



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**Trabajo Fin de Grado**  
**CURSO 2017/18**

---

*BULKCARRIER NEOPANAMAX 120.000 TPM*

---

**Grado en Ingeniería Naval y Oceánica**

**ALUMNA/O**

Diego Carral Amenedo

**TUTORAS/ES**

Marcos Míguez González

**FECHA**

JULIO 2018

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

**PROYECTO NÚMERO: 18-12**

**TIPO DE BUQUE:** Bulkcarrier tipo “NEOPANAMAX” de 120.000 TPM adaptado a la operación en terminales graneleras del golfo de México y Asia.

**CLASIFICACIÓN, COTA Y REGLAMENTOS DE APLICACIÓN:** AMERICAN BUREAU OF SHIPPING, SOLAS, MARPOL y EXIGENCIAS DE LA ACP (Autoridad del Canal de Panamá).

**CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA:** 120.000 T.P.M. grano, mineral, carbón

**VELOCIDAD Y AUTONOMÍA:** 14 nudos en condiciones de servicio, 85% de MCR + 15% de margen de mar. 12.000 millas a la velocidad de servicio.

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

**PROPULSIÓN:** Un motor diesel acoplado a una hélice de paso fijo, motores auxiliares de tipo dual (FUEL-GNL).

**TRIPULACIÓN Y PASAJE:** 30 tripulantes en camarotes individuales.

**OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES:** Los habituales en este tipo de buques y posibilidad de interconexión del cuadro eléctrico del buque con la corriente de tierra.

Ferrol, 30 Octubre 2017

ALUMNO/A: **D. DIEGO CARRAL AMENEDO**



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO/MÁSTER  
CURSO 2017/18**

---

*BULKCARRIER NEOPANAMAX 120.000 TPM*

---

**Grado en Ingeniería Naval y Oceánica**

**Cuaderno 10**

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

## Indice

1 RPA .....	2
2 Introducción .....	5
3 Selección del motor principal .....	6
3.1 Justificación de la Potencia del Motor Principal.....	7
3.2 Selección de la Turbosoplante.....	8
4 Dimensionamiento de la Línea de Ejes .....	11
5 Sistemas auxiliares .....	13
5.1 Bombas y enfriadores de los sistemas auxiliares .....	13
5.2 Descripción del Sistema de Combustible .....	15
5.2.1 Tanques de combustible. Justificación de la autonomía. ....	17
5.2.2 Cálculo de bombas y elementos del servicio de combustible.....	18
5.3 Descripción del sistema de lubricación .....	23
5.3.1 Sistema de lubricación del motor principal.....	23
5.4 Sistema de Refrigeración Centralizado .....	28
5.5 Sistema de Aire a Presión.....	31
5.6 Sistema de Exhaustación.....	34
5.7 Power Take-Off (PTO) .....	35
5.8 Generadores auxiliares .....	36
5.8.1 Tanque almacén de Diesel Oil .....	37
5.8.2 Separadora centrífuga de Diesel Oil .....	37
5.8.3 Tanque almacén de Gas Natural Licuado (GNL) .....	37
6 Disposición de Cámara de Máquinas .....	39
7 Anexo 1_Disposición CCMM.....	40
8 Anexo 2_Catálogos.....	41

## 2 INTRODUCCIÓN

En este Cuaderno se describirán la planta propulsora y la planta auxiliar de nuestro Buque Proyecto.

Las dimensiones y coeficientes de nuestro Buque Proyecto, obtenidas en el Cuaderno 3 “Coeficientes y Plano de Formas”, son las siguientes:

DIMENSIONES, COEFICIENTES y CARACTERÍSTICAS		
Eslora total (LOA)	250	m
Eslora entre perpendiculares (Lpp)	245,5	m
Manga (B)	42,4	m
Calado (T)	14,9	m
Puntal (D)	21,55	m
Desplazamiento ( $\Delta$ )	142652	Tn
Superficie Mojada ( $m^2$ )	16380	$m^2$
Coeficiente Bloque (Cb)	0,897	
Coeficiente Prismático (Cp)	0,901	
Coeficiente de la Maestra (Cm)	0,996	
Coeficiente de Flotación (Cf)	0,957	
Velocidad (knots)	14	knots
Potencia (kW)	21660	kW

Llevaremos a cabo un estudio del motor propulsor seleccionado así como de los elementos auxiliares necesarios para la propulsión del buque, detallando la disposición de la cámara de máquinas. El equipo auxiliar estará formado por los siguientes servicios:

- Servicio de Combustible
- Servicio de Lubricación
- Servicio de Refrigeración
- Servicio de Aire
- Sistema de Exhaustación

Aunque el diseño de una cámara de máquinas se trata de un proceso iterativo con el fin de alcanzar una disposición de la maquinaria que cumpla con los requerimientos exigidos para el buque, en este cuaderno se hará una aproximación preliminar.

### 3 SELECCIÓN DEL MOTOR PRINCIPAL

La planta llevará un solo motor por las ventajas que presenta respecto a la planta de dos motores: menores costes de compra, instalación y mantenimiento entre otras.

A la hora de seleccionar el motor propulsor se tendrán 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 diésel lento directamente acoplado a una hélice de paso fijo, el buque tendrá que poder navegar a 14 nudos en condiciones de servicio a un régimen del 85% de MCR y un margen de mar del 15%. En estas condiciones tendrá una autonomía de 12.000 millas. Tras el estudio realizado en el Cuaderno N° 6, en cuanto a necesidades de potencia, se estudia una primera base de datos de motores lentos de dos tiempos debido a la elevada potencia demandada:

$$BHP = \frac{PBTOTAL + 750}{0,85} = \frac{16708,9 + 750}{0,85} = 20540 \text{ kW}$$

Con este dato debemos escoger un motor que pueda entregar esa potencia, por afinidad a la marca y el conocimiento de la misma debido a su estudio en diversas asignaturas decidimos buscar motores de la marca Wärtsilä, pero en potencias tan elevadas como la que requiere nuestro buque esta se comercializa con el nombre de Win G&D (Wintertur Gas & Diesel). Esta marca cuenta con unos motores lentos para esos rangos de potencia con diámetros de cilindros de 720 mm denominada WinGD X72 con las siguientes características:

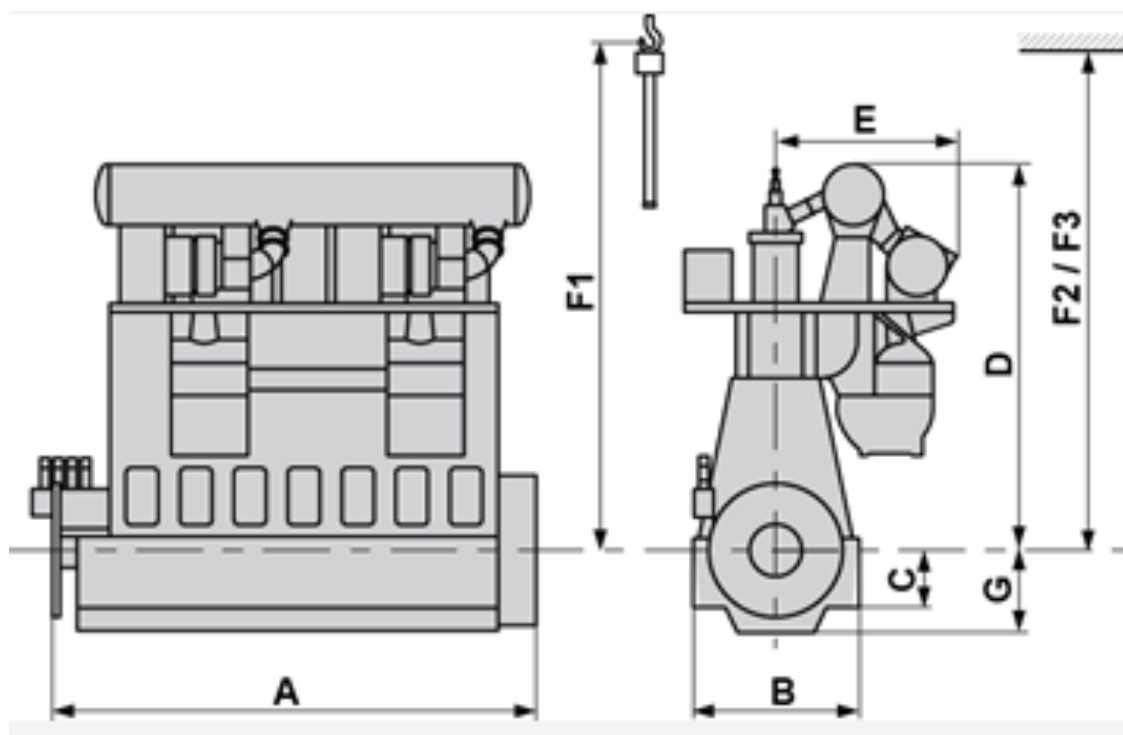
<b>WinGD X72</b>					IMO Tier II/Tier III (SCR)	
Cylinder bore	720 mm					
Piston stroke	3086 mm					
Speed	66–89 rpm					
Mean effective pressure at R1/R1+	20.5/19.4 bar					
Stroke / bore	4.29					
<b>Rated power, principal dimensions and weights</b>						
Cyl.	Output in kW at				Length A mm	Weight tonnes
	84 / 89 rpm		66 rpm			
	R1 / R1+	R2 / R2+	R3	R4		
4	14 440	10 800	11 360	8 480	6 790	407
5	18 050	13 500	14 200	10 600	8 085	481
6	21 660	16 200	17 040	12 720	9 375	561
7	25 270	18 900	19 880	14 840	10 665	642
8	28 880	21 600	22 720	16 960	11 960	716
Dimensions (mm)	<b>B</b>		<b>C</b>		<b>D</b>	
	4 780		1 575		10 790	
	<b>F1</b>		<b>F2</b>		<b>F3</b>	
13 560		13 560		12 580		<b>E</b> 4 710
						<b>G</b> 2 455
<b>Brake specific fuel consumption (BSFC) in g/kWh</b>						
<b>Full load</b>						
Rating point	R1/R1+		R2/R2+	R3	R4	
BMEP, bar	20.5/19.4		15.4/14.5	20.5	15.4	
BSFC	Standard Tuning		167/166	160	167	
<b>Part load, % of R1/R1+</b>						
85		70		85		70
65						
Tuning variant	Standard		Standard	Delta	Delta	
BSFC	163.2/162.2		162.8/161.8	162.5/161.5	161.3/160.3	
					158.0/157.2	

Como podemos comprobar gráficamente la versión que más se adapta a nuestras necesidades es la de 6 cilindros por ajustarse perfectamente a la potencia requerida, además comprobamos también que las revoluciones de funcionamiento son próximas a las revoluciones óptimas para nuestra hélice:

$$RPM_{\text{ÓPTIMAS}} = 92 \text{ rpm}$$

Y las revoluciones de trabajo del motor para entregar esa potencia de catálogo nos indica que estarán entre 84 y 89 rpm, por lo tanto se adapta perfectamente.

El peso del motor en seco, como se indica en las características, es de 561 Tn y sus medidas principales para anticipar el espacio requerido por el mismo son las indicadas en la tabla de dimensiones principales según el siguiente croquis:



### 3.1 Justificación de la Potencia del Motor Principal

En este apartado comprobaremos la potencia dada por el fabricante en la condición de MCR (Punto R1 y R1+ del diagrama de carga).

La potencia correspondiente desarrollada en la brida de acoplamiento del motor, se denomina “potencia al freno” o “potencia efectiva del motor” (BHP) y tiene la siguiente expresión en función de las dimensiones básicas de un cilindro del motor:

$$Nb = \frac{P_e * \frac{\pi * D^2}{4} * L * n * i}{0,45 * z}$$

Donde:

Pe = 19,4 bar = Presión media efectiva

D = 0,72 m = Diámetro del cilindro

$L = 3,086 \text{ m} = \text{Carrera del pistón}$

$n = 89 \text{ rpm} = \text{Número de revoluciones}$

$i = 6 = \text{Número de cilindros}$

$z = 1 = \text{Número de revoluciones por ciclo}$

Entonces la potencia efectiva de la condición de MCR será:

$$Nb = \frac{19,4 * \frac{\pi * 0,72^2}{4} * 3,086 * 89 * 6}{0,45 * 1} = 28925 \text{ BHP} = 21569 \text{ kW}$$

Esto se ajusta, con cierto margen, al dato suministrado por el fabricante (21660 kW).

### 3.2 Selección de la Turbosoplante

En nuestro caso no tenemos que escoger en si una turbosoplante ya que el fabricante del motor ya proporciona cada versión con una turbosoplante adecuada, en nuestro caso para el motor X72 de 6 cilindros la turbosoplante que incorpora es de la marca Mitsubishi, concretamente el modelo MET66MB. La gama de turbosoplantes MET se caracterizan por:

- Diseño aerodinámico avanzado para el compresor y la turbina
- Alta duración y fiabilidad de sus componentes
- Cuenta con silenciador de ruidos
- Diseño simple y compacto
- Sistema de lubricación integrado
- Fácil mantenimiento gracias a su carcasa desmontable.

Su apariencia y sus características técnicas son las que se muestran a continuación:





Type		MET 66MB		MET 71MB		MET 83MB		MET 90MB	
Particulars	Impeller Type	V	U	V	U	V	U	V	U
Over speed	rpm (min <sup>-1</sup> )	14,300	15,170	13,210	14,020	11,300	11,990	10,240	10,860
Continuous allowable max. gas temperature before turbine	°C	580							
Momentary allowable max. gas temperature before turbine	°C	610							
Maximum air flow (at pressure ratio 3.5)	kg/s	33.7		39.5		54.0		65.8	
Maximum air flow (at pressure ratio 4.2)	kg/s		32.9		38.5		52.7		64.2
Lubricant inlet pressure	MPa	0.06 ~ 0.15							
Lubricant inlet temperature	°C	35 ~ 50							
Lubricant outlet temperature	°C	90 or less							
Gas inlet casing construction		one-piece type or two-piece type or axial type		one-piece type or two-piece type or axial type		one-piece type or two-piece type or axial type		one-piece type or two-piece type or axial type	
Application,	Hybrid	✓		✓		✓			
Variation	VTI	✓		✓		✓		✓	
	Integrated EGB	✓		✓		✓		✓	

Como podemos comprobar sus características se adaptan a los requerimientos que indica el motor, presentados en la siguiente imagen:

**Table 2.5.1.1 Turbocharger and scavenge air cooler selection at MCR**

Turbocharger		Scavenge air cooler				
Number and type	Mass [kg] per unit	Number and type	Design flow		Pressure drop	
			Water [kg/s]	Air [kg/s]	Water [bar]	Air [pa]
<b>4 cylinders</b>						
1 x A180-L	7500	1 x SAC-A8-SF	67.5	32.1	1.6	3000
1 x A275-L	6300	1 x SAC-A8-SF	67.5	32.1	1.6	3000
<b>5 cylinders</b>						
1 x A185-L	10500	1 x SAC-A11-SF	88.1	48.1	1.6	3000
1 x A280-L	8700	1 x SAC-A11-SF	88.1	48.1	1.6	3000
<b>6 cylinders</b>						
2 x A175-L	5600	2 x SAC-A7-SF	67.5	28.1	1.6	3000
1 x A280-L	8700	1 x SAC-A11-SF	88.1	48.1	1.6	3000
2 x A270-L	3800	2 x SAC-A7-SF	67.5	28.1	1.6	3000
<b>7 cylinders</b>						
2 x A175-L	5600	2 x SAC-A7-SF	67.5	28.1	1.6	3000
1 x A285-L *1)	--	1 x SAC-A12-SF	101.7	56.2	1.6	3000
2 x 275-L	6300	2 x SAC-A7-SF	67.5	28.1	1.6	3000
<b>8 cylinders</b>						
2 x A180-L	7500	2 x SAC-A8-SF	67.5	32.1	1.6	3000
2 x A275-L	6300	2 x SAC-A8-SF	67.5	32.1	1.6	3000

For other ratings than MCR and other makes than ABB turbochargers see GTD.  
 \*1) Availability not approved, please contact WinGD.

## 4 DIMENSIONAMIENTO DE LA LÍNEA DE EJES

En este apartado procedemos a hacer un cálculo del diámetro mínimo necesario a lo largo de la línea de ejes. Para ello utilizamos la formulación precedente del ABS que se presenta a continuación:

### 5.1 Shaft Diameters (2017)

The minimum diameter of propulsion shafting is to be determined by the following equation:

$$D = 100K \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left( \frac{c_1}{U + c_2} \right)}$$

where

- $D$  = greater of the required solid shaft diameter as required by 4-3-2/5 or 4-3-2/7.5 through 4-3-2/7.9 (reflective of static and dynamic stresses), except hollow shaft; mm (in.)
- $d_i$  = diameter of internal bore; mm (in.)
- $H$  = power at rated speed; kW (PS, hp) (1 PS = 735 W; 1 hp = 746 W)
- $K$  = shaft design factor, see 4-3-2/Table 1 or 4-3-2/Table 2
- $R$  = rated speed, rpm
- $U$  = minimum specified ultimate tensile strength of shaft material (regardless of the actual minimum specified tensile strength of the material, the value of  $U$  used in these calculations is not to exceed that indicated in 4-3-2/Table 3; N/mm<sup>2</sup> (kgf/mm<sup>2</sup>, psi). Where materials with greater specified or actual tensile strengths than the limitations given above are used, reduced shaft dimensions or higher permissible vibration stresses are not acceptable when derived from the formulae in this section unless the ABS verifies that the materials exhibit similar fatigue life as conventional steels (see Appendix 4-3-2A1)
- $e$  = slot width, mm (in.)
- $l$  = slot length, mm (in.)

$c_1$  and  $c_2$  are given below:

	SI units	MKS units	US units
$c_1$	560	41.95	3.695
$c_2$	160	16.3	23180

**TABLE 1**  
**Shaft Design Factors  $K$  and  $C_K$  for Line Shafts and Thrust Shafts (2017)**

Factor	Propulsion drives	Design Features <sup>(1)</sup>							
		Integral flange	Shrink fit coupling	Keyways <sup>(2)</sup>	Radial holes, transverse holes <sup>(3)</sup>	Longitudinal slots <sup>(4)</sup>	On both sides of thrust collars	In way of axial bearings used as thrust bearings	Straight sections
$K$	Type A	0.95	0.95	1.045	1.045	1.14	1.045	1.045	0.95
	Type B	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.1	1.1	1.0
$C_K$		1.0	1.0	0.6	0.5	0.3	0.85	0.85	1.0

Type A: Turbine drives; electric drives; diesel drive through slip couplings (electric or hydraulic).

Type B: All other diesel drives.

**TABLE 2**  
**Shaft Design Factors  $K$  and  $C_K$  for Tail Shafts and Stern Tube Shafts <sup>(1)</sup> (2006)**

Factor	Propulsion drive	Stern tube configuration	Tail shafts: propeller attachment method <sup>(2)</sup>			Stern tube shafts <sup>(7, 8)</sup>
			Keyed <sup>(3)</sup>	Keyless attachment by shrink fit <sup>(4)</sup>	Flanged <sup>(5)</sup>	
$K$	All	Oil lubricated bearings	1.26	1.22	1.22	1.15
	All	Water lubricated bearings: continuous shaft liners or equivalent (see 4-3-2/5.17.6)	1.26	1.22	1.22	1.15
	All	Water lubricated bearings: non-continuous shaft liners <sup>(6)</sup>	1.29	1.25	1.25	1.18
$C_K$			0.55	0.55	0.55	0.8

$$D_{min} = 100 \cdot K \cdot \sqrt[3]{\frac{H}{R} \left( \frac{c_1}{U + c_2} \right)} \quad (mm)$$

Donde:

D = diámetro mínimo de la línea de ejes (mm)

H = potencia máxima en el eje (Kw). La tomaremos un 20% superior al punto R1+  $\rightarrow 21660 * 1,2 = 25992 \text{ kW}$

K = 1,1 factor de diseño del eje (tabla 1 o tabla 2 del apartado 4-3-2)

R = velocidad de giro (rpm)

U = tensión mínima de rotura del acero que se emplea en la construcción del eje = 410 N/mm<sup>2</sup>

$c_1 = 560$

$c_2 = 160$

Y sustituyendo:

$$D_{min} = 100 \cdot 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{25992}{89} \left( \frac{560}{410 + 160} \right)} = 725 \text{ mm}$$

## 5 SISTEMAS AUXILIARES

### 5.1 Bombas y enfriadores de los sistemas auxiliares

Toda la información se ha obtenido del “Marine Installation Manual” de nuestro motor, también conocido como “Project Guide”. Este documento se encuentra anexo con el nombre “MIM\_WINGD-X72”. Cabe mencionar antes de mostrar las capacidades de bombas, calentadores, etc que emplea un sistema de refrigeración central alternativo al sistema tradicional de refrigeración mediante agua de mar. En este sistema empleamos un fluido intermedio (agua dulce) que provoca las mínimas corrosiones en el sistema. Esta será su principal ventaja incrementando la vida de los elementos y haciendo que su mantenimiento sea más barato. Por el contrario, el coste inicial será un poco mayor. Se decide la instalación de un sistema centralizado por criterios de mantenimiento del equipo.

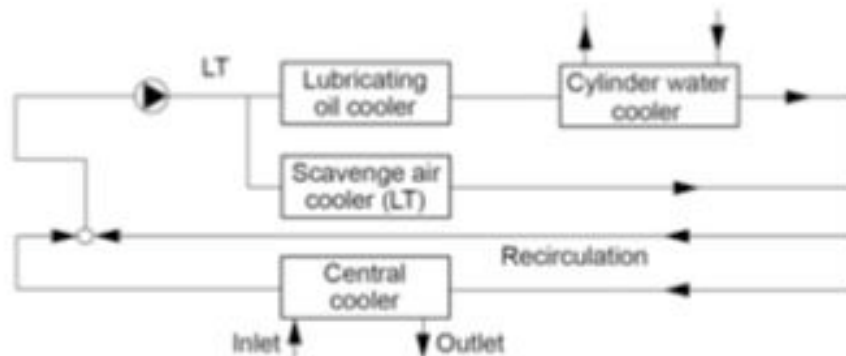


Fig 7.1.1 Central freshwater cooling system with separate HT circuit

Del punto 7.1 del Manual extraemos los siguientes valores referentes a capacidades de bombas y características de intercambiadores de calor:

MCR nominal a 89 rpm	Modelo	WinGD X72-6 cyl
	kW	21660

BOMBAS	Q (m <sup>3</sup> /h)	P (bar*3)
Bomba de aceite de lubricación	214	6,6
Bomba HT circuit	179	3
Bomba LT circuit	539	2,8
Bomba de circulación de Fuel Oil	9,7	6,5
Bomba de suministro de Fuel Oil	5,4	5
Bomba de agua salada	754	2

<b>AIRE DE ARRANQUE</b>		
Número de arranques		12
Volumen botellas	m <sup>3</sup>	2 x 9
Compresores	m <sup>3</sup> /h	2 x 270

<b>INTERCAMBIADORES DE CALOR</b>		
<b>Calentador cilindro (HT)</b>		
Disipación de calor	kW	3079
Caudal	m <sup>3</sup> /h	179
<b>Barrido de gases (LT) scavenge</b>		
Disipación de calor	kW	10752
Caudal	m <sup>3</sup> /h	379
<b>Exhaustación (284 °C)</b>		
Poder de producción de vapor	kW	5702
Flujo	Tn/h	162
<b>Intercambiador de aceite de lubricación</b>		
Disipación de calor	kW	1852
Volumen de aceite de lubricación	m <sup>3</sup> /h	212
Volumen de agua de refrigeración	m <sup>3</sup> /h	161
<b>Intercambiador central</b>		
Disipación de calor	kW	15684
Volumen de agua dulce de refrigeración	m <sup>3</sup> /h	539
Volumen de agua salada	m <sup>3</sup> /h	754

## 5.2 Descripción del Sistema de Combustible

Cuando se usan combustibles pesados no es posible que fluyan por gravedad debido a su alta viscosidad, siendo necesario disponer de calefacción en tanques para disminuir la viscosidad, sobre todo cuando se navega en aguas frías.

Aunque también se instalan tanques de sedimentación, es necesario disponer de sistemas de depuración, centrífugo o similar, para extraer el agua y otros residuos.

