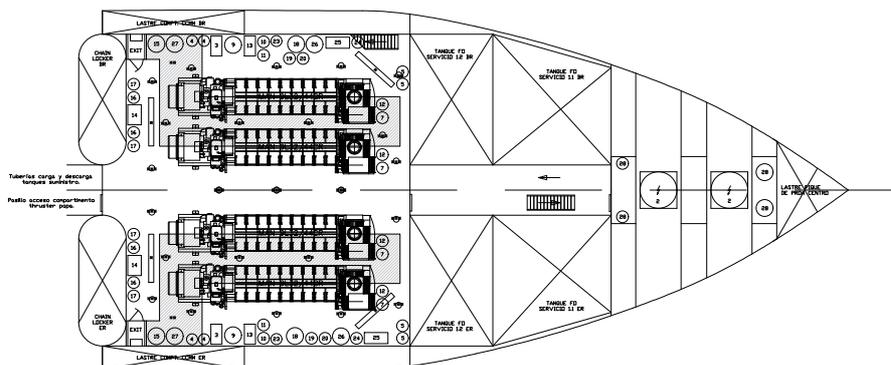
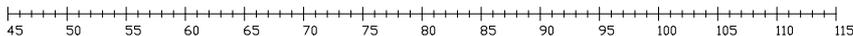
Se incluye un plano esquemático de disposición de cámara de máquinas del buque incluyendo los elementos principales de la misma, así como todos los descritos en este cuaderno.

EQUIPOS PRINCIPALES DE LA CÁMARA DE MÁQUINAS

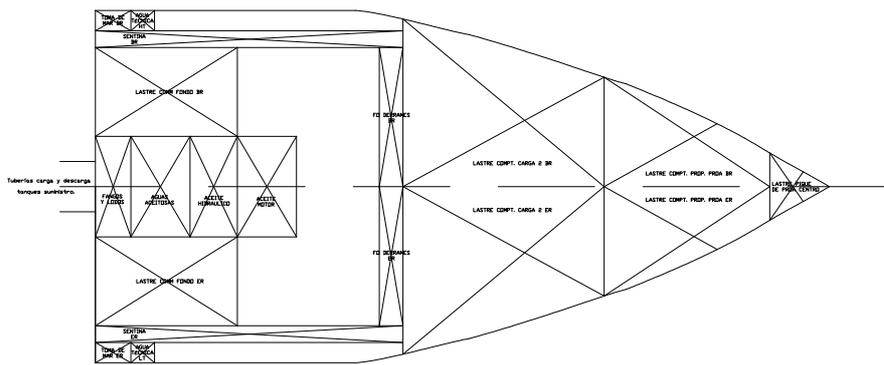
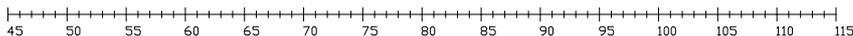
- | | | |
|--|---|--------------------------------------|
| 1. Diésel generador principal | 12. Bomba lubricante Stand - by | 23. Bomba agua nebulizada |
| 2. Thruster proa | 13. Enfriador de aceite | 24. Bomba sentinas |
| 3. Compresores | 14. Intercambiadores de calor | 25. Separador de sentinas |
| 4. Botella aire comprimido | 15. Bomba de agua salada | 26. Calentador agua dulce |
| 5. Bomba trasiego MDD almacén - sedimentación / uso diario | 16. Bomba agua técnica HT | 27. Bomba de lastre |
| 6. Bomba suministro purificadoras | 17. Bomba agua técnica LT | 28. Planta tratamiento de lastre |
| 7. Bomba alimentación MDD uso diario - diésel generador | 18. Calentadores agua potable | 29. Compactador e incinerador |
| 8. Purificadoras MDD | 19. Bomba agua potable caliente | 30. Cuadro eléctrico principal |
| 9. Separadoras de aceite | 20. Bomba agua potable fría | 31. Transformadores |
| 10. Bomba alimentación separadoras | 21. Generador AD por ósmosis inversa | 32. Variadores de frecuencia |
| 11. Bomba trasiego aceite lubricante | 22. Planta tratamiento aguas residuales | *** Ventilador CCMM (techo) |
| | | *** Extractor CCMM (techo) |
| | | **** Noozles agua nebulizada (techo) |



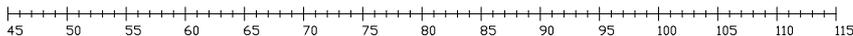
TWEEN DECK
(6.40 m)



UPPER DOUBLE BOTTOM
(1.40 m)



BELOW DOUBLE BOTTOM
(0.70 m),



PROYECTO: ANCHOR HANDLING TUG SUPPLY VESSEL

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

ESLORA TOTAL	85,68 m.
ESLORA ENTRE PERPENDICULARES	79,00 m.
MANGA DE TRAZADO	21,40 m.
PUNTAL A LA CUB. PRINCIPAL	9,10 m.
CALADO DE DISEÑO	8,19 m.

C10. Disposición preliminar de cámara de máquinas.

Autor: Raúl Fernández Garda	Universidade da Coruña
Tutor: Marcos Míguez González	Escola Politécnica Superior
Plano I	Escala 1:8
	Trabajo Fin de Grado, 2022-GENO-3