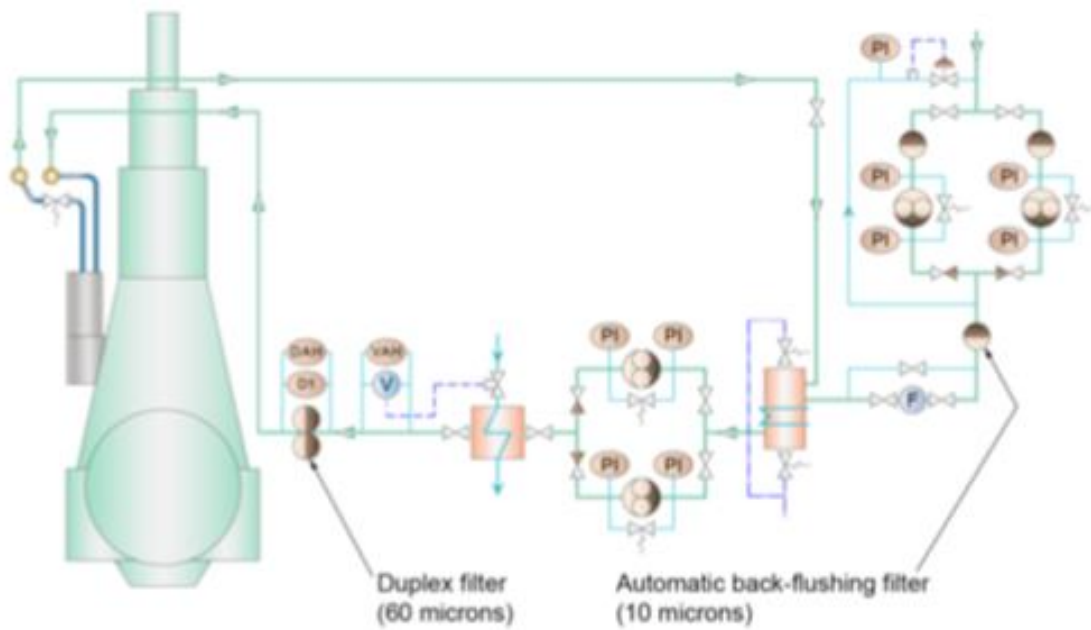
Los grandes motores lentos pueden quemar Fuel Oil pesado, más barato que el Diésel Oil, pero también precisan unos sistemas más sofisticados de tratamiento del combustible, eliminación de impurezas, calentado, etc etc. Así mismo todos los tanques de Fuel Oil contarán con un medio para el calentamiento del mismo, su temperatura mínima será de 50°C. También es recomendable contar con un medio para calentar la tubería de drenajes desde el motor hasta el tanque de lodos.

Las características que debe tener el Fuel Oil para poder ser quemado por nuestro motor vienen recogidas en la siguiente tabla del Manual:

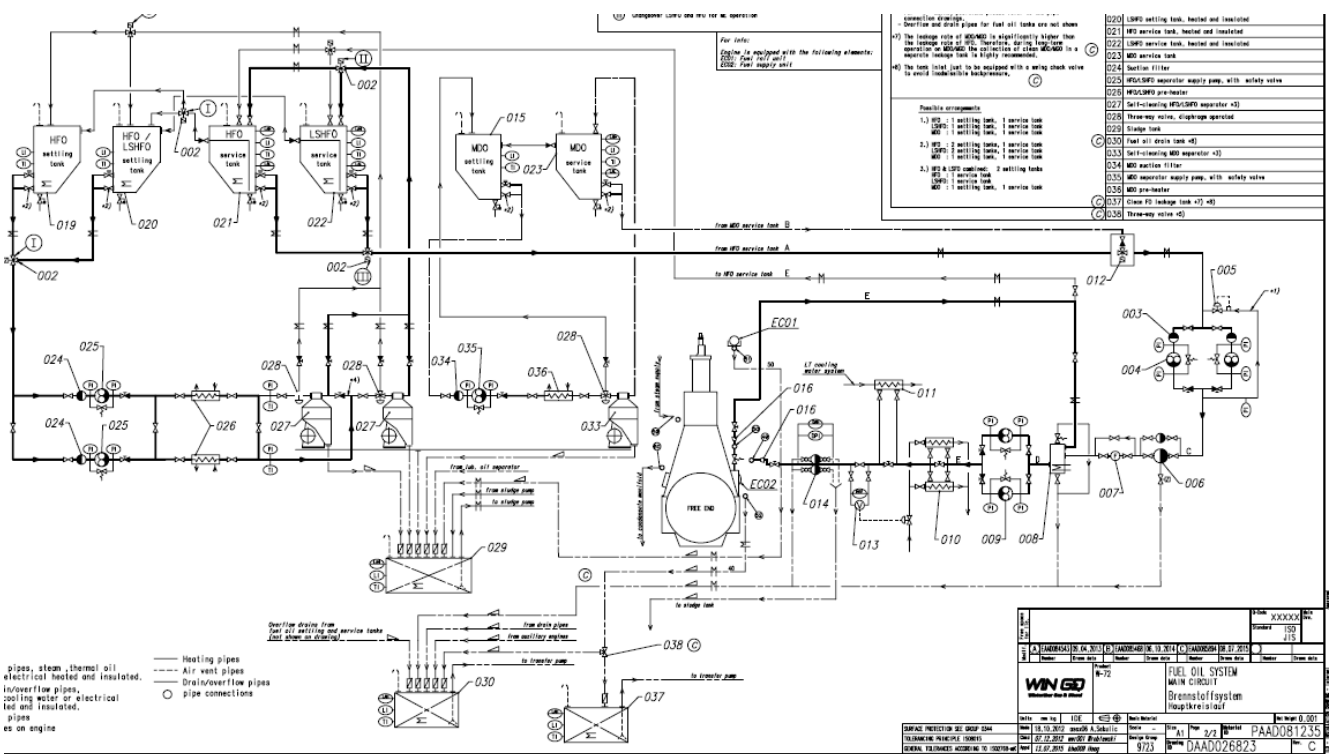
Parameter	Unit	Bunker limit	Test method	Required fuel quality at engine inlet
Kinematic viscosity at 50 °C	mm <sup>2</sup> /s [cSt] *1)	max. 700	ISO 3104	12 to 20 *2)
Density at 15 °C	kg/m <sup>3</sup>	max. 1010 *3)	SO 3675/12185	max. 1010
CCAI	--	max. 870	Calculated	max. 870
Sulphur *4)	m/m [%]	Statutory requirements	ISO 8754/14596	max. 3.5
Flash point	°C	min. 60	ISO 2719	min. 60
Hydrogen sulphide *5)	mg/kg	max. 2	IP 570	max. 2
Acid number	mg KOH/g	max. 2.5	ASTM D 664	max. 2.5
Total sediment aged	m/m [%]	max. 0.1	ISO 10307-2	max. 0.1
Carbon residue micro method	m/m [%]	max. 20	ISO 10370	max. 20
Pour point (upper) *6)	°C	max. 30	ISO 3016	max. 30
Water	v/v [%]	max. 0.5	ISO 3733	max. 0.2
Ash	m/m [%]	max. 0.15	ISO 6245	max. 0.15
Vanadium	mg/kg [ppm]	max. 450	ISO 14597 / IP 501/470	max. 450
Sodium	mg/kg [ppm]	max. 100	IP 501 / IP 470	max. 30
Aluminium + Silicon	mg/kg [ppm]	max. 60	ISO 10478 / IP 501 / 470	max. 15
Used lubricating oils (ULO) may not be present: Calcium and zinc Calcium and phosphorous	mg/kg	ULO present if: Ca>30 and Zn>15 or Ca>30 and P>15	IP 501 or IP 470 IP500	Do not use if: Ca>30 and Zn>15 or Ca>30 and P>15

\*1) 1 mm<sup>2</sup>/s = 1 cSt (Centistroke).  
\*2) 13 to 17 mm<sup>2</sup>/s range is recommended for the operation with HFO.  
\*3) Limited to max. 991 kg/m<sup>3</sup> if the fuel treatment plant cannot remove water from high-density fuel oil.  
\*4) ISO 8217:2012, RMK700. Note that lower sulphur limits can apply based on statutory requirements and sulphur limits are not defined in ISO 8217:2012.  
\*5) The hydrogen sulphide limit is applied since 1<sup>st</sup> July 2012.  
\*6) Purchasers must make sure that the equipment on board is capable of maintaining the fuel at a temperature above the Pour Point at all times, especially in cold climates.

En el siguiente esquema se muestra el sistema de filtros del combustible:



Y a continuación presentamos una imagen del esquema del sistema de combustible general, extraída de la Project Guide:



Como podemos observar el recorrido que haría el comustible comienza en los tanques de sedimentación, donde el combustible es bombeado a los tanques de servicio a través del equipo de depuración. Desde el tanque de servicio el fuel es conducido a las bombas de



suministro accionadas eléctricamente, por medio de las cuales la presión de, aproximadamente, 4 bar puede ser mantenida en la parte de baja presión del sistema de circulación de fuel. Esto evita la gasificación del fuel en la unidad de ventilación en los rangos de temperatura aplicados. La ventilación está conectada al tanque de servicio mediante una válvula desaireadora automática, la cual eliminará todos los gases presentes, pero retendrá los líquidos.

Desde la parte de baja presión del circuito, el fuel es conducido a las bombas de circulación accionadas eléctricamente, las cuales envían el fuel al precalentador, en el cual el combustible adquiere la viscosidad para el trabajo correcto del sistema de inyección, y entra en las bombas de inyección una vez ha pasado por los filtros. El combustible sobrante se recoge en el tanque de derrames. Este tanque irá situado en el doble fondo de la cámara de máquinas. Para asegurar el llenado suficiente de las bombas, la capacidad de la bomba de circulación será más alta que la cantidad de fuel consumida y el excedente será recirculado a la unidad de ventilación.

Para asegurar una presión de fuel constante a las bombas de inyección de fuel durante todas las condiciones, se instalará una válvula de rebose accionada por resorte.

La presión de fuel oil en el motor debería ser de 7-8 bar, equivalente a una presión en la bomba de circulación de aproximadamente 10 bar.

Las tuberías de Fuel será aisladas con 20 mm de espesor de lana de roca de 150 kg/m<sup>3</sup> y recubiertas con fibra de vidrio de 400 g/m<sup>2</sup> mínimo. En caso de ser 2 o más tuberías juntas, el espesor de la lana de roca será de 30 mm.

El sistema de combustible puede considerarse formado por los siguientes subsistemas:

- Sistema de llenado y transvase
- Sistema de alimentación del M.P y MM.AA.
- Sistema de purificación de combustible
- Sistema de reboses, derrames y lodos.

### 5.2.1 Tanques de combustible. Justificación de la autonomía.

Se justificará la autonomía de los diversos tanques del servicio de combustible, aunque esto ya se hizo de modo preliminar en el cuaderno N°4 y se ratificó en el 6 con la confirmación del motor seleccionado. Según los requerimientos de navegación de nuestro buque las horas de navegación se calculan de la siguiente manera:

$$T_{NAV} = \frac{\text{Autonomía (nm)}}{V_{servicio (kts)}} = \frac{12000}{14} = 857,14 \text{ horas} = 35,71 \approx 35 \text{ días}$$

Comenzamos dimensionando los **tanques de almacén** de Fuel-Oil. Para ello emplearemos el dato del consumo facilitado por WinGD en su catálogo que nos indica que este será de 163,2 g/kW\*h al 85% de MCR, como trabajaremos algo por debajo (82% teóricamente) esto ya nos da cierto margen, por tanto la cantidad total de HFO a albergar será:

$$\text{Consumo HFO} = \frac{\text{Autonomía}}{V_{servicio}} * \text{Consumo} \left( \frac{g}{kW} * h \right) * \text{Potencia} * \text{Régimen}$$

$$\text{Consumo HFO} = \frac{12000}{14} * 163,2 * 21660 * \frac{1}{10^6} * 0,85 = 2575,43 \text{ t}$$

Aplicando una densidad de  $\rho = 0,98 \text{ Tn/m}^3$  obtenemos el volumen de fuel necesario, y después le añadimos un 10% de margen ya que las bombas no aspiran bien cuando queda menos del 10% y otros factores:

$$V_{HFO} = \left( \frac{2575,43}{0,98} \right) + 10\% = 2627 * 1,1 = 2890 \text{ m}^3$$

Esta es la capacidad correspondiente a los tanques almacén y entra dentro de lo previsto en el Cuaderno 4 a la hora de dimensionar los tanques.

Ahora dimensionaremos los **tanques de uso diario** de Fuel-Oil, para ello debemos estimar el volumen de combustible que se consume en un día partiendo del volumen total de HFO a transportar y los días de navegación:

$$V_{SERV\_HFO} = \frac{V_{HFO}}{T_{NAV}} = \frac{2890}{35} = 82,5 \approx 83 \text{ m}^3$$

Estos tanques deben estar duplicados según nos indica SOLAS, de modo que instalaremos dos tanques, uno a cada banda, de la capacidad calculada. Este volumen también coincide con lo calculado anteriormente en el Cuaderno 4.

Por último dimensionamos los **tanques de sedimentación** de Fuel-Oil a partir de la fórmula de SOLAS para estos tanques:

$$V_{SED\_HFO} = \frac{5,7 * MCR}{1000} = \frac{5,7 * 21660}{1000} = 123 \text{ m}^3$$

Esta estimación coincide con la realizada en el Cuaderno 4 por no haber variado el motor principal, como en su momento dimensionamos los tanques dándole un volumen de 130 m<sup>3</sup> cumplimos la estimación con un pequeño margen.

Los tanques relativos al diésel se dimensionarán en el apartado de motores auxiliares en este mismo cuaderno.

## 5.2.2 Cálculo de bombas y elementos del servicio de combustible

### Bomba de trasiego de F.O.

Su misión es mover el combustible desde los tanques almacén hasta los tanques de sedimentación. Se instalarán dos unidades para el trasvase de Fuel Oil, actuando una de reserva. Cada una de ellas se dimensiona de modo que pueda llenar cada uno de los tanques de sedimentación en una hora, por lo que se caudal será de 100 m<sup>3</sup>/h. La presión será de 4 bar y se emplearán electrobombas centrífugas.

La estimación de presión de 4 bar, que también se empleará en bombas posteriores, viene del siguiente razonamiento:

Suponiendo que la bomba de trasiego esté prácticamente al nivel del doble fondo (2,1 m). y tenga que elevar el HFO hasta los tanques de sedimentación que se encontrarán, en su nivel más alto, a 15 m. La presión mínima para la descarga en ese punto la supondremos en 2 bar, y consideraremos unas pérdidas de carga del 20%, por lo tanto:

$$P_{bomba} = \left( \frac{H}{10} + P_{min} \right) + 20\% \text{ (bar)} = \left( \frac{15 - 2,1}{10} + 2 \right) \cdot 1,2 = 3,95 \approx 4 \text{ bar}$$

$$P_{bomba} \approx 4 \text{ bar}$$

Esta estimación de presión nos servirá para bombas de servicios similares, ya que las alturas a vencer serán muy parecidas en todos los casos, y suponiendo una presión mínima en la salida de 2 bar tenemos cierto margen.

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{m^3}{h} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{100 \cdot 4 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 14,81 \approx 15 \text{ HP}$$
$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{15}{0,65} = 23,08 \text{ HP} = 17,14 \text{ kW}$$
$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{23,08}{0,88} = 26,23 \approx 26 \text{ kW}$$

### **Bomba de suministro de F.O.**

Estas bombas de baja presión aspirarán a través de filtros de succión del tanque de servicio diario, y descargarán al circuito presurizado de Fuel Oil. Presentan las siguientes características:

Cantidad: 2 (una de reserva)

Tipo de bomba: eléctrica centrífuga

Disposición: horizontal

Q = 5,4 m<sup>3</sup>/h

P = 5 bar

Temp. máxima de trabajo = 100°C

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{m^3}{h} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{5,4 \cdot 5 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 1 \text{ HP}$$
$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{1}{0,65} = 1,54 \text{ HP} = 1,13 \text{ kW}$$
$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{1,13}{0,75} = 1,5 \text{ kW}$$

### **Bomba de circulación de Fuel Oil**

Estas bombas envían el combustible a las bombas de inyección a través de un calentador final de combustible y un filtro. Presentan las siguientes características:

Cantidad: 2

Tipo de bomba: eléctrica centrífuga

Disposición: horizontal

Q = 9,7 m<sup>3</sup>/h

P = 6,5 bar

Temp. máxima de trabajo = 150°C

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{m^3}{h} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{9,7 \cdot 6,5 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 2,33 \approx 2,5 \text{ HP}$$
$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{2,5}{0,65} = 3,84 \text{ HP} = 2,83 \text{ kW}$$
$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{2,83}{0,8} = 3,54 \text{ kW}$$

### **Bomba de trasiego de D.O.**

Su misión es la de trasegar el combustible de los tanques almacén hasta el tanque de sedimentación. Se instalarán dos unidades para el trasvase del Diesel Oil, actuando una como reserva. Cada una de ellas se dimensiona de forma que pueda llenar el tanque de uso diario en una hora. Presentan las siguientes características:

Cantidad: 2 (una de reserva)

Tipo de bomba: eléctrica de husillos

Disposición: horizontal

P = 4 bar

La potencia necesaria para estas bombas se estima en torno a los 2 kW.

### **Bomba de lodos**

Su misión es descargar el tanque de lodos cuando el buque esté en puerto. Dicho tanque tiene una capacidad de 27 m<sup>3</sup>, por lo que suponiendo que queramos realizar la descarga en 3 horas aproximadamente, la bomba deberá tener un caudal de 9 m<sup>3</sup>/h y una presión de 4 bar.

Cantidad: 2 (una de reserva)

Tipo de bomba: eléctrica de husillo

Disposición: horizontal

Q = 9 m<sup>3</sup>/h

P = 4 bar

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{m^3}{h} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{9 \cdot 4 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 1,33 \approx 1,5 \text{ HP}$$
$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{1,5}{0,44} = 3,41 \text{ HP} = 2,5 \text{ kW}$$
$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{2,5}{0,8} = 3,14 \text{ kW}$$

### Separadoras de Fuel-Oil

Se instalarán dos en serie, una actuando como purificadora y otra como clarificadora. El caudal de la planta de purificación lo determinamos de la siguiente manera:

$$Q = c \cdot \frac{C_{es} \cdot BHP}{\rho_c} \cdot 10^{-6}$$

Donde:

c = margen de seguridad = 1,15

$C_{es}$  = 163 g/kw·h (\*)

$\rho_c$  = densidad del combustible a 98°C = 0,926

BHP = potencia de servicio = 21660 Kw = 29429 BHP

Sustituyendo:

$$Q = 1,15 \cdot \frac{163 \cdot 21660}{0,926} \cdot 10^{-6} = 4,38 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como margen tomaremos un caudal de 5 m<sup>3</sup>/h.

Teniendo en cuenta esto decidimos instalar el modelo de Alfa-Laval MAB 206 que tiene las siguientes características extraídas de su catálogo comercial (**Anexo 2\_Catálogos**):

Rango de capacidad: hasta 10.6 m<sup>3</sup>/h.

Motor eléctrico: de 5,5 a 12 kW

Rango de temperaturas: de 0 a 100°C

Su apariencia es la que se muestra en la siguiente imagen extraída de catálogo:



Para el dimensionamiento de las bombas tomaremos el caudal anteriormente calculado y una presión de 4 bar:

Cantidad: 2 (una para la purificadora y otra para la clarificadora)

Tipo de bomba: eléctrica de husillo

$$Q = 5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P = 4 \text{ bar}$$

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{5 \cdot 4 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 0,74 \approx 0,75 \text{ HP}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{0,75}{0,42} = 1,78 \text{ HP} = 1,31 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{1,31}{0,75} = 1,75 \text{ kW}$$

### **Separadora Diesel-Oil**

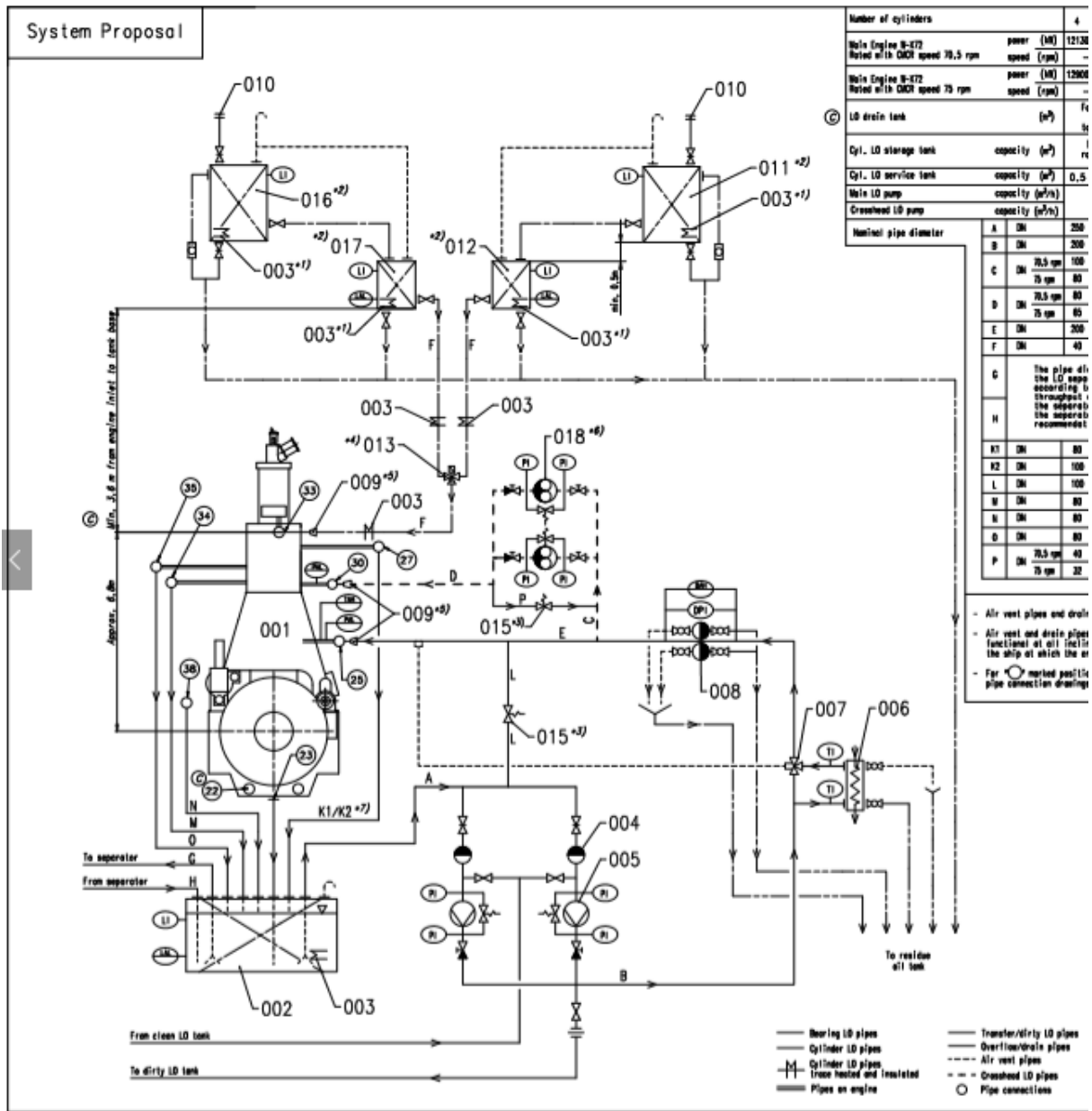
Con el objetivo de que sirva como depuradora de reserva para el sistema de fuel oil, se instala una con las mismas características que las de Fuel-Oil, con su correspondiente bomba igual a las anteriormente calculadas.

### **Pre calentador de Fuel-Oil**

Las características del precalentador serán las indicadas en el Manual del motor y ya mencionadas en un apartado anterior.

### 5.3 Descripción del sistema de lubricación

El esquema del sistema de lubricación extraído de catálogo es el que se muestra a continuación:



#### 5.3.1 Sistema de lubricación del motor principal

En los motores del tipo del nuestro el espacio del cilindro está completamente separado del espacio del cárter, por lo que la lubricación de ambos espacios se realiza por medio de dos subsistemas:

### 5.3.1.1 Sistema de lubricación de cárter o cojinetes

En el manual de motor se especifican las características requeridas para el aceite de lubricación general, que son las siguientes:

- Grado de viscosidad SAE 30
- BN mínimo de 5 mgKOH/g y propiedades detergentes
- Estabilidad térmica
- Propiedades antiespumantes

También se nos presenta una lista de fabricantes y aceites con características adecuadas para la lubricación del sistema en general de nuestro motor, que son los siguientes:

**Table 9.5.1.1 Validated system oils**

<b>Oil supplier</b>	<b>System oil</b>
<b>Aegean</b>	Alfasys 305 *2)
<b>BP</b>	Energol OE-HT 30
<b>Castrol</b>	CDX 30
<b>Chevron</b>	Veritas 800 Marine 30
<b>CPC</b>	Marilube Oil AC-30 *2)
<b>ENI</b>	Cladium 50
<b>ExxonMobil</b>	Mobilgard 300 Mobilgard 300 HD *1) Mobilgard 300C
<b>FL Selenia</b>	MESYS 3006
<b>Gulf Oil Marine</b>	GulfSea Superbear 3006 GulfSea Superbear 3008
<b>IOC</b>	Servo Marine 0530
<b>JX Nippon Oil &amp; Energy</b>	Marine S30
<b>LUKOIL</b>	Navigo 6 SO Navigo 6 CO
<b>Pertamina</b>	Medripal 307
<b>Petrobras</b>	Marbrax CAD-308
<b>PetroChina</b>	KunLun DCC3008 KunLun DCC3005H *2)
<b>Shell</b>	Melina S30 Melina 30
<b>SINOPEC</b>	Marine System Oil 3005 Marine System Oil 3006 Marine System Oil 3008
<b>SK</b>	Supermar AS *2)
<b>Total</b>	Atlanta Marine D 3005
*1) For RT-flex and X engines built after February 2012.	
*2) These system oils are under development & testing and are not yet applicable.	



### Tanque Almacén de aceite del motor principal

Su capacidad se calcula teniendo en cuenta el consumo de aceite durante la autonomía del buque, y este se estima en un 3% del consumo total de Fuel-Oil, por lo tanto:

$$\text{Consumo ACEITE} = 0,03 * (2575) = 77,25 \text{ Tn}$$

$$V_{ACEITE} = \frac{77,25}{0,9} = 85,83 \approx 86 \text{ m}^3$$

### Bomba de aceite de lubricación

Se instalarán dos bombas, una de ellas de reserva de engranajes o de tornillo accionadas por motor eléctrico y con la capacidad especificada en el Manual del motor y ya expuesta con anterioridad. Las características principales son:

Cantidad: 2 (una de reserva)

Tipo de bomba: eléctrica centrífuga

Q = 214 m<sup>3</sup>/h

P = 6,6 bar

Temp. máxima de trabajo = 60°C

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{214 \cdot 6,6 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 52,31 \approx 55 \text{ HP}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{55}{0,5} = 110 \text{ HP} = 80,96 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{80,96}{0,92} = 88 \text{ kW}$$

### Purificadora de Aceite de Lubricación

El aceite del circuito, una vez llega al tanque de retorno, pasa por la separadora, que actuará como purificadora, antes de volver al circuito, para así eliminar el agua del aceite. Es recomendable que pase de 2 a 3 veces por este sistema cada día. El caudal requerido se calculará en función de la siguiente expresión:

$$Q = c \cdot P$$

Donde:

c = capacidad nominal de aceite. Tal y como se recomienda en el Manual del motor, la capacidad nominal de la purificadora centrífuga se estimará en función de las recomendaciones del suministrador para el aceite lubricante  
c = 0,1 l/BHP·h

P = MCR = 21660 Kw = 29429 HP

Sustituyendo:

$$Q = 0,1 \cdot 29429 = 2943 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 2,94 \text{ m}^3/\text{h}$$

Teniendo en cuenta estos datos escogeremos una separadora centrífuga de la misma marca que para el sistema de fuel oil, Alfa Laval, concretamente el modelo MMB305 que entrega caudales desde 1,75 hasta 4,8 m<sup>3</sup>/h. Se muestra en la siguiente imagen extraída de catálogo (**Anexo 2\_Catálogos**):



Para el dimensionamiento de la bomba tomaremos el caudal calculado y una presión de 4 bar:

Cantidad: 1

Tipo de bomba: eléctrica de husillo

Q = 2,94 m<sup>3</sup>/h

P = 4 bar

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{m^3}{h} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{2,94 \cdot 4 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 0,435 \approx 0,5 \text{ HP}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{0,5}{0,42} = 1,19 \text{ HP} = 0,876 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{0,876}{0,73} = 1,2 \text{ kW}$$

### Enfriador de Aceite de lubricación

El enfriador de aceite será de placas y sin ningún requerimiento en cuanto al material debido a que se utilizará agua dulce, siendo el sistema de refrigeración central.

Los datos especificados en el Manual del motor para el enfriador son los siguientes:

- Disipación de calor: 1852 Kw
- Caudal de aceite: 212 m<sup>3</sup>
- Temperatura de entrada y salida del aceite: 63 – 45 °C
- Caudal de agua: 161 m<sup>3</sup>
- Temperatura de entrada y salida del agua: 36 – 46 °C

### 5.3.1.2 Sistema de lubricación de cilindros

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

Para el aceite de lubricación de cilindros se recomienda que tenga un grado de viscosidad SAE 50, y también se muestra en el Manual una lista de aceites y fabricantes que cumplen con los requisitos del motor y están recomendados por el fabricante:

Table 9.5.1.2 Validated cylinder oils

Oil supplier	15 ≤ BN ≤ 25	BN 40	50 ≤ BN ≤ 60	70 ≤ BN ≤ 80	BN 100
<b>Aegean</b>	Alfacylo 525 DF (BN 25)			Alfacyclo 570 (BN 70) *5)	Alfacyclo 100 HS *5)
<b>Bardahl</b>				Naval 50 (BN 70)	
<b>Castrol</b>	Cyltech ACT (BN 16)	Cyltech 40 SX		Cyltech 70 (BN 70)	Cyltech 100
<b>Chevron</b>	Taro Special HT LF (BN 25)	Taro Special HT LS 40	Taro Special HT 55 (BN 55) *3)	Taro Special HT 70 (BN 70) Taro Special 70 (BN 70) *4)	Taro Special HT 100
<b>CPC</b>				Marilub Oil CO-700 Plus (BN 70) *5)	
<b>ENI</b>	Punica 525 (BN 25)			Punica 570 (BN 70)	
<b>ExxonMobil</b>	Mobilgard 525 (BN 25)	Mobilgard L 540	Mobilgard 560VS (BN 60) *1)	Mobilgard 570 (BN 70)	Mobilgard 5100
<b>FL Selenia</b>				MECO 5070 (BN 70)	
<b>Gdanska</b>				Marinol RG 7050 (BN 70)	
<b>Gulf Oil Marine</b>	GulfSea Cylcare ECA 50 (BN 15)			GulfSea Cylcare DCA5070H (BN 70)	GulfSea Cylcare 50100 *5)
<b>IOC</b>				Servo Marine 7050 (BN 70)	
<b>JX Nippon Oil &amp; Energy</b>	Marine C255 (BN 25)	Marine C405 Marine C405Z		Marine C705 (BN 70)	Marine C1005 *5)
<b>LUKOIL</b>	Navigo MCL Ultra (BN 20) *5)	Navigo 40 MCL		Navigo 70 MCL (BN 70)	Navigo 100 MCL
<b>Mexicana de Lubricantes</b>				Marinelub 7050 (BN 70) *4)	
<b>Pertamina</b>				Medripal 570 (BN 70)	
<b>Petrobras</b>		Marbrax CID-54-APN	Marbrax CID-55 (BN 50) *2)	Marbrax CID-57 (BN 70)	
<b>PetroChina</b>				KunLun DCA 5070H (BN 70)	
<b>Premier six</b>		Opt-Max BoB 300 additives (BN 70 - BN 120) *5)			
<b>Shell</b>	Alexia S3 (BN 25)		Alexia S4 (BN 60) *1)	Alexia 50 (BN 70) Alexia S5 (BN 80)	Alexia S6
<b>SINOPEC</b>	Cylinder Oil 5025 (BN 25) *5)	Cylinder Oil 5040 *5)		Cylinder Oil 5070 (BN 70) *4) Cylinder Oil 5070S (BN 70) Cylinder Oil 5080S (BN 80)	Cylinder Oil 50100 *5)

### Tanque Almacén de Aceite de lubricación de cilindros

El tanque almacén se dimensiona en función del consumo de aceite de lubricación de cilindros, especificado en el Manual del motor, mediante la siguiente expresión:

$$V[m^3] = \frac{c_e \left[ \frac{g}{BHP \cdot h} \right] \cdot MCR \cdot t(h)}{\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \cdot 1000}$$

Donde:

V = capacidad del tanque (m<sup>3</sup>)

C<sub>e</sub> = consumo específico = 0,7 – 1,1 g/BHP·h

MCR = 21660 Kw = 29429 HP

t = autonomía en horas = 857 h

ρ = densidad del aceite = 940 kg/m<sup>3</sup>

Sustituyendo:

$$V[m^3] = \frac{0,9 \cdot 29429 \cdot 857}{940 \cdot 1000} = 24,14 \approx 25 m^3$$

Este volumen entra ya dentro del volumen total de aceite de lubricación estimado para el motor principal, de modo que con el tanque de 100 m<sup>3</sup> que hemos dimensionado en el Cuaderno 4 cubrimos ampliamente la necesidad de 85 m<sup>3</sup> de volumen total de aceite estimada.

### Tanque de derrames de aceite

En este tanque se almacenarán todos aquellos derrames producidos en el sistema de lubricación, por lo que estará situado en el doble fondo de la cámara de máquinas.

## 5.4 Sistema de Refrigeración Centralizado

Tal y como ya se expuso anteriormente, se dispondrá de un sistema de refrigeración centralizado, el cual está formado por 3 circuitos:

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

Este sistema presenta las siguientes ventajas:

- Solamente un intercambiador de calor refrigerado por agua salada.
- Los demás intercambiadores son refrigerados por agua dulce, y por tanto el material utilizado puede ser de menor coste.
- Menor cantidad de tubería no corrosiva.
- Reduce el mantenimiento de los intercambiadores y demás componentes del sistema.
- Se consigue un mejor rendimiento en el intercambio de calor.

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

En el circuito de agua dulce de baja temperatura se instalará una válvula termostática de tres vías que controlará que la temperatura del agua no sea inferior a 10°C. Este circuito es independiente para refrigeración de camisas.

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

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

### Bomba para Refrigeración de Agua Salada

Se instalarán dos bombas centrífugas accionadas por motor eléctrico, de forma que una de ellas actúe de reserva con el fin de bombear el caudal de agua salada necesario para mantener una adecuada temperatura en el circuito de agua dulce.

Ambas bombas tendrán las siguientes características:

Cantidad: 2 (una de reserva)

Tipo de bomba: eléctrica de husillo

Q = 754 m<sup>3</sup>/h

P = 2 bar

Temp. máxima de trabajo = 50°C

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{m^3}{h} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{754 \cdot 2 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 55,85 \approx 56 \text{ HP}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{56}{0,5} = 112 \text{ HP} = 82,43 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{82,43}{0,92} = 89,6 \approx 90 \text{ kW}$$

### Enfriador central

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

El intercambiador será de placas, y teniendo en cuenta los requerimientos en cuanto al material debido a su funcionamiento con agua salada. Los datos especificados por el fabricante del motor son los siguientes:

- Disipación de calor: 15684 Kw
- Caudal de agua dulce: 539 m<sup>3</sup>
- Temperatura de entrada y salida del agua dulce: 61 – 36 °C
- Caudal de agua salada: 754 m<sup>3</sup>
- Temperatura de entrada y salida del agua salada: 32 – 50 °C

### **Bomba de Agua Dulce de Baja Temperatura**

Se instalarán 2 bombas, una de ellas de reserva, accionadas por motor eléctrico con las siguientes características:

Cantidad: 2 (una de reserva)

Tipo de bomba: eléctrica centrífuga

Q = 539 m<sup>3</sup>/h

P = 2,8 bar

Temp. máxima de trabajo = 60°C

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{m^3}{h} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{539 \cdot 2,8 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 55,89 \approx 56 \text{ HP}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{56}{0,75} = 74,66 \text{ HP} = 54,95 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{54,95}{0,92} = 59,73 \approx 60 \text{ kW}$$

### **Bomba de Agua Dulce para Refrigeración de Camisas**

Se instalarán 2 bombas, una de ellas de reserva, accionadas por motor eléctrico, y con las siguientes características:

Cantidad: 2 (una de reserva)

Tipo de bomba: eléctrica centrífuga

Q = 179 m<sup>3</sup>/h

P = 3 bar

Temp. máxima de trabajo = 100°C

La potencia hidráulica la obtenemos mediante la siguiente expresión:

$$P_H = \frac{Q \left( \frac{m^3}{h} \right) \cdot P(\text{bar}) \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = \frac{179 \cdot 3 \cdot 10\,000}{3\,600 \cdot 75} = 19,88 \approx 20 \text{ HP}$$

$$P_M = \frac{P_H}{\eta_M} = \frac{20}{0,75} = 26,66 \text{ HP} = 19,62 \text{ kW}$$

$$P_E = \frac{P_M}{\eta_E} = \frac{19,62}{0,9} = 21,8 \text{ kW}$$

### **Enfriador de Agua Dulce de Camisas**

Los datos especificados en la Guía del motor son los siguientes:

- Disipación de calor: 3079 Kw
- Caudal de agua dulce: 179 m<sup>3</sup>
- Temperatura de entrada y salida del agua dulce: 75 – 90 °C

### **Enfriador de Aire de Barrido**

Los datos especificados en la Guía del motor son los siguientes:

- Disipación de calor: 10752 Kw
- Caudal de agua dulce: 379 m<sup>3</sup>
- Temperatura de entrada y salida del agua dulce: 36 – 61 °C

## **5.5 Sistema de Aire a Presión**

El aire comprimido a bordo se utiliza fundamentalmente para tres fines:

- Arranque de motores principales y auxiliares
- Instrumentos de control neumático
- Diversos servicios: limpieza, herramientas de taller, pescantes, etc...

El sistema exige la existencia no sólo de compresores sino de botellas que acumulen el aire para permitir durante las maniobras arrancadas sucesivas. Mientras que los motores requieren para su arranque aire comprimido a 30 bar, la mayoría de los servicios señalados requieren aire a una presión sensiblemente inferior, normalmente a 7 bar.

A 30 bar se alimentan los siguientes servicios:

- Arranque del motor principal
- Arranque de los motores auxiliares

A 7 bar se alimentan los siguientes servicios:

- Limpieza del filtro de combustible
- Limpieza del filtro de aceite
- Taller de maquinaria
- Limpieza general de cámara de máquinas
- Limpieza de purificadoras
- Pescantes
- Viscosímetros, etc.

Una válvula reductora de 7 a 2 bar alimentará al separador de sentinas, las tomas de mar y todos aquellos instrumentos y sistemas de control que requieran baja presión.

En la entrada de aire a los compresores se dispone de filtros para retener las partículas de polvo que contiene el aire atmosférico.

El esquema de aire de arranque puede verse en la siguiente figura:

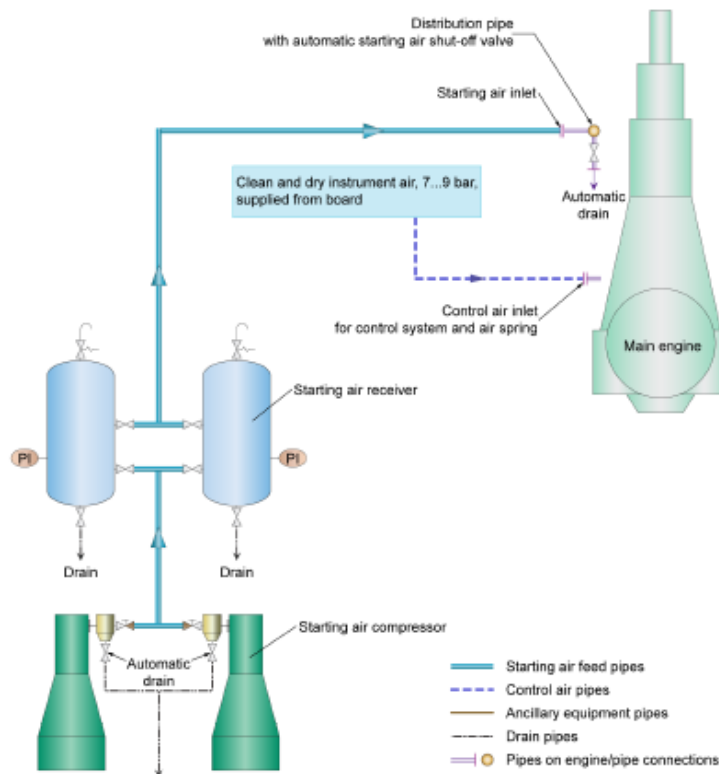


Fig 11.1 Starting and control air system

Las capacidades recomendadas por el fabricante son las mostradas en la siguiente tabla extraída de la guía del motor:

Table 11.1.1.1 Air receiver and air compressor capacities

No. cyl.	Air receivers *1) Max. air pressure: 30 bar	Air compressors *1) Free air delivery at 30 bar	J <sub>Eng</sub> *2) [kgm <sup>2</sup> ]
	Number x volume [m <sup>3</sup> ]	Number x capacity [Nm <sup>3</sup> /h]	
4	2 x 8	2 x 240	171600
5	2 x 9	2 x 270	199800
6	2 x 9	2 x 270	230600
7	2 x 9	2 x 270	266600
8	2 x 9	2 x 270	305600

For reversible engines the classification societies require 12 consecutive starts, alternating between ahead and astern.

\*1) Data for air pressure 25 bar available from GTD program

\*2) Data for engines without damper and front disc on crankshaft, but smallest flywheel included

Por lo tanto se instalarán dos botellas de aire de arranque del motor principal a 30 bar cada una. El fabricante recomienda para el caso de motores reversibles un volumen suficiente para realizar 12 arranques consecutivos sin necesidad de rellenar las botellas, así se cumplen los requerimientos del reglamento de la Sociedad de Clasificación, que en nuestro caso se ha empleado el reglamento ABS 2018.



El reglamento especifica en el apartado 4-6-5/9.3.1 que al menos se deben instalar dos compresores, de los cuales uno, por lo menos, será independiente del motor principal siendo la capacidad de este no inferior al 50% de la capacidad total requerida. La capacidad del compresor será la suficiente como para suministrar a las botellas de almacenamiento la cantidad de aire necesario a la presión de 30 bar en 1 hora.

Las recomendaciones para el motor seleccionado, por el fabricante del motor, son dos compresores de 270 m<sup>3</sup>/h. En nuestro buque proyecto instalaremos dos compresores de la casa BAUER, concretamente el modelo K28.3-90 con las siguientes características extraídas de catálogo:

K 22 – K 28 medium-pressure compressor, 670 – 6800 l/min, 30 – 63 bar

Type designation	Effective free air delivery <sup>1</sup>			Max. operating pressure <sup>2</sup>		Number of compressor stages	Speed approx. rpm	Motor output kW	Power consumption <sup>1</sup> kW	Net weight approx.	
	l/min	m <sup>3</sup> /h	cfm	bar	psig					kg	lbs
B 22.5-11	670	40	24	68	1000	3	920	11	10	450	1000
B 22.5-15	950	57	34	68	1000	3	1310	15	14	460	1010
B 23.4-22	1350	81	48	68	1000	3	920	22	20	670	1470
B 23.4-30	1730	104	61	68	1000	3	1200	30	26	740	1630
B 25.4-37	2400	144	85	68	1000	3	1070	37	36	1430	3150
B 25.4-45	2850	171	100	68	1000	3	1270	45	43	1460	3210
B 28.2-55	3400	204	120	68	1000	3	1050	55	51	1500	3300
<b>B 28.3-90</b>	<b>5900</b>	<b>354</b>	<b>208</b>	<b>68</b>	<b>1000</b>	<b>3</b>	<b>940</b>	<b>90</b>	<b>88</b>	<b>2160</b>	<b>4750</b>
B 28.3-110	6800	408	240	68	1000	3	1050	110	102	2330	5130

<sup>1</sup> Free air delivery according to ISO 1217, power consumption at maximum final pressure under certain conditions. Other ambient conditions result in different performance data. Values valid for 50 Hz.

<sup>2</sup> Max. operating pressure = max. safety valve pressure setting; reduced switch-off pressure.

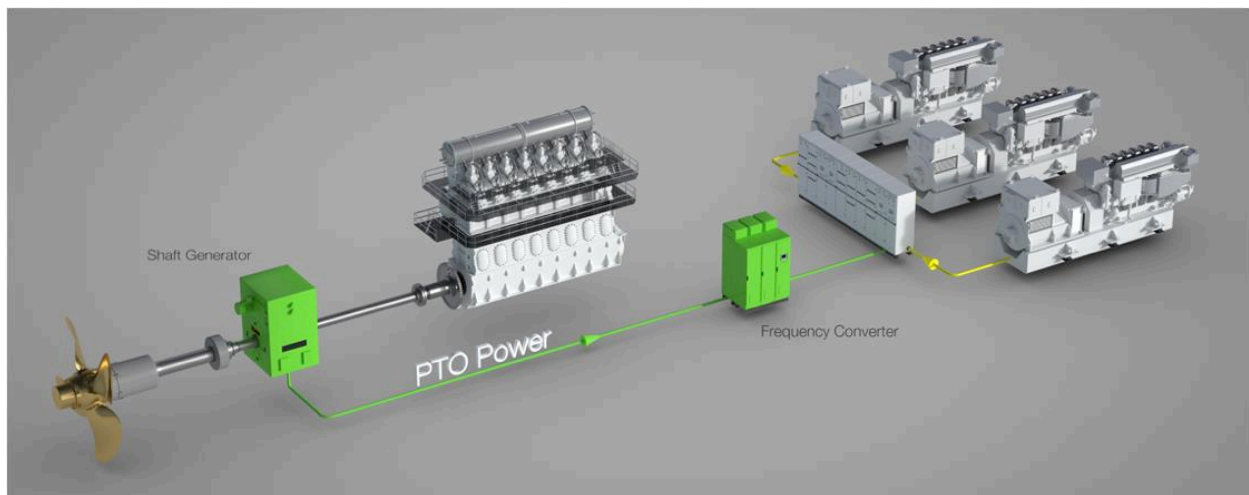
La capacidad de botellas y compresores indicada en la tabla de capacidades cubre las demandas de aire comprimido del motor principal y el arranque de los motores auxiliares, según datos del fabricante.

Para los servicios auxiliares y aire de control e instrumentación se dispondrá de una botella de 3 m<sup>3</sup> de capacidad a una presión de 7 bar. Esta botella podrá ser rellenada desde las botellas principales a través de una estación reductora, que en caso necesario podrá suministrar aire de baja directamente a los servicios.



## 5.7 Power Take-Off (PTO)

Para cubrir las necesidades auxiliares de nuestro buque Proyecto vamos a instalar una PTO de 750 kW que se acoplará al motor principal en navegación para así poder reducir a 3 el número de generadores auxiliares, en lugar de llevar 4. Esto ya lo hemos tenido en cuenta en los cálculos del Cuaderno 6 para la predicción de potencia, y teniendo en cuenta que el motor elegido viene preparado para ello el esquema del sistema sería el siguiente:



Es necesario indicar que la PTO irá acompañada de un variador de frecuencia (indicado en el esquema) para poder trabajar sin importar que el eje varíe su frecuencia de giro. Este variador de frecuencia se requiere cuando el sistema de propulsión es directo, sin hélice de paso variable, para que no influya en la generación eléctrica que el eje cambie sus revoluciones.

También será necesario dotar al generador de una multiplicadora puesto que nuestro eje rotará en servicio a 80-90 rpm y los generadores, como mínimo, necesitan en torno a 400 rpm en función del modelo que instalemos.

## 5.8 Generadores auxiliares

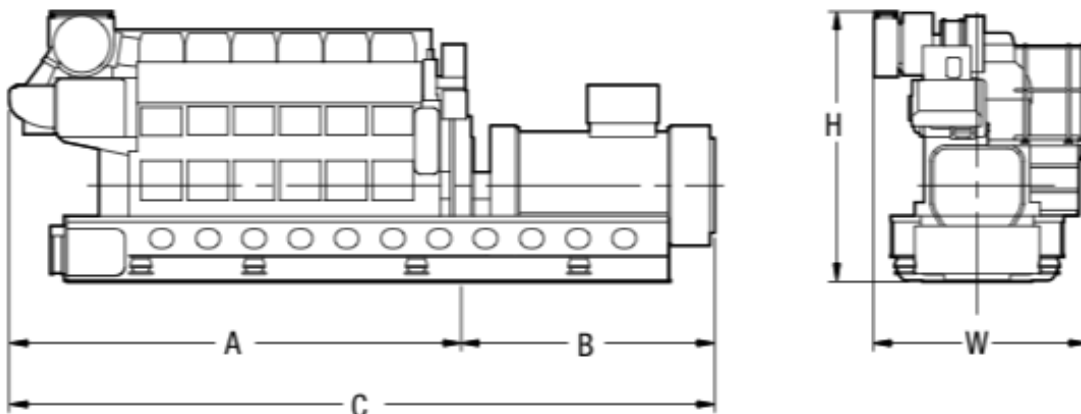
A la espera de realizar el balance eléctrico en el Cuaderno 11, pero siguiendo los buques de referencia similares y las potencias que estos necesitan, se decide instalar 3 grupos generadores duales Diesel-Gas de la marca MAN modelo L28/32S-DF-5L con capacidad para generar 950 kW de potencia cada uno. El catálogo de los generadores se encuentra en el **Anexo 2\_Catálogos**. Sus características, extraídas de catálogo, son las mostradas a continuación:

### MAN 28/32S DF

Bore 280 mm, Stroke 320 mm		5L	6L	7L	8L	9L
Engine speed	rpm	750/720	750/720	750/720	750/720	750/720
Frequency	Hz	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60
Electr. Genset power	kW	950/	1,140/	1,330/	1,520/	1,710/
		950	1,140	1,330	1,520	1,710
Lube oil consumption	kg/h	0.6-1.0	0.7-1.2	0.8-1.4	1.0-1.6	1.0-1.8

#### Dimensions

A	mm	4,321	4,801	5,281	5,761	6,241
B	mm	2,400	2,510	2,680	2,770	2,690
C	mm	6,721	7,311	7,961	8,531	8,931
W	mm	2,388	2,388	2,388	2,388	2,388
H	mm	2,835	3,009	3,009	3,009	3,009
Genset dry mass	t	32.6	36.3	39.4	40.7	47.1



- N° de cilindros: 5 en línea
- Potencia generada: 950 kW
- Régimen de funcionamiento: 720-750 rpm
- Diámetro de los cilindros: 280 mm
- Carrera: 320 mm
- Frecuencia: 50-60 Hz

La finalidad de instalar motores auxiliares duales reside en las zonas de emisiones restringidas por las que está previsto que transite nuestro Buque Proyecto, así como para las estancias en puertos que se encuentren en ciudades, en los que está prohibido emitir gases contaminantes. De modo que en esas dos situaciones emplearíamos la planta auxiliar alimentada con GNL.

### 5.8.1 Tanque almacén de Diesel Oil

Para la estimación del volumen de tanque almacén de Diesel Oil requerido supondremos la potencia de dos de los tres grupos generadores funcionando durante la navegación ( $P = 950 + 950 = 1900$  kw). Esta previsión resultará generosa teniendo en cuenta que también realizaremos una estimación con cierto margen para el GNL, de modo que tendremos combustible de sobre para alimentar los auxiliares en función de cada situación. Para nuestra estimación tomaremos una densidad del diésel  $\rho = 0,87$  Tn/m<sup>3</sup>

$$\text{Consumo DO} = \frac{\text{Autonomía}}{V_{\text{servicio}}} * \text{Consumo} \left( \frac{g}{kW} * h \right) * \text{Potencia} * \text{Régimen}$$

$$\text{Consumo DO} = \frac{12000}{14} * 182 * 1900 * \frac{1}{10^6} * 0,85 = 251,92 \text{ t}$$

$$V_{DO} = \left( \frac{251,92}{0,87} \right) + 10\% = 288,5 * 1,1 = 317,3 \approx 317 \text{ m}^3$$

### 5.8.2 Separadora centrífuga de Diesel Oil

Como ya hemos mencionado en apartados anteriores montaremos el mismo sistema de separadora + bomba que el requerido por el sistema de Fuel Oil con la finalidad de que sirva de reserva en caso de fallo. De modo que la separadora que se instalará será de la marca Alfa Laval, modelo MAB206, cuyas características ya se han presentado en el apartado 5.2.2 de este mismo cuaderno.

### 5.8.3 Tanque almacén de Gas Natural Licuado (GNL)

El consumo de GNL en principio se limitará a las estancias en puerto, pese a poder emplearse también en navegación al entrar en alguna zona con limitación de emisiones contaminantes, pero como esto resulta difícil de predecir, y además la calificación de estas zonas variará con el tiempo, supondremos que se usará solo en puerto.

Puesto que MAN no facilita el consumo exacto de los Generadores Duales, más allá de una estimación de consumo de GNL de 182 g/kW\*h, tomaremos ese dato.

Teniendo en cuenta que para descargar el barco empleará normalmente 4 días, y 3 para cargar con 1 día de margen por posibles malas situaciones de la mar o similares que retrasen su salida, la estancia media en puerto será de 8 días. Y supondremos que el buque podrá repostar GNL en 1 de cada 3 puertos entre los que opere.

La potencia de la planta de generación auxiliar empleada en puerto será de 1900 kW porque emplearemos 2 de los 3 generadores duales auxiliares y cada uno tendrá una potencia de 950 kW.

Tomaremos una densidad para el GNL de  $\rho = 0,45 \text{ Tn/m}^3$

$$\text{Consumo GNL} = \text{horas funcionamiento} * \text{Consumo} \left( \frac{\text{g}}{\text{kW}} * h \right) * \text{Potencia} * \text{Régimen}$$

$$\text{Consumo GNL} = 3 * 8 * 24 * 182 * 1900 * \frac{1}{10^6} * 0,85 = 169,30 \text{ Tn}$$

$$V_{\text{GNL}} = \left( \frac{169,3}{0,45} \right) + 5\% = 375 * 1,05 = 394,3 \approx 394 \text{ m}^3$$

De este modo contaremos con el volumen de GNL necesario para emplear en puerto guardando amplio margen al estimar un repostaje cada 3 estancias en puerto. Esto unido a la estimación de capacidad de almacenamiento de Diesel Oil hace que haya suficiente margen de combustible para los grupos generadores auxiliares de modo que puedan hacer frente a cualquier situación en la que se pueda requerir el funcionamiento de todos simultáneamente.

## 6 DISPOSICIÓN DE CÁMARA DE MÁQUINAS

La cámara de máquinas se extiende entre el mamparo del pique de popa (10 800 mm desde Pp) hasta el mamparo de cámara de máquinas (38 800 mm desde Pp), por lo tanto tendrá una longitud de 28 000 mm.

El motor principal está situado a crujía, a la altura del doble fondo que en la cámara de máquinas tendrá una altura de 2,3 metros, de tal forma que se pueda disponer el tanque retorno de aceite, el tanque de lodos y el tanque de reboses de HFO y de Diesel Oil. Se colocará lo más a popa posible de modo que la longitud de la línea de ejes sea lo menor posible. Así mismo debemos conseguir que el eje intermedio sea de una longitud tal que, una vez quitada la hélice, pueda sacarse hacia proa del eje de cola.

Los 3 generadores duales se situarán dentro de la Cámara de máquinas a proa del motor principal.

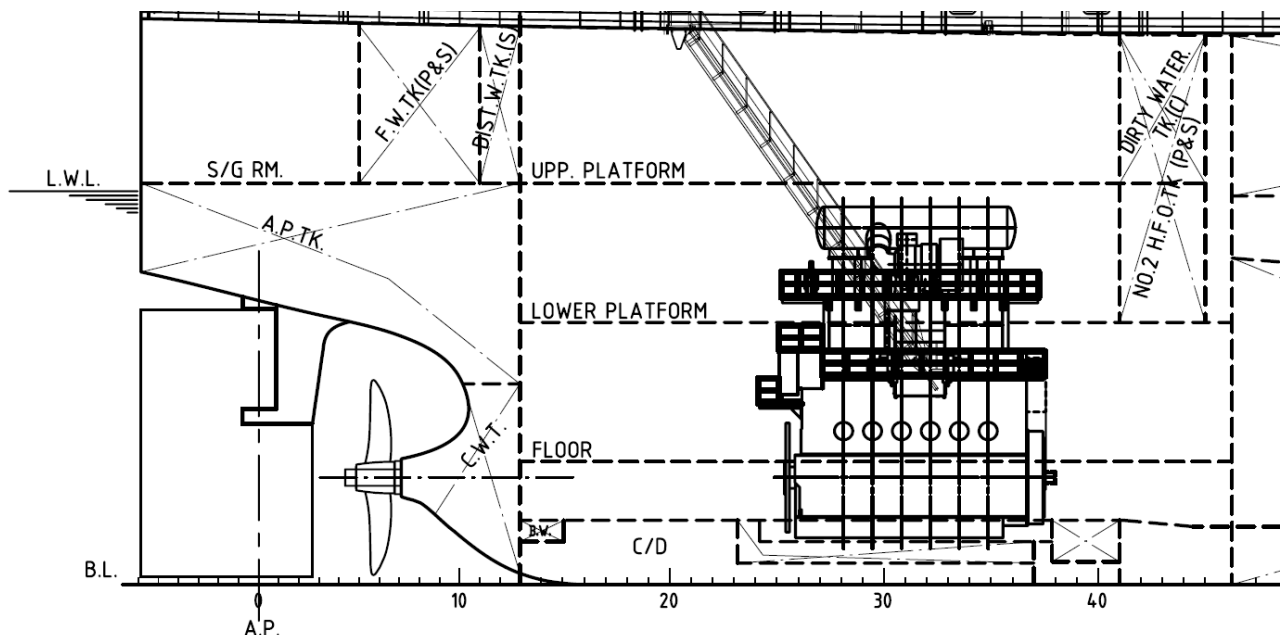
Las bombas de trasiego y alimentación de F.O. se situarán sobre el doble fondo y los precalentadores de F.O. del motor principal estarán colocados sobre el doble fondo, lo más cerca posible del tanque de servicio diario, procurando que las bombas funcionen con presión positiva.

Se situará en su interior el cuadro eléctrico principal, al que llegan las barras de fuerza de los alternadores, y en él se efectúan las interconexiones con los cuadros secundarios.

Para el mantenimiento y desmontaje de las diferentes partes del motor principal se dispondrá sobre el mismo una grúa.

En la cámara de máquinas se dispondrá de un puesto de control centralizado con aire acondicionado en el que se agruparán los elementos necesarios para el control a distancia del motor principal, señalizaciones y alarmas.

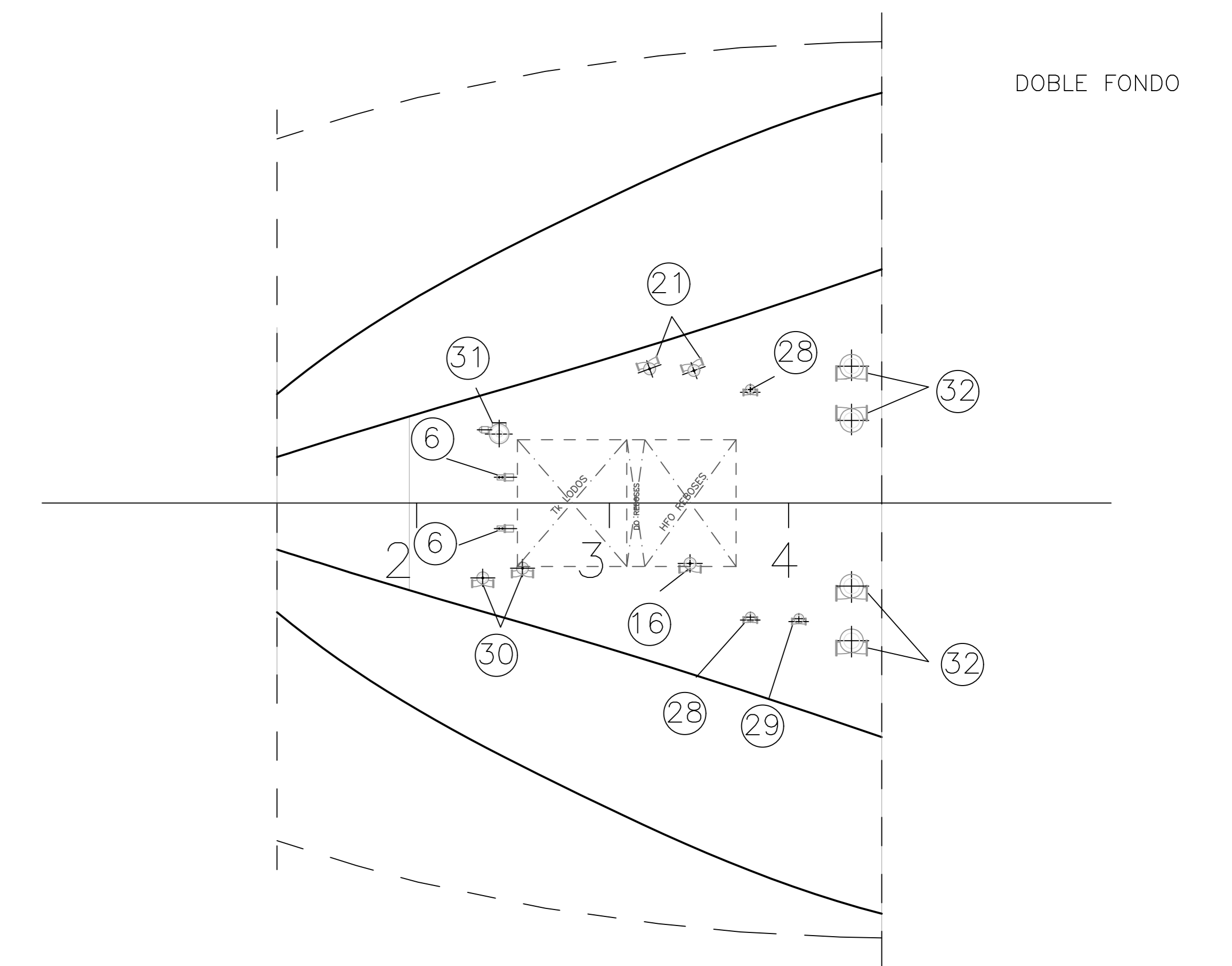
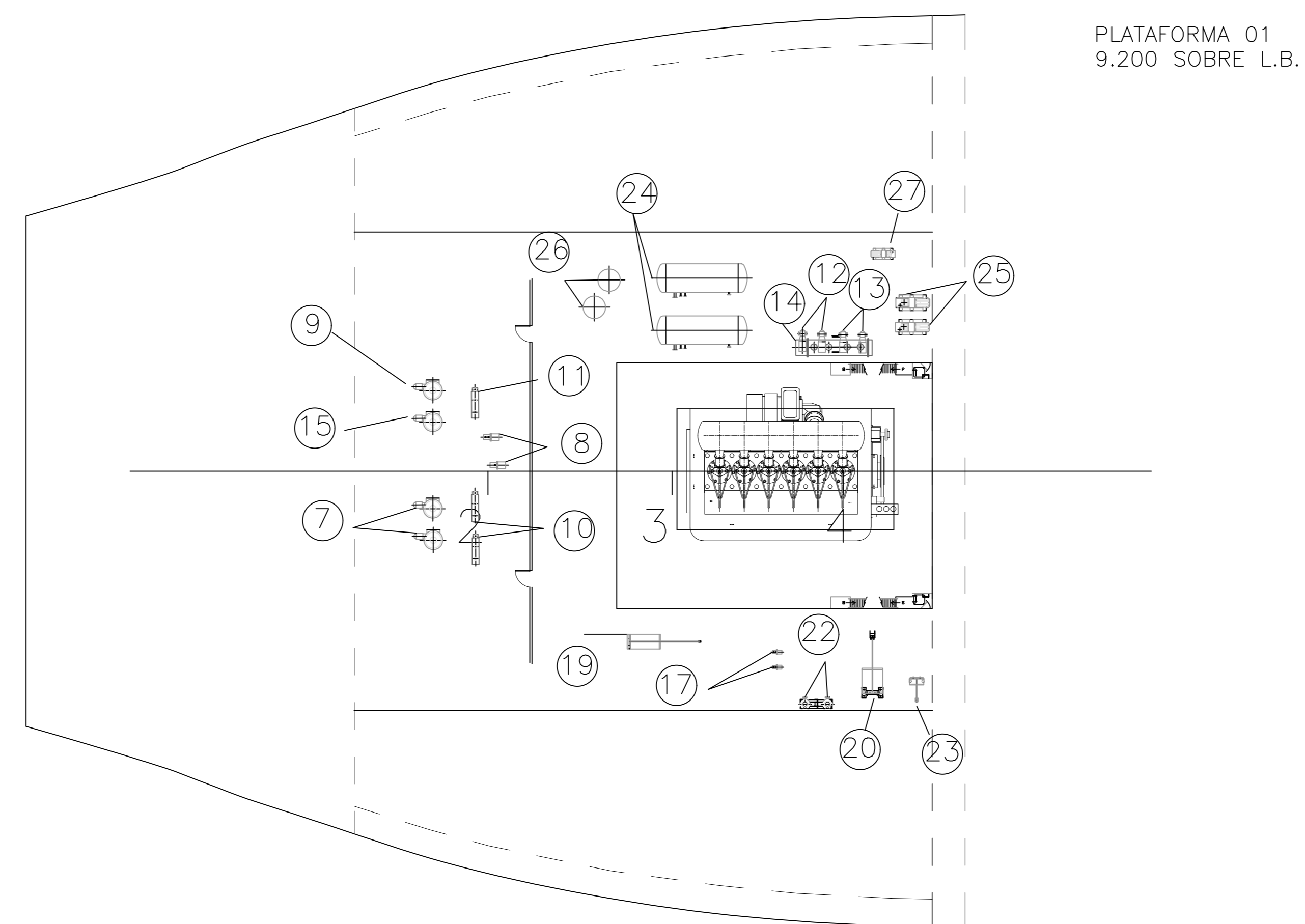
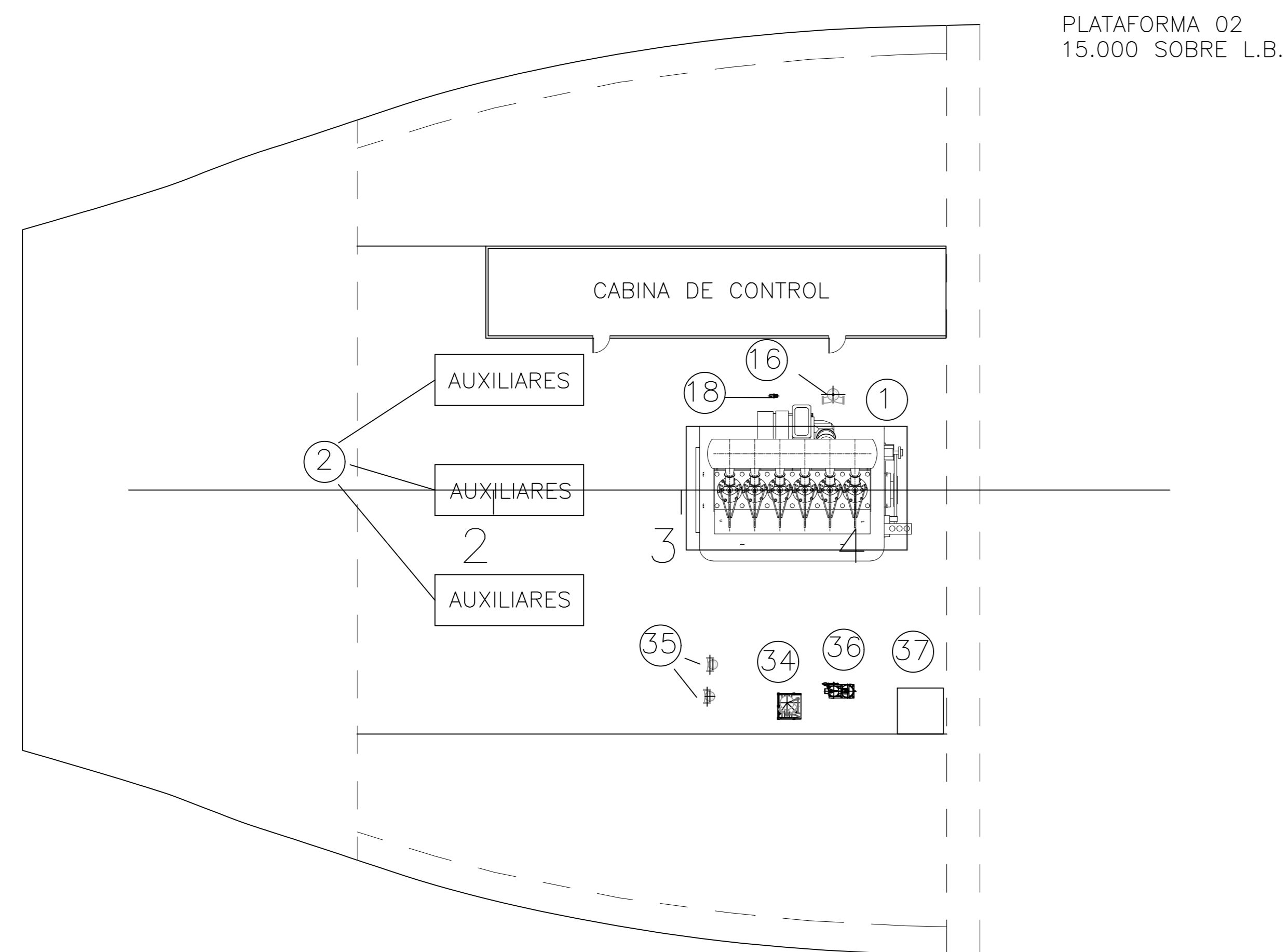
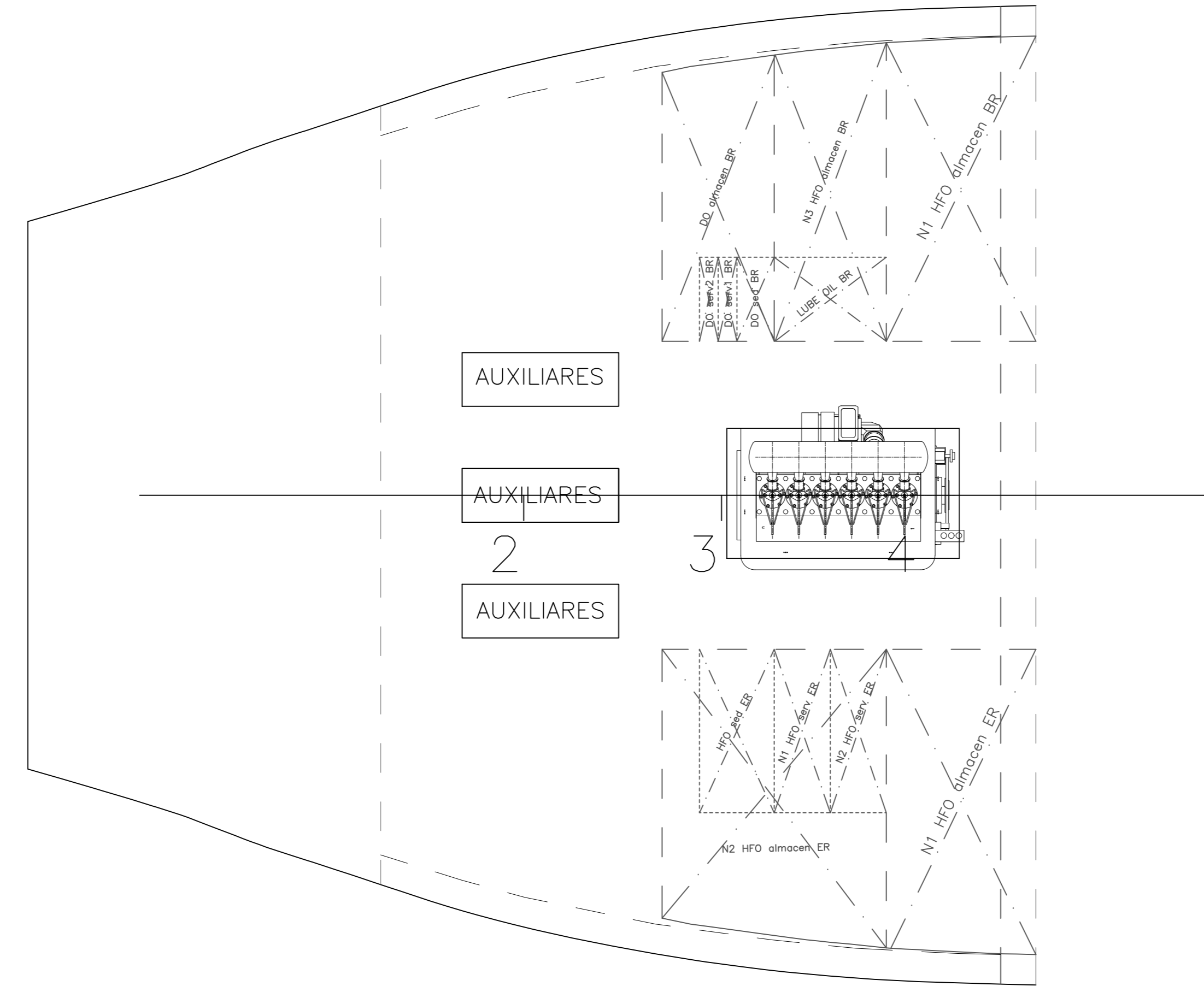
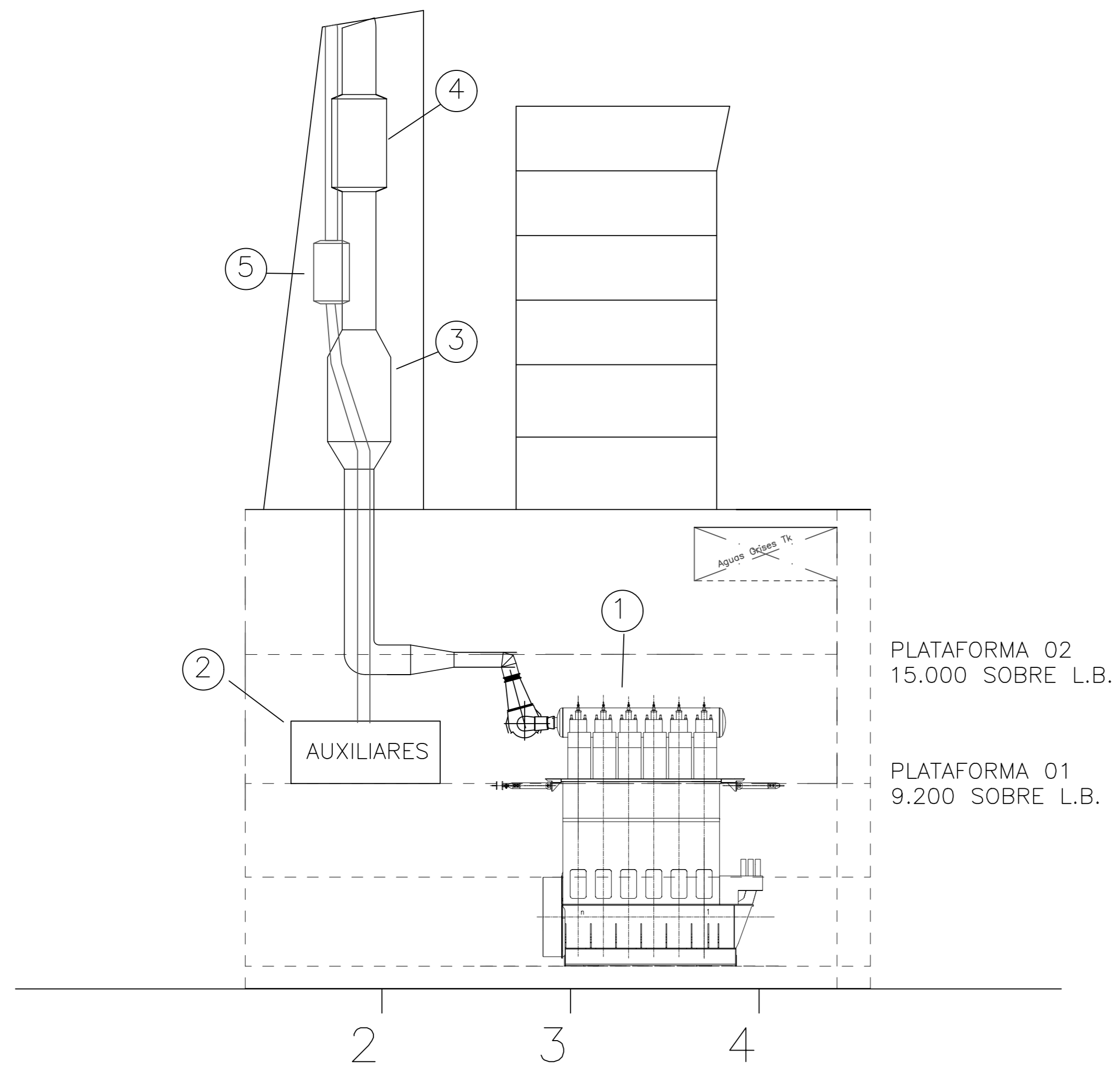
Como ejemplos presentaremos una captura de la disposición en cámara de máquinas del buque de la base de datos "Castillo de Malpica". Es un perfil que sitúa el motor principal y nos da una idea de distribución de plataformas que seguirá también nuestro buque, guardando mucha similitud con nuestra cámara de máquinas:



Por último presentamos la disposición de nuestra cámara de máquinas en el **Anexo 1\_Disposición CCMM.**

## **7 ANEXO 1\_DISPOSICIÓN CCMM**





Alumno		Diego Carral Amenedo			
		BULKCARRIER NEOPANAMAX 120.000 TPM			
		TITULO DEL PLANO CÁMARA DE MÁQUINAS			
PROYECTO N° 18-12		FECHA	JULIO 2018	FORMATO	A3
		ESCALA	1/500	HOJA	1/1

MARCA	DESCRIPCIÓN
1	MOTOR PRINCIPAL
2	MOTOR AUXILIAR
3	CALDERA
4	SILENCIADOR MOTOR PRINCIPAL
5	SILENCIADOR MOTORES AUXILIARES
6	BOMBA DESCARGA DE LODOS
7	PURIFICADORAS DE FUEL-OIL
8	BOMBA DE ALIMENTACIÓN DE PURIFICADORAS
9	PURIFICADORA DE DIESEL-OIL
10	PRECALENTADOR PURIFICADORA DE FUEL-OIL
11	PRECALENTADOR PURIFICADORA DE DIESEL-OIL
12	BOMBAS DE SUMINISTRO DE FUEL-OIL
13	BOMBAS DE CIRCULACION DE FUEL-OIL
14	PRECALENTADOR DE FUEL-OIL
15	PURIFICADORA DE ACEITE
16	BOMBA DE CIRCULACION DE ACEITE
17	BOMBA BOOSTER PARA VALVULAS DE EXHAUSTACION
18	BOMBAS DE TRASIEGO DE ACEITE
19	ENFRIADOR DE ACEITE
20	ENFRIADOR CENTRAL
21	BOMBAS DE AGUA DULCE DE BT
22	BOMBAS DE AGUA DULCE DE REFRIGERACION DE CAMISAS
23	ENFRIADOR DEL AGUA DE CAMISAS DEL MOTOR PRINCIPAL
24	BOTELLAS DE AIRE DE ARRANQUE
25	COMPRESORES PRINCIPALES
26	BOTELLAS DE AIRE DE SERVICIO
27	COMPRESOR DE AIRE DE EMERGENCIA
28	BOMBAS CONTRA INCENDIOS
29	BOMBAS CONTRA INCENDIOS DE EMERGENCIA
30	BOMBAS DE ACHIQUE DE SENTINAS
31	SEPARADOR DE SENTINAS
32	BOMBAS DE LASTRE
33	PLANTA DE OSMOSIS INVERSA
34	TANQUE HIDROFORO
35	BOMBAS DE AGUA DULCE
36	POTABILIZADORA

## **8 ANEXO 2\_CATÁLOGOS**



## MAB 206

### Solids-retaining Centrifugal Separator

#### Efficient oil cleaning

Clean oil is crucial for the safe, reliable and economical running of virtually all kinds of equipment that uses oils for either fuel, lubrication or in hydraulic systems. Clean oil reduces wear and corrosion on all equipment installed downstream, thus helping avoid breakdowns and cutting back on downtime throughout a plant or installation.

#### The impact of contaminants in oil

Contaminants in lubricating and hydraulic oils have serious effects on system performance, operating costs and durability.

For example, the presence of solid particles:

- abrades metal surfaces
- increases friction
- clogs filters

#### Similarly, if water is present in the oil, this:

- causes corrosion
- reacts with additives
- forms oil/water emulsions
- causes significant deterioration in the performance of the oil.
- eliminates or reduces corrosion by removing any water present in the oil

#### Standard equipment

The separator is working either with two or three phases and could easily be changed between the two different versions clarifier and purifier.



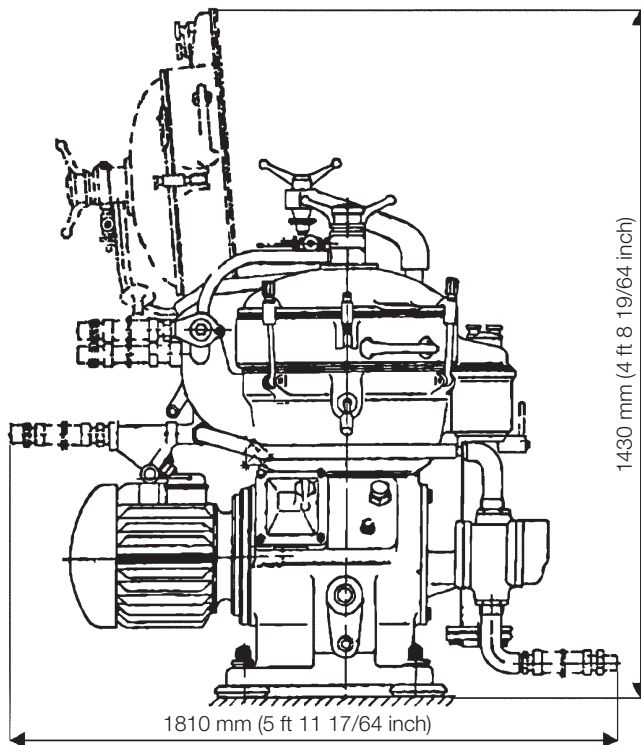
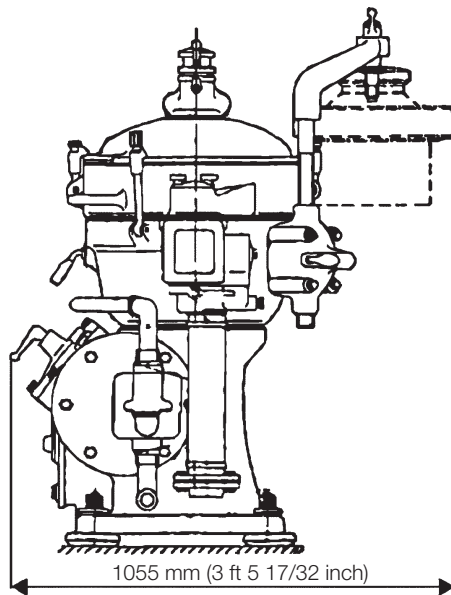
MAB 206 complete with motor

#### Features and benefits

Compact and robust design with the following benefits:

- Simple installation, operation and maintenance
- Internal paring disc for discharge of clean oil
- Large sludge space
- Sludge basket for easy removal of sludge
- Flexibility: the bowl may be used either as purifier or clarifier
- Extremely reliable, ensuring long service life eliminates or reduces corrosion by removing any water present in the oil

## Dimensions

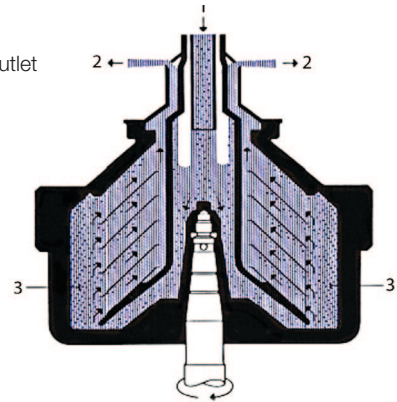


### Shipping data (approximate)

Net weight	420 kg (926 lbs)
Gross weight	525 kg (1 157 lbs)
Volume	2.1 m <sup>3</sup>

### Clarifier

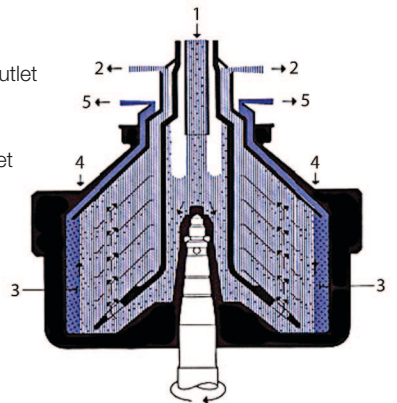
1. Oil inlet
2. Clean oil outlet
3. Sludge



**Fig 2** MAB bowl arranged as a **clarifier** for separating oils containing sludge and a very small quantity of water.

### Purifier

1. Oil inlet
2. Clean oil outlet
3. Sludge
4. Oil/water interface
5. Water outlet



**Fig 3** MAB bowl arranged as a **purifier** for separating oils containing sludge and an appreciable quantity of water.

### Technical specifications

Max. throughput capacity	10.6 m <sup>3</sup> /h <sup>1)</sup>
Sludge and water space	3.4 l
Feed temperature range	0 - 100 °C
Installed motor power	5.5 / 12 kW <sup>2)</sup>
Sound pressure	75 dB(A) <sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> Actual capacity depends on composition of feed and separation demands.

<sup>2)</sup> Without built-on pump 5.5 kW

With built-on pump 12 kW

<sup>3)</sup> According to ISO 3744 or 3746

### Utilities consumption

Electric power	3.3 - 8 kW <sup>4)</sup>
----------------	--------------------------

<sup>4)</sup> Actual consumption depends on throughput capacity, feed characteristics.

### How to contact Alfa Laval

Up-to-date Alfa Laval contact details for all countries are always available on our website at [www.alfalaval.com](http://www.alfalaval.com).



# MMB

## Solids-retaining centrifugal separators

### Application

Purification or clarification (optional) of mineral oils used in marine installations and power stations:

- Distillates
- Marine Diesel Oils MDO up to 13 cSt at 40°C
- Lubricating oils for trunk diesel engines operating on distillates and light MDO
- Lubricating oils for steam and gas turbines
- Lubricating and hydraulic oils for hydroelectric power stations

### Concept

The MMB series of solids-retaining separators is available in two models, the MMB 304 and MMB 305.

Each MMB separation system comprises:

- An MMB separator
- Ancillary equipment consisting of connections and valve assembly



MMB 305 solids-retaining separator.

### Optional equipment

- Independent oil feed pump
- Oil heating system, steam or electric
- Water seal alarm MAWA-40

### Features and benefits

The unique features of the system are:

- Compact, robust design
- Internal paring disc for discharge of clean oil
- Large sludge space
- Belt-driven

The major benefits are:

- Easy to install.  
Requires limited space.
- Pressurised discharge of clean oil.  
No need for downstream pump.
- Fewer service manhours.  
Larger sludge space extends operating period between manual cleaning.
- Lower maintenance and spare parts costs.



Water seal alarm MAWA-40.

**System working principle**

Separation takes place in a solids-retaining, also known as a solid-wall, bowl that can be arranged for purification or clarification (optional). In both cases the contaminated oil is fed to the separator by a feed pump through the oil inlet and is separated by centrifugal force into its various phases. The heaviest phase, sludge, is forced to and deposited at the periphery of the bowl. Separated sludge is collected in the space at the periphery of the bowl and removed periodically by hand using the stainless steel sludge basket. The clean oil is continuously discharged by the built-in paring disc pump. Water leaves the bowl via an open outlet.

When operated in purifier mode, a gravity disc must be fitted to obtain the correct interface position (the boundary between the separated oil and the water seal) in the separator bowl. In the optional clarifier mode, a clarifier disc is fitted instead of a gravity disc.

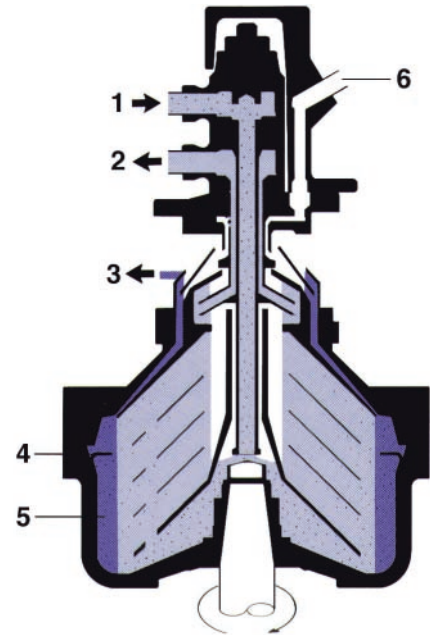
A MAWA-40 water seal alarm is available as optional equipment to monitor the pressure in the clean oil outlet. The control unit will shut off the oil feed to the separator in case a pressure drop is detected and give an audible and visible alarm.

**Installation**

The MMB separation system is designed for installation as a complete system. The schematic layout in the figure below shows a typical installation of an MMB separator. Contaminated fuel or oil is supplied by the feed pump from the oil tank to the separator bowl for continuous cleaning.

After separation, the cleaned oil is discharged by a built-in paring disc pump.

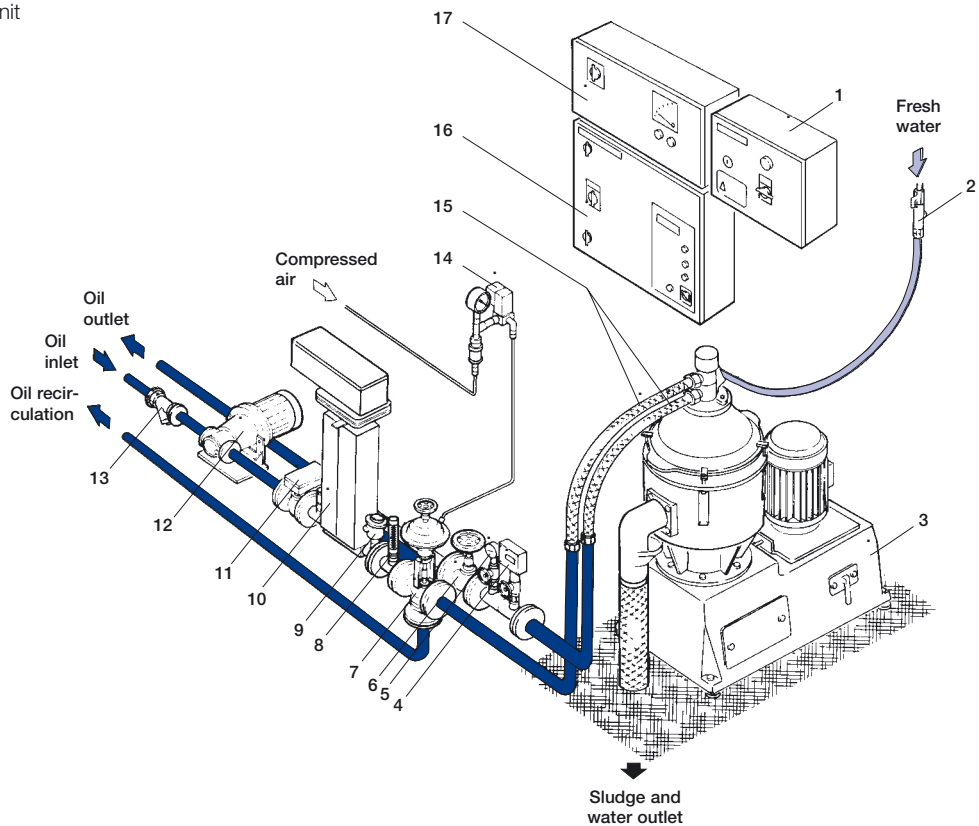
The complete system includes MAWA water seal alarm, starter, heater, valves, piping and other essential ancillary equipment.



Purifier-Clarifier.

- |                 |                        |
|-----------------|------------------------|
| 1. Oil inlet    | 4. Sludge basket       |
| 2. Oil outlet   | 5. Sludge              |
| 3. Water outlet | 6. Sealing water inlet |

- 1. MAWA-40 water seal alarm unit
- 2. Constant flow valve
- 3. Separator
- 4. Pressure switch
- 5. Pressure gauge
- 6. Regulating valve
- 7. Three-way valve
- 8. Thermometer
- 9. Temperature sensor
- 10. Preheater
- 11. Flow switch
- 12. Oil feed pump
- 13. Strainer
- 14. Solenoid valve, air
- 15. Flexible hoses
- 16. Control unit for heater
- 17. Starter for separator and pump



Schematic installation layout of an MMB separation system.

### Standard design MMB 304/305

The MMB 304/305 series are solids-retaining separators that are identical 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.

### Basic equipment

- MMB separator
- Sealing water inlet with hose nipple, non-return valve and constant flow valve with vacuum breaker
- Set of gravity discs
- Set of resilient mountings
- Stainless steel sludge basket
- Flexible hoses for: oil, water outlet and drain, and sealing water inlet
- Intermediate service kit

### Optional equipment

- MAWA-40 water seal alarm unit
- Pressure switch kit
- Three-way valve kit
- Preheater
- Clarifier disc
- Major service kit

### Additional equipment required for operation

- Electric motor and starter
- Oil feed pump and starter
- Set of tools

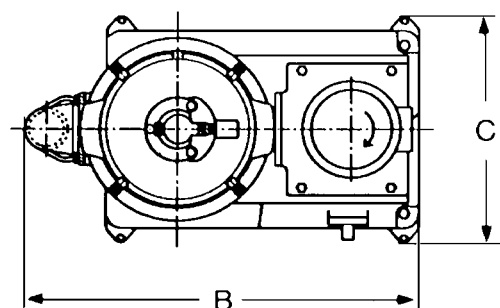
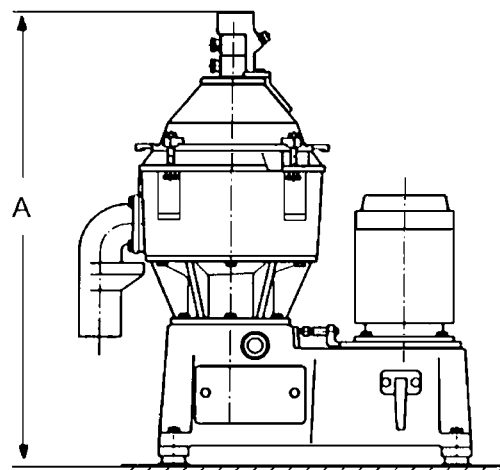
### Technical data in brief

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

### Shipping data

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

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





### Technical documentation

Complete information and documentation accompany each separator system.

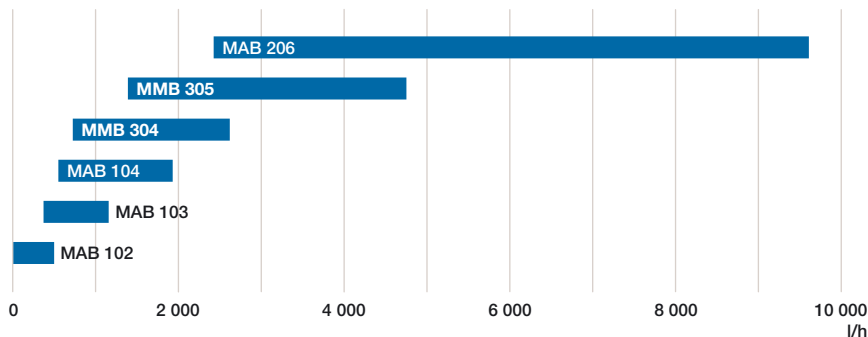
### After Sales support

Alfa Laval's Preventive Maintenance Program is available for the MMB 300 series. Alfa Laval service engineers are available to assist you with all types of maintenance and repair, and to help you train your personnel.

The use of genuine Alfa Laval spare parts reduces down-time and repair costs. Spare parts kits can be ordered from Alfa Laval Marine Service Centers and stocked as single units.

Intermediate service kits for routine bowl maintenance and major service kits for bowl overhaul are available.

All service kits include detailed service instructions.



### Throughput capacities

The blue bars indicate range from minimum economical throughput on detergent type lubricating oil for trunk diesel engines to a maximum recommended throughput on distillate fuel (1.5–6 cSt/40°C). Detailed information on throughput capacities is provided on separate data sheets for each model.

For more detailed information see the separate data sheet of each model.

### How to contact Alfa Laval

Up-to-date Alfa Laval contact details for all countries are always available on our website at [www.alfalaval.com](http://www.alfalaval.com)

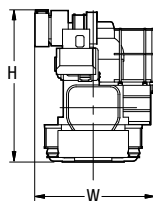
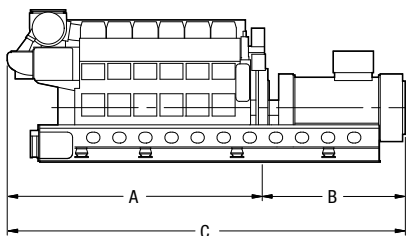
## MAN 28/32S DF

Bore 280 mm, Stroke 320 mm		5L	6L	7L	8L	9L
Engine speed	rpm	750/720	750/720	750/720	750/720	750/720
Frequency	Hz	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60
Electr. Genset power	kW	950/	1,140/	1,330/	1,520/	1,710/
		950	1,140	1,330	1,520	1,710
<b>Lube oil consumption</b>	kg/h	0.6–1.0	0.7–1.2	0.8–1.4	1.0–1.6	1.0–1.8

### Dimensions

A	mm	4,321	4,801	5,281	5,761	6,241
B	mm	2,400	2,510	2,680	2,770	2,690
C	mm	6,721	7,311	7,961	8,531	8,931
W	mm	2,388	2,388	2,388	2,388	2,388
H	mm	2,835	3,009	3,009	3,009	3,009
Genset dry mass	t	32.6	36.3	39.4	40.7	47.1

*Weights and dimensions are subject to final application*



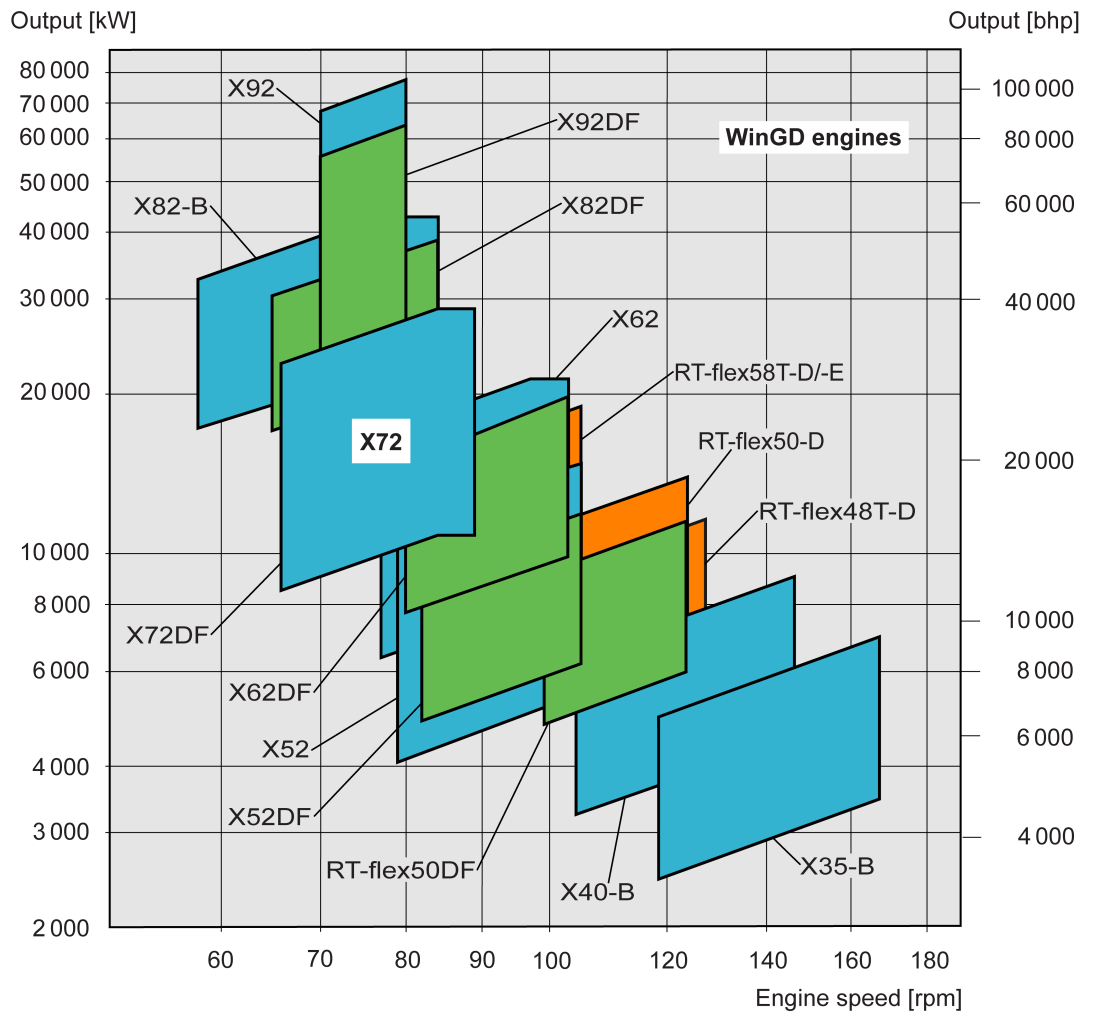
# Marine Installation Manual

Document ID	DBAB646817-
Date of issue	2 November 2016
Product	WinGD X72
Version	a9

# Preface

The Marine Installation Manual is for use by project and design personnel. Each chapter contains detailed information for design engineers and naval architects, enabling them to optimize plant items and machinery space, and to carry out installation design work.

This manual is only designed for persons dealing with this engine.

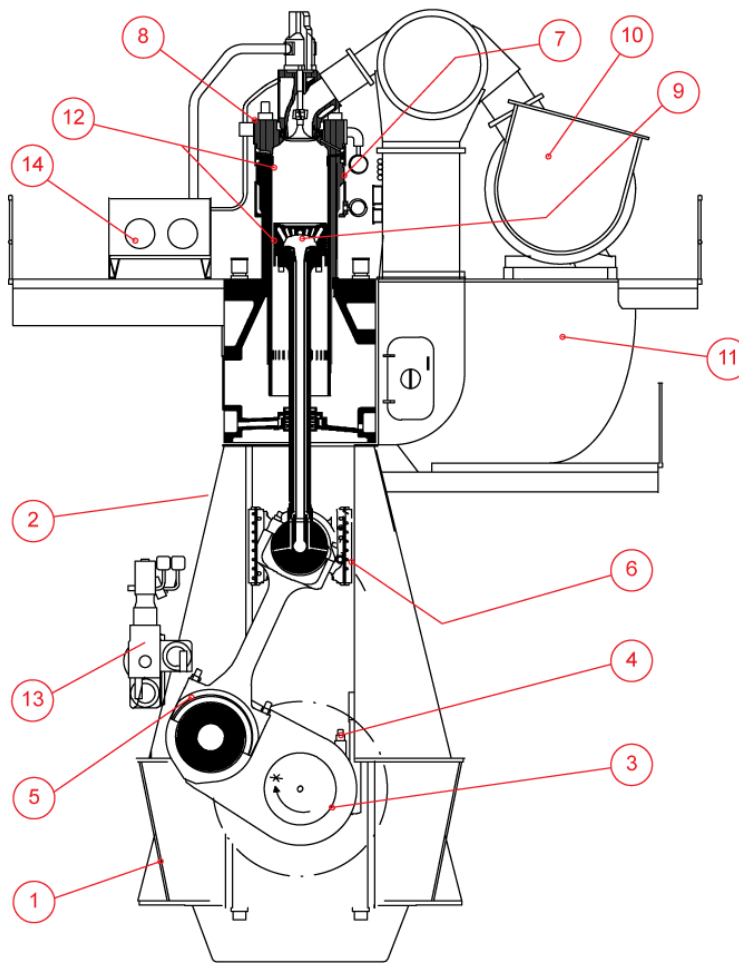


# 1. Engine Characteristics

The WinGD X72 engine is a camshaftless low-speed, reversible and rigidly direct-coupled two-stroke engine featuring common rail injection.

Electronic control of the key engine functions such as exhaust valve drives, engine starting and cylinder lubrication is effected by the UNIC Engine Control System. UNIC also ensures volumetric control of fuel injection.

The WinGD X72 is designed for running on a wide range of fuels, from marine diesel oil (MDO) to heavy fuel oils (HFO) of different qualities.



Remark: \* Direction of rotation: clockwise as standard (viewed from the propeller towards the engine).

Note: This cross section is considered as general information only

**Fig 1.1 Cross section**

1	Bedplate	2	Column	3	Crankshaft	4	Main bearing elastic studs
5	Bottom-end bearings	6	Crosshead	7	Cylinder liner	8	Cylinder cover
9	Piston	10	Turbocharging system	11	Scavenging system	12	Pulse Lubricating System (PLS)
13	Supply unit	14	Rail unit (common rail)				

## 1.1 Primary engine data

**Table 1.1.1 Rating points**

<b>Bore x stroke: 720 x 3086 [mm]</b>				
<b>No. of cyl.</b>	<b>R1 / R1+</b>	<b>R2 / R2+</b>	<b>R3</b>	<b>R4</b>
	<b>Power [kW]</b>			
4	14440	10800	11360	8480
5	18050	13500	14200	10600
6	21660	16200	17040	12720
7	25270	18900	19880	14840
8	28880	21600	22720	16960
<b>Speed [rpm]</b>				
All cyl.	84 / 89	84 / 89	66	66
<b>Brake specific diesel fuel consumption (BSFC) [g/kWh] 100% power</b> <i>Brake specific fuel consumption (BSFC) data are quoted for fuel of lower calorific value 42.7 MJ/kg.</i>				
All cyl.	167.0 / 166.0	160.0 / 160.0	167.0	160.0
<b>mep [bar]</b>				
All cyl.	20.5 / 19.4	15.4 / 14.5	20.5	15.4
<b>Lubricating oil consumption (for fully run-in engines under normal operating conditions)</b>				
System oil	approximately 8 kg/cyl. per day			
Cylinder oil	guide feed rate 0.6 g/kWh			
All other reference conditions refer to ISO standard (ISO 3046-1). The following tolerances for BSFC are to be taken into account: + 5% for 100-85% engine power, + 6% for 84-65% engine power and + 7% for 64-50% engine power.				

## 1.3 Main features and parameters

Bore .....	720 mm
Stroke .....	3086 mm
Number of cylinders .....	4 to 8
Power (MCR) .....	3610 kW/cyl
Speed (MCR) .....	84 / 89 rpm
Mean effect. press. ....	20.5 / 19.4 bar
Mean piston speed .....	8.6 / 9.2 m/s

### 1.3.1 Design features:

- Welded bedplate with integrated thrust bearing and main bearings designed as thin-shell white metal bearings
- Sturdy engine structure with stiff thin-wall box type columns and cast iron cylinder blocks attached to the bedplate by pre-tensioned vertical tie rods
- Semi-built crankshaft
- Thin-shell white metal bottom-end bearings
- Crosshead with crosshead pin and single-piece large white-metal surface bearings lubricated by the engine lubricating system
- Rigid cast iron cylinder monoblock
- Special grey-cast iron cylinder liners, water cooled
- Pulse Lubricating System for high-efficiency cylinder lubrication
- Cylinder cover of high-grade material with a bolted exhaust valve cage containing a Nimonic 80A exhaust valve
- Piston with crown, cooled by combined jetshaker oil cooling
- Constant-pressure turbocharging system comprising high-efficiency turbochargers and auxiliary blowers for low-load operation
- Latest piston running concept for excellent piston running and extended TBO up to 5 years
- Supply unit: high-efficiency fuel pumps feeding the 1000 bar fuel rail
- Rail unit (common rail): both, common rail injection and exhaust valve actuation, are controlled by quick acting solenoid valves

The WinGD X72 is available with 4 to 8 cylinders rated at 3610 kW/cyl to provide a maximum output of 28880 kW for the 8-cylinder engine (see section 1.1).

**Table 1.3.1.1 Overall sizes of engine**

No. cyl.	Overall sizes of engine		
	Length [mm]	Piston dismantling height F1 *1) (crank centre – crane hook) [mm]	Dry weight [t]
4	6791	13560	407
5	8083		481
6	9375		561
7	10667		642
8	11959		716
*1) For F2 and F3 (piston removal with double-jib crane) see section 17.1 'Engine dimensions and masses'.			



## 2. Engine Data

### 2.1 Pressure and temperature ranges

The following table represents a summary of the required pressure and temperature ranges at continuous service rating (CSR). The pump delivery head is obtained by adding the pressure losses in piping system, filters, coolers, valves, etc. and the vertical level pressure difference between pump suction and pressure gauge to the values in the table.

**Table 2.1.1 Pressure and temperature ranges**

System	Location of measurement	Gauge pressure limit values [bar]		Temperature limit values [°C]		
		Min.	Max.	Min.	Max.	Difference
<b>Freshwater</b>						
Cylinder cooling	Inlet	4.0	5.0	70	-	max. 15
	Outlet each cyl.	-	-	set point 90 *1)		
SAC LT circuit (single-stage SAC)	Inlet Cooler	2.0	4.0	25	36	*2)
	Outlet Cooler	-	-	-	80	
<b>Cylinder lubrication</b>						
Cyl. lubricating oil, static pressure	Inlet Engine	0.32	-	35	50	-
<b>Crosshead lubrication</b>						
Engines with CMCR speed range A *3) and B *4): Crosshead LO booster pump <b>needed</b> .						
Engines with CMCR speed range C *5): Crosshead LO booster pump <b>optional</b> .						
Crosshead bearing oil	Inlet Engine *6)	11.0	13.0	40	50	-
	Inlet Engine *7)	7.0	9.0	40	50	-
	Inlet *8)	4.0	5.0	40	50	-
	Outlet	-	-	-	65	-
<b>Main lubrication</b>						
Main bearing oil	Inlet	4.0	5.0	40	50	-
	Outlet	-	-	-	65	-
Piston cooling oil	Inlet	4.0	5.0	40	50	max. 30
	Outlet	-	-	-	80	
Thrust bearing pads	Pads AHEAD	-	-	-	80	-
Torsional vibration damper (steel spring damper)	Supply	4.0	5.0	-	-	-
	Inlet Damper *9)	2.8	5.0	-	-	-
Axial vibration damper (chamber pressure)	Supply	4.0	5.0	-	-	-
	Monitoring	1.7	-	-	-	-

System	Location of measurement	Gauge pressure limit values [bar]		Temperature limit values [°C]		
		Min.	Max.	Min.	Max.	Difference
TC bearing oil (on engine lub. oil system), ABB A100-L/200-L	Inlet	1.0	2.5	-	-	-
	Outlet	-	-	-	110	-
TC bearing oil (with separate lub. oil system), ABB A100-L/200-L	Inlet	1.3	2.5	-	85	-
	Outlet	-	-	-	130	-
TC bearing oil MHI MET MB	Inlet	0.7	1.5	-	-	-
	Outlet	-	-	-	85	-
<b>Fuel oil</b>						
Booster (injection pump)	Inlet	7.0 *10)	10.0 *11)	-	150	-
After pressure retaining valve	Return	3.0	5.0	-	-	-
<b>Scavenge air</b>						
Intake from engine room (pressure drop, max)	Air filter / silencer	max. 10 mbar		-	-	-
Intake from outside (pressure drop, max)	Ducting and filter	max. 20 mbar		-	-	-
Cooling (pressure drop)	New SAC	max. 30 mbar		-	-	-
	Fouled SAC	max. 50 mbar		-	-	-
<b>Air</b>						
Starting air	Inlet Engine	12	25/30	-	-	-
Control air	Engine inlet (engine internal)	7.0	9.0	-	-	-
Air spring air for exhaust valve	Main distributor (engine internal)	6.0	7.5	-	-	-
		normal 6.5				
<b>Exhaust gas</b>						
Receiver	After each cylinder	-	-	-	515	Dev. ±50 *12)
	Before each TC	-	-	-	515	-
Back pressure in manifold after turbocharger	Design maximum	30 mbar		-	-	-
	Fouled maximum	50 mbar		-	-	-
<p>*1) Tolerance steady state condition: ±2 °C. Tolerance transient condition: ±4 °C</p> <p>*2) The water flow has to be within the prescribed limits.</p> <p>*3) Speed range A: 66 rpm ≤ CMCR speed ≤ 70.5 rpm.</p> <p>*4) Speed range B: 70.5 rpm &lt; CMCR speed ≤ 75 rpm.</p> <p>*5) Speed range C: 75 rpm &lt; CMCR speed ≤ 89 rpm.</p> <p>*6) Pressure range for engines <b>with</b> Crosshead LO booster pump (CMCR speed range A).</p> <p>*7) Pressure range for engines <b>with</b> Crosshead LO booster pump (CMCR speed range B).</p> <p>*8) Pressure range for engines <b>without</b> Crosshead LO booster pump (CMCR speed range C).</p> <p>*9) The alarm value can be different. For the applicable setting value, refer to the specification of the damper manufacturer.</p> <p>*10) At 100 % engine power.</p> <p>*11) In stand-by condition; during commissioning of the fuel oil system the fuel oil pressure is adjusted to 10 bar.</p> <p>*12) Maximum temperature deviation among the cylinders.</p>						

## 2.2 Operating Conditions

The engine can be operated at full load in the ambient condition range between **reference conditions** and **design (tropical) conditions**.

### 2.2.1 Reference conditions

The engine performance data, like **BSFC**, **BSEF**, **tE<sub>at</sub>** and others, are based on **reference conditions**. They are specified in ISO Standard 15550 (core standard) and for marine application in ISO Standard 3046 (satellite standard) as follows:

Air temperature before blower .....	25 °C
Engine room ambient air temp. ....	25 °C
Coolant temp. before SAC .....	29 °C
Barometric pressure .....	1000 mbar
Relative air humidity .....	30 %

### 2.2.2 Design conditions

The capacities of ancillaries are specified according to ISO Standard 3046-1 (clause 11.4) following the International Association of Classification Societies (IACS) and are defined as **design conditions**:

Air temperature before blower .....	45 °C
Engine room ambient air temp. ....	45 °C
Coolant temp. before SAC .....	36 °C
Barometric pressure .....	1000 mbar
Relative air humidity .....	60 %

## 2.3 Ancillary system design parameters

The layout of the ancillary systems of the engine is based on the rated performance (rating point Rx, CMCR). The given design parameters must be considered in the plant design to ensure a proper function of the engine and its ancillary systems.

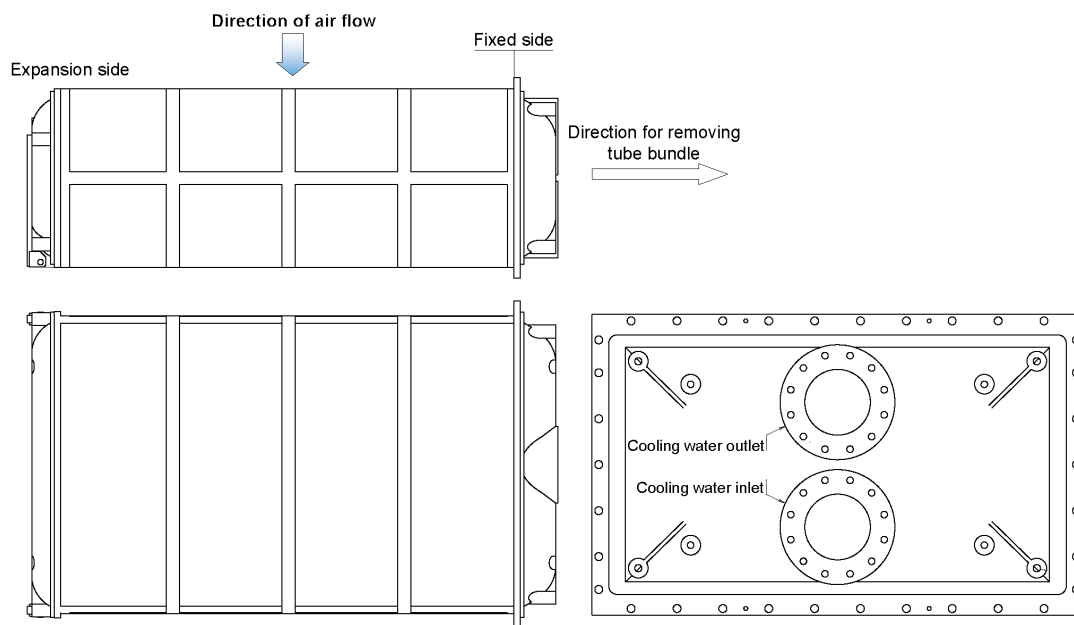
Cylinder water outlet temp. ....	90 °C
Oil temperature before engine .....	45 °C
Exhaust gas back pressure at rated power (Rx) .....	30 mbar

The engine power is independent of ambient conditions. The cylinder water outlet temperature and the oil temperature before engine are system-internally controlled and have to remain at the specified level.

## 2.4 Engine performance data

The calculation of the performance data (BSFC, BSEF, TEaT, etc.) for any engine power is done with the help of the *GTD* program, which provides characteristic parameters in the whole rating field of the engine.

## 2.5 Turbocharger and scavenge air cooler



**Fig 2.5.1 Scavenge air cooler**

## 2.5.1 Turbocharger weights and SAC parameters

Table 2.5.1.1 Turbocharger and scavenge air cooler selection at MCR

Turbocharger		Scavenge air cooler				
Number and type	Mass [kg] per unit	Number and type	Design flow		Pressure drop	
			Water [kg/s]	Air [kg/s]	Water [bar]	Air [pa]
<b>4 cylinders</b>						
1 x A180-L	7500	1 x SAC-A8-SF	67.5	32.1	1.6	3000
1 x A275-L	6300	1 x SAC-A8-SF	67.5	32.1	1.6	3000
<b>5 cylinders</b>						
1 x A185-L	10500	1 x SAC-A11-SF	88.1	48.1	1.6	3000
1 x A280-L	8700	1 x SAC-A11-SF	88.1	48.1	1.6	3000
<b>6 cylinders</b>						
2 x A175-L	5600	2 x SAC-A7-SF	67.5	28.1	1.6	3000
1 x A280-L	8700	1 x SAC-A11-SF	88.1	48.1	1.6	3000
2 x A270-L	3800	2 x SAC-A7-SF	67.5	28.1	1.6	3000
<b>7 cylinders</b>						
2 x A175-L	5600	2 x SAC-A7-SF	67.5	28.1	1.6	3000
1 x A285-L *1)	--	1 x SAC-A12-SF	101.7	56.2	1.6	3000
2 x 275-L	6300	2 x SAC-A7-SF	67.5	28.1	1.6	3000
<b>8 cylinders</b>						
2 x A180-L	7500	2 x SAC-A8-SF	67.5	32.1	1.6	3000
2 x A275-L	6300	2 x SAC-A8-SF	67.5	32.1	1.6	3000

For other ratings than MCR and other makes than ABB turbochargers see GTD.  
\*1) Availability not approved, please contact WinGD.

## 2.5.2 Air filtration

In the event that the air supply to the machinery spaces has a dust content exceeding 0.5 mg/m<sup>3</sup>, which can be the case for ships trading in coastal waters, desert areas or transporting dust creating cargoes, there is a risk of increased wear to the piston rings and cylinder liners. The normal air filters fitted to the turbochargers are intended mainly as silencers but not to protect the engine against dust.

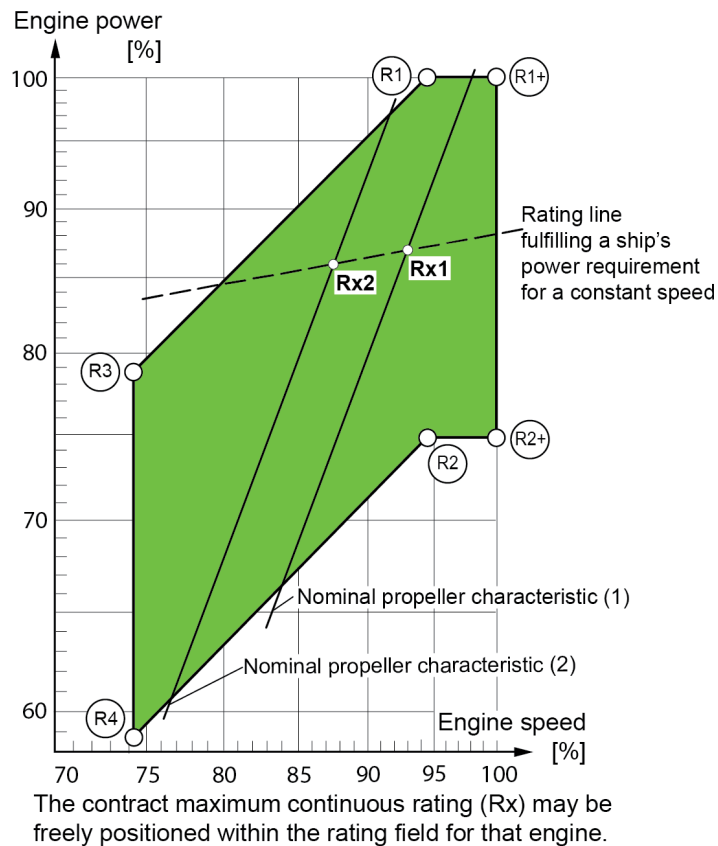
The necessity for installing a dust filter and the choice of filter type depends mainly on the concentration and composition of the dust in the suction air. Where the suction air is expected to have a dust content of 0.5 mg/m<sup>3</sup> or more, the engine must be protected by filtering this air before entering the engine, e.g. on coastal vessels or vessels frequenting ports having high atmospheric dust or sand content.

Winterthur Gas & Diesel Ltd. advises to install a filtration unit for the air supplies to the diesel engines and general machinery spaces on vessels regularly transporting dust creating cargoes, such as iron ore and bauxite.

**Table 2.5.2.1 Guidance for air filtration**

Dust concentration in ambient air			
Normal Most frequent particle sizes	Normal shipboard requirement Short period < 5 % of running time, < 0.5 mg/m <sup>3</sup>	Alternatives necessary in very special circumstances	
		frequently to permanently ≥ 0.5 mg/m <sup>3</sup>	permanently > 0.5 mg/m <sup>3</sup>
> 5 µm	Standard TC filter sufficient	Oil wetted or roller screen filter	Inertial separator and oil wetted filter
< 5 µm	Standard TC filter sufficient	Oil wetted or panel filter	Inertial separator and oil wetted filter
--	Normal requirement for the vast majority of installations	These alternatives apply most likely to only very few extreme cases, e.g. ships carrying bauxite or similar dusty cargoes, or ships routinely trading along desert coasts.	

## 3.1 Rating field



**Fig 3.1.1 Rating field**

The rating field shown in fig. 3.1.1 is the area of power and engine speed. In this area the contract maximum continuous rating of an engine can be positioned individually to give the wanted combination of propulsive power and rotational speed. Engines within this rating field will be tuned for maximum firing pressure and best efficiency.

The engine speed is given on the horizontal axis and the engine power on the vertical axis of the rating field. Both are expressed as a percentage [%] of the respective engine's nominal R1+ parameters.

Percentage values are being used so that the same diagram can be applied to various engine models. The scales are logarithmic so that exponential curves, such as propeller characteristics (cubic power) and mean effective pressure (mep) curves (first power), are straight lines.

The rating field serves to determine the specific fuel oil consumption, exhaust gas flow and temperature, fuel injection parameters, turbocharger and scavenge air cooler specifications for a given engine.

Calculations for specific fuel consumption, exhaust gas flow and temperature after turbine are explained in further chapters.

### 3.2.2 Sea trial power

The sea trial power must be specified. Figure 3.2.1.1 shows the sea trial power to be the power required for point B on the propeller curve. Often and alternatively, the power required for point A on the curve is referred to as 'sea trial power'.

### 3.2.3 Sea margin (SM)

The increase in power to maintain a given ship's speed achieved in calm weather (point A in figure 3.2.1.1) under average service condition (point D) is defined as the 'sea margin'. This margin can vary depending on owner's and charterer's expectations, routes, season and schedules of the ship. The location of the reference point A and the magnitude of the sea margin are determined between the shipbuilder and the owner. They are part of the new building contract.

With the help of effective antifouling paints, dry-docking intervals have been prolonged to 4 or 5 years. Therefore, it is still realistic to provide an average sea margin of about 15 % of the sea trial power (refer to 3.2.1.1), unless, as mentioned above, the actual ship type and service route dictate otherwise.

### 3.2.4 Light running margin (LR)

The sea trial performance (curve 'a') in Fig. 3.2.4.1 should allow for a 4 to 7 % light running of the propeller when compared to the nominal characteristic.

This margin provides a sufficient torque reserve whenever full power must be attained under unfavourable conditions.

Normally, the propeller is hydrodynamically optimised for a point 'B'. The trial speed found for 'A' is equal to the service speed at 'D' stipulated in the contract at 90 % of CMCR.

The recommended light running margin originates from past experience. It varies with specific ship designs, speeds, dry-docking intervals, and trade routes.

#### NOTE



It is the shipbuilder's responsibility to determine the light running margin large enough so that the load range limits on the left side of the nominal propeller characteristic line are not reached in any service condition (see Fig. 3.2.6.1).



**This is the sum of the following factors:**

- **1.5-2 %** influence of wind and weather with adverse effect on the intake water flow of the propeller. Difference between Beaufort 2, sea trial condition, and Beaufort 4-5, average service condition. For vessels with a pronounced wind sensitivity, i.e. containerships or car carriers, this value will be exceeded.
- **1.5-2 %** increase of ship's resistance and mean effective wake brought about by:
  - Rippling of hull (frame to frame)
  - Fouling of local, damaged areas, i.e. boot top and bottom of the hull
  - Formation of roughness under paint
  - Influence on wake formation due to small changes in trim and immersion of bulbous bow, particularly in ballast condition
- **1 %** frictional losses due to increase in propeller blade roughness and consequent drop in efficiency, e.g. aluminium bronze propellers:
  - New: surface roughness = 12 micron
  - Aged: rough surface but no fouling = 40 micron
- **1 %** deterioration in engine efficiency such as:
  - Fouling of scavenge air coolers
  - Fouling of turbochargers
  - Condition of piston rings
  - Fuel injection system (condition and timing)
  - Increase of back pressure due to fouling of the exhaust gas boiler, etc.

### 3.2.5 Engine margin (EM) or operational margin (OM)

Most owners specify the contractual ship's loaded service speed at 85 to 90 % of the contract maximum continuous rating. The remaining 10-15 % power can then be used to catch up with delays in schedule or for the timing of dry-docking intervals. This margin is deducted from the CMCR. Therefore, the 100 % power line is found by dividing the power at point D by 0.85-0.90. The graphic approach to find the level of CMCR is illustrated in fig 3.2.1.1.

In the examples two current methods are shown. Figure 3.2.1.1 presents the method of fixing point B and CMCR at 100 % speed, thus obtaining automatically a light running margin B-D of 3.5 %. Figures show the method of plotting the light running margin from point B to point D or D' and then along the nominal propeller characteristic to obtain the CMCR-point. In the examples, the engine power at point B was chosen to be at 90 % and 85 % respectively.

#### Continuous service rating (CSR=NOR=NCR)

Point A represents power and speed of a ship operating at contractual speed in calm seas with a new clean hull and propeller. On the other hand, the same ship at same speed under service condition with aged hull and average weather requires a power/speed combination according to point D. In that case D is the CSR-point.

#### Contract maximum continuous rating (CMCR = Rx)

By dividing, in our example, the CSR (point D) by 0.90, the 100 % power level is obtained and an operational margin of 10 % is provided. The found point Rx, also designated as CMCR, can be selected freely within the rating field defined by the corner points R1, R1+, R2, R2+, R3 and R4.

Line 6 ..... Maximum torque limit in transient conditions defined by  $P_2/P_1 = (N_2/N_1)^{2.45}$  through 100 % power and 93.8 % speed.  
 The area above line 1 is the overload range. It is only allowed to operate engines in that range for a maximum duration of one hour during sea trials in the presence of authorized representatives of the engine builder.  
 The area between lines 5 and 6 and constant torque line (dark area of Fig. 3.2.6.1), called 'service range with operational time limit', is only applicable for transient conditions, i.e. sea trial or during emergency fast acceleration.

### 3.2.7 Load range with main-engine driven generator

The load range with main-engine driven generator (PTO), whether it is a shaft generator (S/G) mounted on the intermediate shaft or driven through a power take-off gear (PTO-G) mounted on the intermediate shaft or at engine free end side, is shown by curve 'c' in figure 3.2.7.1 . This curve is not parallel to the propeller characteristic without main-engine driven generator, due to the addition of a constant generator power over most of the engine load. In the example of figure 3.2.7.1, the main-engine driven generator is assumed to absorb 5 % of the nominal engine power.

The CMCR-point is selected on a curve which is parallel to the nominal propeller characteristic without PTO. This curve defines the nominal engine characteristic.

	PTO	S/G	PTO-G
Abbreviations	Power Take Off generator – general, without specification of installation type	PTO, directly mounted on the intermediate shaft, named as Shaft Generator	PTO with power take-off Gear

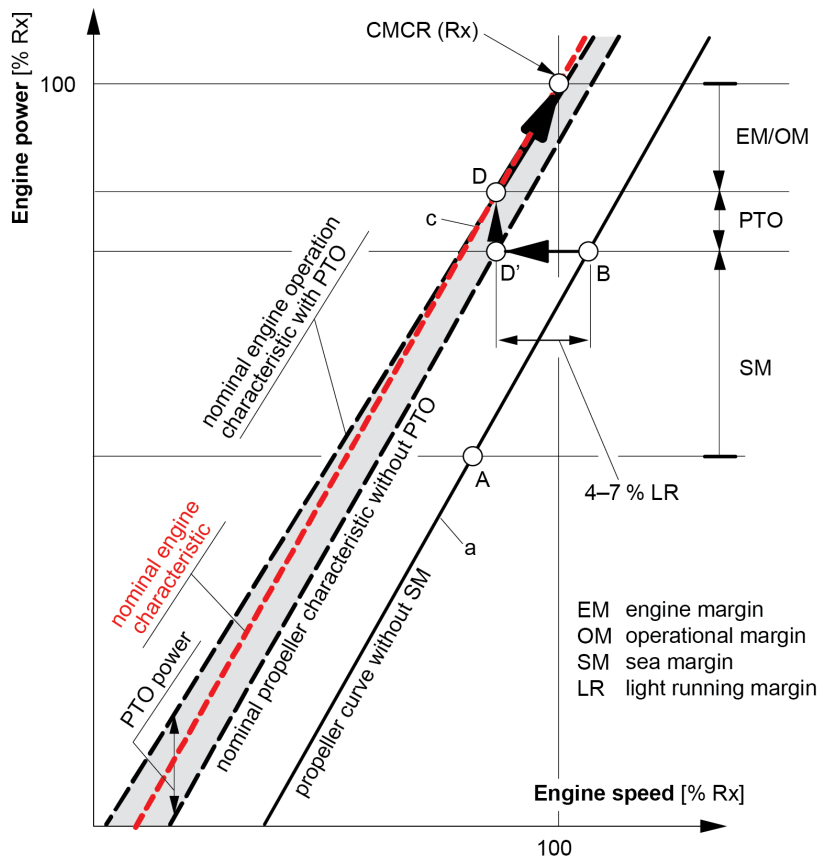


Fig 3.2.7.1 Load range diagram of an engine with main-engine driven generator

## 7. Ancillary Systems

Sizing engine ancillary systems, i.e. freshwater cooling, lubricating oil, fuel oil, etc., depends on the contract maximum engine power. If the expected system design is out of the scope of this manual, contact our representative or Winterthur Gas & Diesel Ltd. directly.

The *GTD* enable all engine and system data at any Rx rating within the engine rating field to be obtained. However, for convenience or final confirmation when optimizing the plant, Winterthur Gas & Diesel Ltd. provide a computerized calculation service.

All pipework systems and fittings are to conform to the requirements laid down by the legislative council of the vessel's country of registration and the classification society selected by the owners. They are to be designed and installed to accommodate the quantities, velocities, flow rates and contents identified in this manual, set to work in accordance with the build specification as approved by the classification society and protected at all times from ingress of foreign bodies. **All pipework systems are to be flushed and proved clean before commissioning.**

The data given in section 7.1 are applicable to the **nominal maximum continuous rating R1+** of the 4 to 8-cylinder engines and suitable for estimating the size of ancillary equipment.

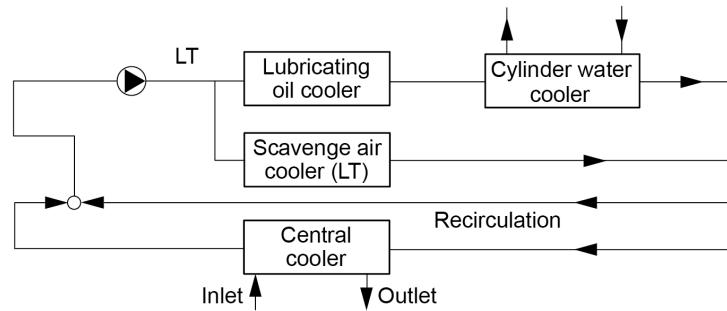
These data refer to engines with the following conditions/features:

- At design (tropical) conditions
- Delta Tuning
- Central freshwater cooling system with single-stage scavenge air cooler (SAC) and separate HT circuit
- ABB A100-L / A200-L turbochargers
- Turbochargers lubricated from the engine's lubricating system

Furthermore the following data are obtainable from the *GTD* or on request from Winterthur Gas & Diesel Ltd.:

- Data for engines fitted with ABB A200-L and MHI MET turbochargers
- Standard Tuning
- Derating and part-load performance data
- Delta Bypass Tuning
- Data for Low-Load Tuning

## 7.1 Ancillary systems data at MCR



**Fig 7.1.1 Central freshwater cooling system with separate HT circuit**

**Table 7.1.1 Cylinder cooling, Scavenge air cooler, Exhaust gas**

Cyl	Cylinder cooling (HT)		Scavenge air cooler (LT)		Exhaust gas	
	Heat dissipation [kW]		Heat dissipation [kW]		Steam Production Power [kW] *1)	
4	Heat dissipation [kW]	2041	Heat dissipation [kW]	7169	Steam Production Power [kW] *1)	3801
	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	119	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	221	Mass flow [t/h]	108
	FW temp. engine in/out [°C]	75.0 / 90.0	FW temp. engine in/out [°C]	36.0 / 64.0	Temp. after turbine [°C]	284
			SAC mass flow [t/h]	105		
5	Heat dissipation [kW]	2560	Heat dissipation [kW]	8961	Steam Production Power [kW] *1)	4751
	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	149	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	241	Mass flow [t/h]	135
	FW temp. engine in/out [°C]	75.0 / 90.0	FW temp. engine in/out [°C]	36.0 / 68.0	Temp. after turbine [°C]	284
			SAC mass flow [t/h]	132		
6	Heat dissipation [kW]	3079	Heat dissipation [kW]	10752	Steam Production Power [kW] *1)	5702
	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	179	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	379	Mass flow [t/h]	162
	FW temp. engine in/out [°C]	75.0 / 90.0	FW temp. engine in/out [°C]	36.0 / 61.0	Temp. after turbine [°C]	284
			SAC mass flow [t/h]	158		
7	Heat dissipation [kW]	3599	Heat dissipation [kW]	12546	Steam Production Power [kW] *1)	6652
	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	210	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	443	Mass flow [t/h]	189
	FW temp. engine in/out [°C]	75.0 / 90.0	FW temp. engine in/out [°C]	36.0 / 60.0	Temp. after turbine [°C]	284
			SAC mass flow [t/h]	184		
8	Heat dissipation [kW]	4118	Heat dissipation [kW]	14337	Steam Production Power [kW] *1)	7602
	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	240	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	443	Mass flow [t/h]	216
	FW temp. engine in/out [°C]	75.0 / 90.0	FW temp. engine in/out [°C]	36.0 / 64.0	Temp. after turbine [°C]	284
			SAC mass flow [t/h]	211		
*1) Steam Production Power for a constant temperature after economizer of 180 °C. Tolerances: SPP ±7 %, cylinder heat dissipation +0/-15 %.						

**Table 7.1.2 Lubricating oil cooler, Central cooler**

Cyl	Lubricating oil cooler		Central cooler	
4	Heat dissipation *2) [kW]	1221	Heat dissipation [kW]	10430
	Oil flow *2) [m <sup>3</sup> /h]	164	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	327
	Oil temp. cooler in/out [°C]	60.0 / 45.0	FW temp. cooler in/out [°C]	64.0 / 36.0
	Water flow [m <sup>3</sup> /h]	106	SW flow [m <sup>3</sup> /h]	502
	Water temp. cooler in/out [°C]	36.0 / 46.0	SW temp. cooler in/out [°C]	32.0 / 50.0
5	Heat dissipation *2) [kW]	1524	Heat dissipation [kW]	13046
	Oil flow *2) [m <sup>3</sup> /h]	188	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	373
	Oil temp. cooler in/out [°C]	62.0 / 45.0	FW temp. cooler in/out [°C]	66.0 / 36.0
	Water flow [m <sup>3</sup> /h]	132	SW flow [m <sup>3</sup> /h]	627
	Water temp. cooler in/out [°C]	36.0 / 46.0	SW temp. cooler in/out [°C]	32.0 / 50.0
6	Heat dissipation *2) [kW]	1852	Heat dissipation [kW]	15684
	Oil flow *2) [m <sup>3</sup> /h]	212	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	539
	Oil temp. cooler in/out [°C]	63.0 / 45.0	FW temp. cooler in/out [°C]	61.0 / 36.0
	Water flow [m <sup>3</sup> /h]	161	SW flow [m <sup>3</sup> /h]	754
	Water temp. cooler in/out [°C]	36.0 / 46.0	SW temp. cooler in/out [°C]	32.0 / 50.0
7	Heat dissipation *2) [kW]	2130	Heat dissipation [kW]	18274
	Oil flow *2) [m <sup>3</sup> /h]	237	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	628
	Oil temp. cooler in/out [°C]	63.0 / 45.0	FW temp. cooler in/out [°C]	61.0 / 36.0
	Water flow [m <sup>3</sup> /h]	185	SW flow [m <sup>3</sup> /h]	879
	Water temp. cooler in/out [°C]	36.0 / 46.0	SW temp. cooler in/out [°C]	32.0 / 50.0
8	Heat dissipation *2) [kW]	2455	Heat dissipation [kW]	20921
	Oil flow *2) [m <sup>3</sup> /h]	262	FW flow [m <sup>3</sup> /h]	656
	Oil temp. cooler in/out [°C]	64.0 / 45.0	FW temp. cooler in/out [°C]	64.0 / 36.0
	Water flow [m <sup>3</sup> /h]	213	SW flow [m <sup>3</sup> /h]	1006
	Water temp. cooler in/out [°C]	36.0 / 46.0	SW temp. cooler in/out [°C]	32.0 / 50.0
*2) Excluding heat and oil flow for damper and PTO gear.				

**Table 7.1.3 Pump capacities and delivery heads**

Cyl	Lubricating oil *4)		HT circuit		LT circuit		Fuel oil booster		Fuel oil feed		Seawater	
	m <sup>3</sup> /h	bar *3)	m <sup>3</sup> /h	bar *3)	m <sup>3</sup> /h	bar *3)	m <sup>3</sup> /h	bar *3)	m <sup>3</sup> /h	bar *3)	m <sup>3</sup> /h	bar *3)
4	164	6.6	119	3.0	327	2.8	6.5	6.5	3.6	5.0	502	2.0
5	188	6.6	149	3.0	373	2.8	8.1	6.5	4.5	5.0	628	2.0
6	214	6.6	179	3.0	539	2.8	9.7	6.5	5.4	5.0	754	2.0
7	237	6.6	210	3.0	628	2.8	11.4	6.5	6.3	5.0	879	2.0
8	262	6.6	240	3.0	656	2.8	13.0	6.5	7.2	5.0	1006	2.0

\*3) Pressure difference across pump. Final delivery head must be according to the actual piping layout.

\*4) Oil flow is specified for CMCR speed range C "without crosshead LO pump" and without flow for damper and PTO gear. Speed range A and B "with crosshead LO" require a slightly higher oil flow. See values in the GTD.

**Table 7.1.4 Crosshead LO booster pump capacities / delivery heads**

No. of cyl.	Speed range A		Speed range B	
	m <sup>3</sup> /h	bar	m <sup>3</sup> /h	bar
4	19	8.5	13	4.5
5	24	8.5	17	4.5
6	29	8.5	20	4.5
7	34	8.5	23	4.5
8	38	8.5	26	4.5

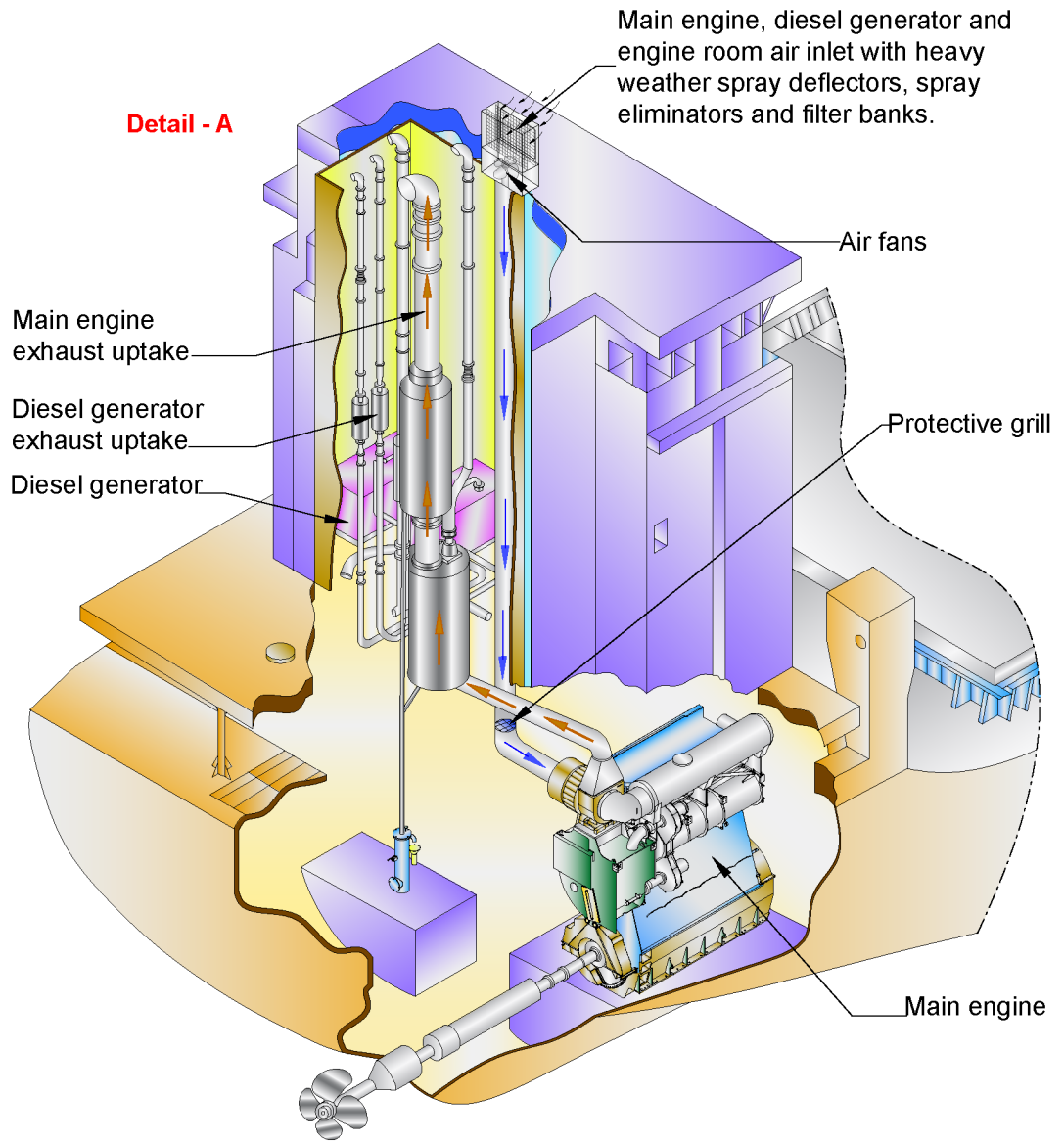
Speed range A: 66 rpm ≤ CMCR speed ≤ 70.5 rpm  
Speed range B: 70.5 rpm < CMCR speed ≤ 75 rpm  
Speed range C: 75 rpm < CMCR speed ≤ 89 rpm: no crosshead LO booster pump

**Table 7.1.5 Engine radiation**

Cyl	Engine radiation	
4	kW	145
5		169
6		193
7		217
8		241

**Table 7.1.6 Starting air**

Cyl	Bottles, pressure [bar]	Bottles, capacity each [m <sup>3</sup> ]	Air compressors, capacity each [m <sup>3</sup> /h]
4	30	2 x 8	2 x 240
5		2 x 9	2 x 270
6		2 x 9	2 x 270
7		2 x 9	2 x 270
8		2 x 9	2 x 270
Values calculated for 12 starts and a refilling time of 1 hour, when Jrel = 2.0.			



**Fig 14.2** Direct suction of combustion air - main and auxiliary engine



## 14.1 Engine air inlet - Operating temperatures of 45 to 5 °C

The WinGD X72 engine does not require any special measures, such as pre-heating the air at low temperatures, even when operating on heavy fuel oil at part load, idling and starting up. The only condition which must be fulfilled is that the water inlet temperature to the scavenge air cooler is not lower than 25 °C.

This means:

- When the combustion air is drawn directly from the engine room, no pre-heating of the combustion air is necessary.
- When the combustion air is ducted in from outside the engine room and the air suction temperature does not fall below 5 °C, no measures have to be taken.

The central freshwater cooling system allows recovering the heat dissipated from the engine and maintains the required scavenge air temperature after the scavenge air cooler by recirculating part of the warm water through the low-temperature system.

## 14.2 Arctic conditions at operating temperatures of less than 5 °C

Under arctic conditions the ambient air temperatures can meet levels of more than minus 50 °C. If the combustion air is drawn directly from outside, the engine may operate over a wide range of ambient air temperatures between arctic condition and tropical (design) condition (45 °C).

To avoid the need of providing an expensive combustion air pre-heater, a system has been developed that enables the engine to be operated directly with cold air from outside.

If the air inlet temperature drops to less than 5 °C, the air density in the cylinders increases to such an extent that the maximum permissible cylinder pressure is exceeded. This can be compensated by blowing off a certain amount of the scavenge air through a blow-off device as shown in figure 14.2.1.

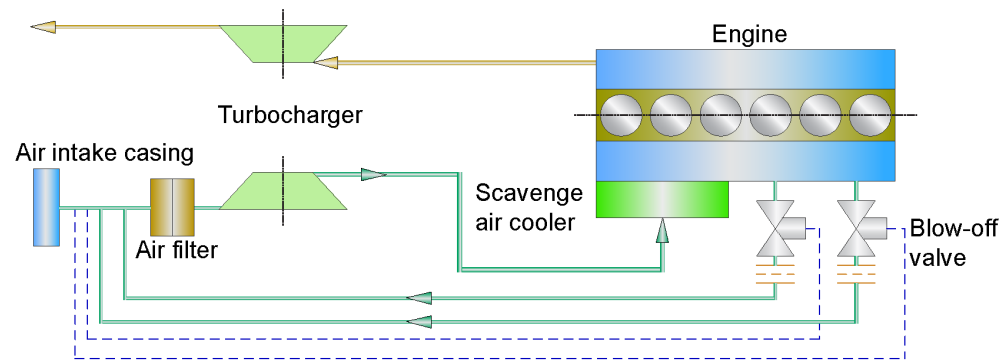


Fig 14.2.1 Scavenge air system for arctic conditions

## 17.1 Engine dimensions and masses

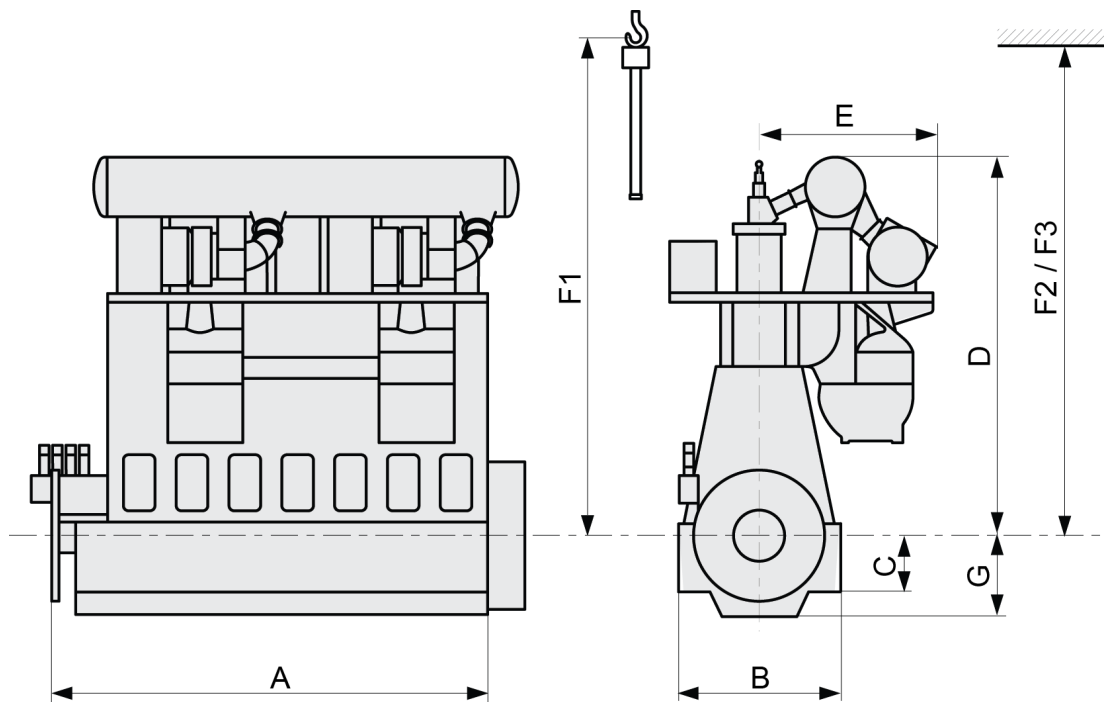


Fig 17.1.1 Engine dimensions

No. cyl.	Dimensions in mm with a tolerance of approx. $\pm 10$ mm									Net engine mass *1)
	A	B	C	D	E	F1	F2	F3	G	[tonnes]
4	6791	4780	1575	11091	4342	13560	13560	12580	2455	407
5	8083									481
6	9375									561
7	10667									642
8	11959									716
Min. crane capacity: <b>7500</b> kg										
*1) without oil/water E: dimension depends on turbocharger type F1: min. height for vertical removal of piston F2: min. height for vertical removal with double-jib crane F3: min. height for tilted removal with double-jib crane - Net engine mass estimated according to nominal dimensions given in drawings, including turbocharger and SAC, piping and platforms										

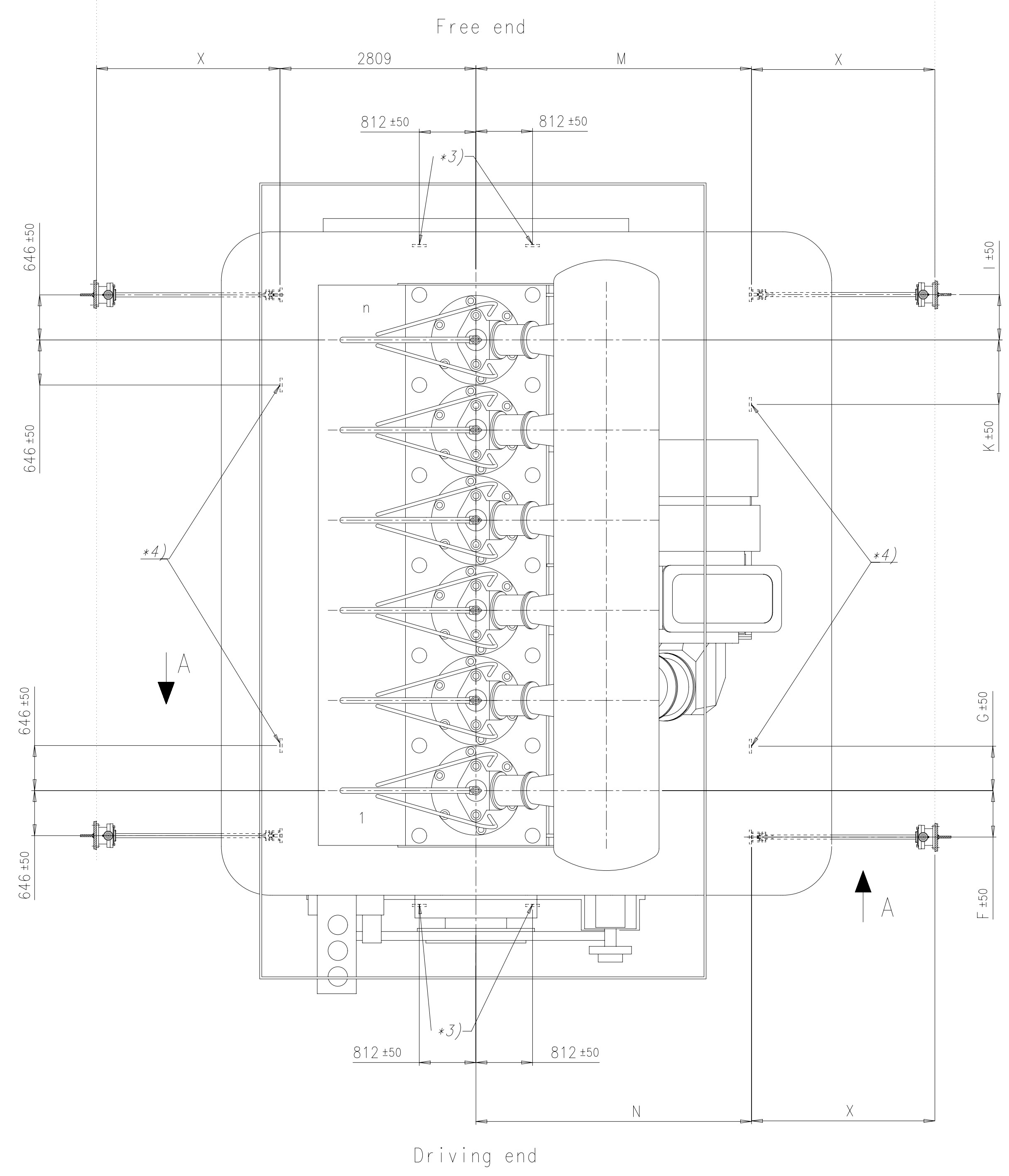
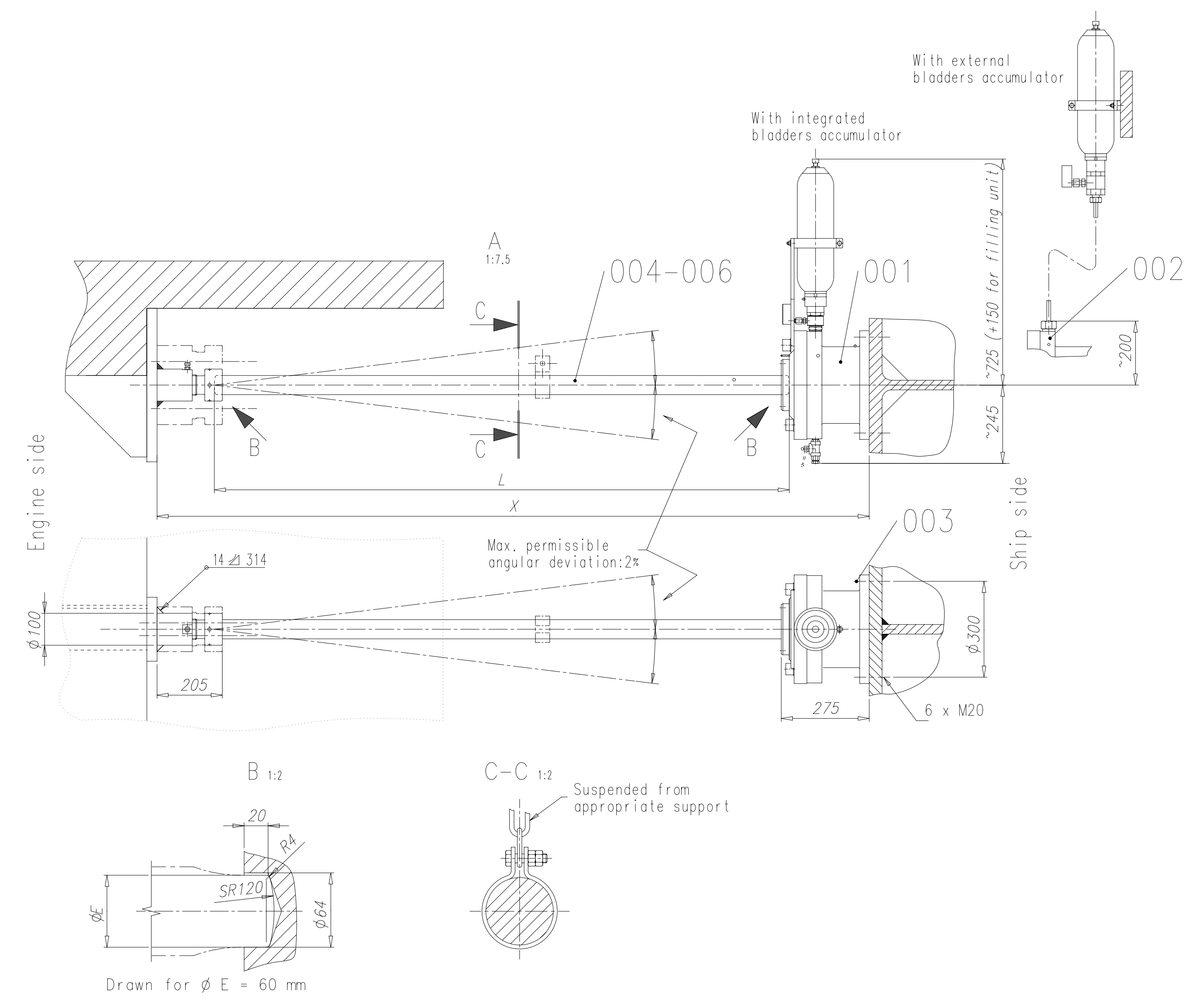
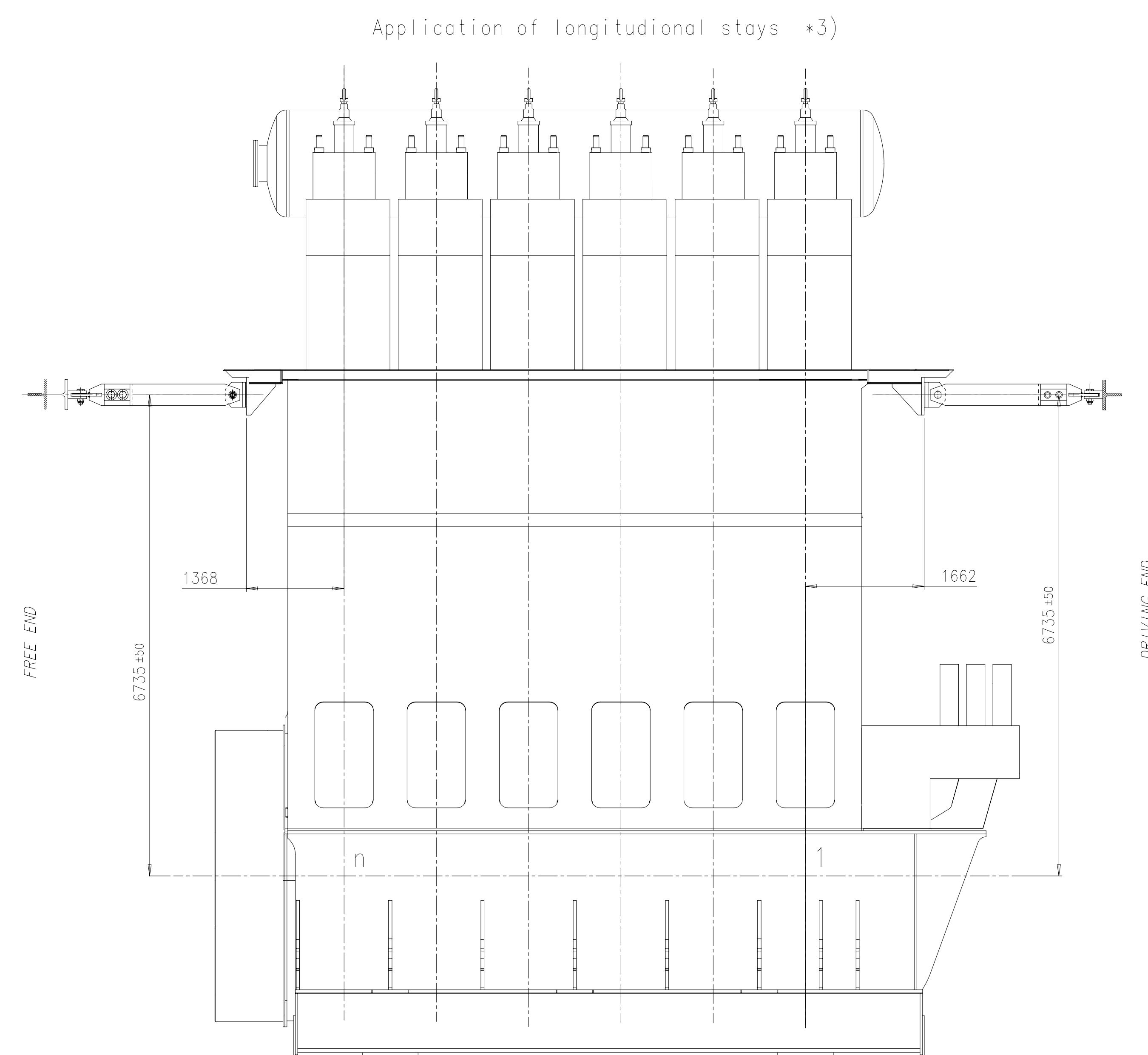
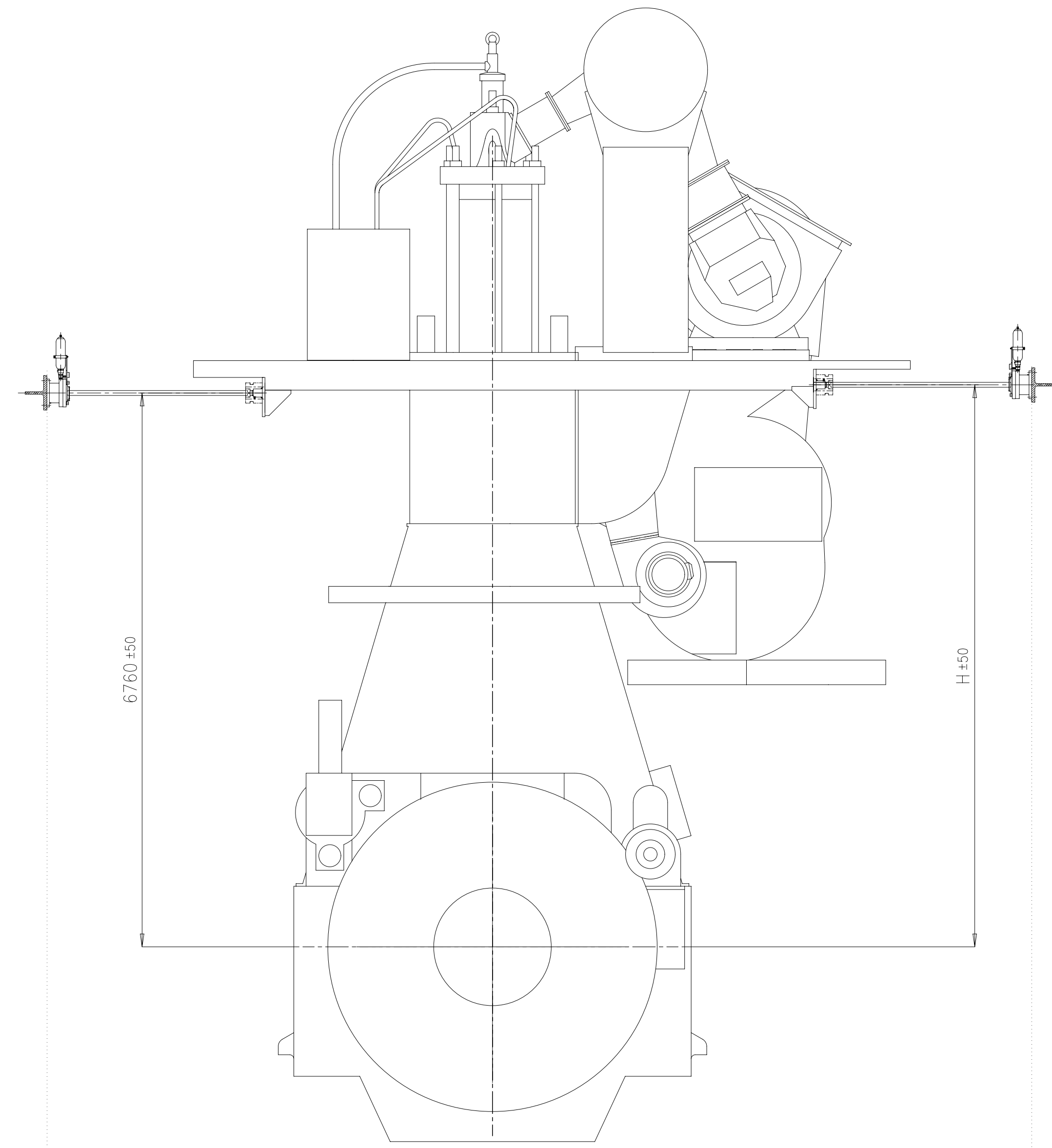
Winterthur Gas & Diesel Ltd. in brief:

Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD) is a leading developer of two-stroke low-speed gas and diesel engines used for propulsion power in merchant shipping. WinGD's target is to set the industry standard for reliability, efficiency and environmental friendliness. WinGD provides designs, licences and technical support to manufacturers, shipbuilders and ship operators worldwide. The engines are sold under the WinGD brand name and are manufactured under licence in four shipbuilding countries. WinGD has its headquarters in Winterthur, Switzerland, where its activities were founded in 1898.

See also [www.wingd.com](http://www.wingd.com)

**Winterthur Gas & Diesel Ltd.**  
Switchboard +41 52 262 07 14  
Fax +41 52 262 07 18  
[www.wingd.com](http://www.wingd.com)

**WIN GD**  
*Winterthur Gas & Diesel*



Requirement for top bracing application

No. of Cyl.	5	6	7	8
Lateral stays	A	B	B <sup>(2)</sup> /C <sup>(1)</sup>	A
Longitudinal stays	B	C	C	C

Remarks:  
 A: The countermeasure indicated is needed.  
 B: The countermeasure indicated maybe needed and provision for the corresponding countermeasure is recommended.  
 C: The countermeasure indicated is not needed

- \*1) for standard rating fields ( $n_{max} \leq 84rpm$ )
- \*2) for extended rating fields ( $n_{max} > 84rpm$ )
- \*3) Attachment points for application of longitudinal stays (friction type) if required (optional).  
 2 pcs on driving end OR 2 pcs on free end.  
 The necessity for longitudinal stays application (5 cyl.) needs to be determined by the shipyard based on vibration measurements. Attachment points (plates, stiffener) need to be prepared accordingly. WinGD friction stay layout is provided in D09715 / friction type stays
- \*4) Attachment points for application of additional lateral stays if required (optional). Necessity for stays application and final amount of stays are to be determined by the shipyard based on vibration measurements.

Attachment points for stay application

No. of Cyl.	Turbocharger type	F	G	K	I	M	N	H
5	1 X A270	651	351	925	650	4311	4311	6735
	1 X A170	651	351	925	650	4311	4311	6735
	1 X A275	651	351	925	650	4311	4311	6735
	1 X A175	651	351	925	650	4311	4311	6735
	1 X MET60	651	351	925	650	4311	4311	6735
6	1 X MET66	651	351	925	650	4311	4311	6735
	1 X MET71	651	631	622	650	4861	4861	6735
	1 X MET66	651	646	646	650	4961	4961	6735
	1 X MET60	651	646	646	650	4057	4056	6735
7	1 X A275	651	631	622	650	4861	4861	6735
	2 X MET53	651	646	646	650	4057	4056	6735
8	1 X MET83MB	651	646	646	650	4515	4515	6735
ON REQUEST								

Specification for application of stays according to WinGD design

Hydraulic stays of single acting type  
 - attached on fuel pump side (2 pcs) AND exhaust gas side (2 pcs)

		Lateral	Longitudinal
Max. engine force *5)	$F_{e,max}$ (kN)	160	160
Max. stay pretensioning force *6)	$F_{s,max}$ (kN)	230	-
Max. force acting on ship's hull *7)	$F_{h,max}$ (kN)	390	160
Minimum stiffness	$k_{min}$ (N/m)	$0,5 \times 10^9$	$0,8 \times 10^9$
Permissible deflection per 100 kN	$Def_{max}$ (mm)	0.2	0.125

- \*5) Relevant engine forces resulting from lateral moments of X/H-type at R1 rating are considered.
- \*6) The provided value represents the transmitted force per stay (2 pcs per side). The max. stay pre-tensioning force results from the oil pressure in the hydraulic cylinder at max. piston recess (value provided in the stay assembly instruction). For application of friction stays, as considered in longitudinal direction for 5 cylinder engine (2 pcs on free end OR 2 pcs on driving end) this value has no relevance.
- \*7) The max. force acting on ship's hull is the sum of the max. resulting engine force and the max. stay pre-tensioning force. It has to be considered for the layout of the attachment points on ship hull side.

Material ID	L (mm)	$\phi E$ (mm)	
PAAD109181	up to 1500	60	With integrated bladders accumulator
PAAD109182	1501 to 2200	75	
PAAD109183	2201 to 2800	90	
PAAD109184	up to 1500	60	With external bladders accumulator
PAAD109185	1501 to 2200	75	
PAAD109186	2201 to 2800	90	

X defines the clear width between engine attachment points on engine and ship side  
 X TO BE DETERMINED BY SHIPYARD  
 When determining Xmin and L observe: Xmin=1260mm, L=X-430mm

Specification for application of stays according to third party maker design

Hydraulic stays of single acting type  
 - Installed on exhaust gas side AND fuel pump side  
 Hydraulic stays of double acting type  
 - Installed on exhaust gas side OR fuel pump side

Stays amount per side to be determined by the shipyard to fulfill the requirements.

If the installation of four stays per side (double acting type) is required, i.e. in addition to the outer attachment points (standard) also the inner attachment points (optional) are utilized, a reinforcement of the attachment points (plates, stiffener) needs to be checked to fulfill the requirements concerning strength and stiffness.

Requirements that need to be fulfilled by the top bracing:

- Self adapting to hull deformation.
- Limited static reaction force acting on the engine and hull attachment points. External forces and moments from the engine are defined by the Dynamic Characteristics of WinGD-X/RT- flex and RTA engines.
- Max. stay pre-tensioning forces which have to be considered in addition are defined by the supplier of the stays.
- Sufficient stiffness of the stay
- Dynamic stiffness of stays (dynamic spring rate) according to stays supplier specification.
- Acceptable vibrations (RMS) for WinGD 2-stroke engines have to be fulfilled. Performance of hydraulic stays has to be checked during vibration measurements.
- Stays position in vertical direction, respectively the distance to the bottom side of the upper platform beam has to be arranged in that way that sufficient space for welding and application of the max. admissible stays inclination remains.

Remark:  
 The Engine outline view is drawn for a 6 cylinder engine with 1 TC. However, the specification of the stays attachment points in relation to the foremost/all cylinder is valid for all cylinder numbers and TC configuration. TC specific stay positions are provided in the table on right hand side.

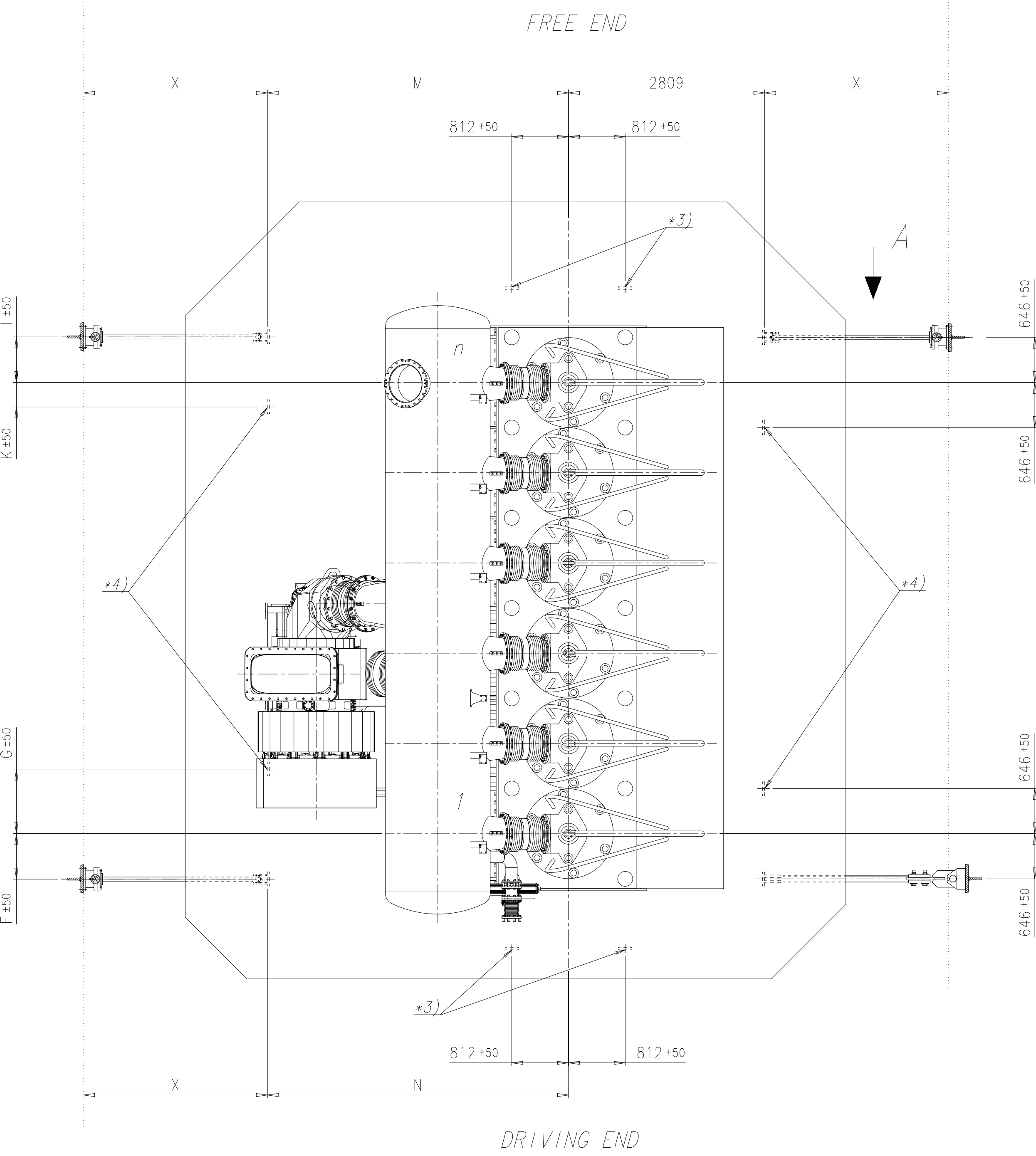
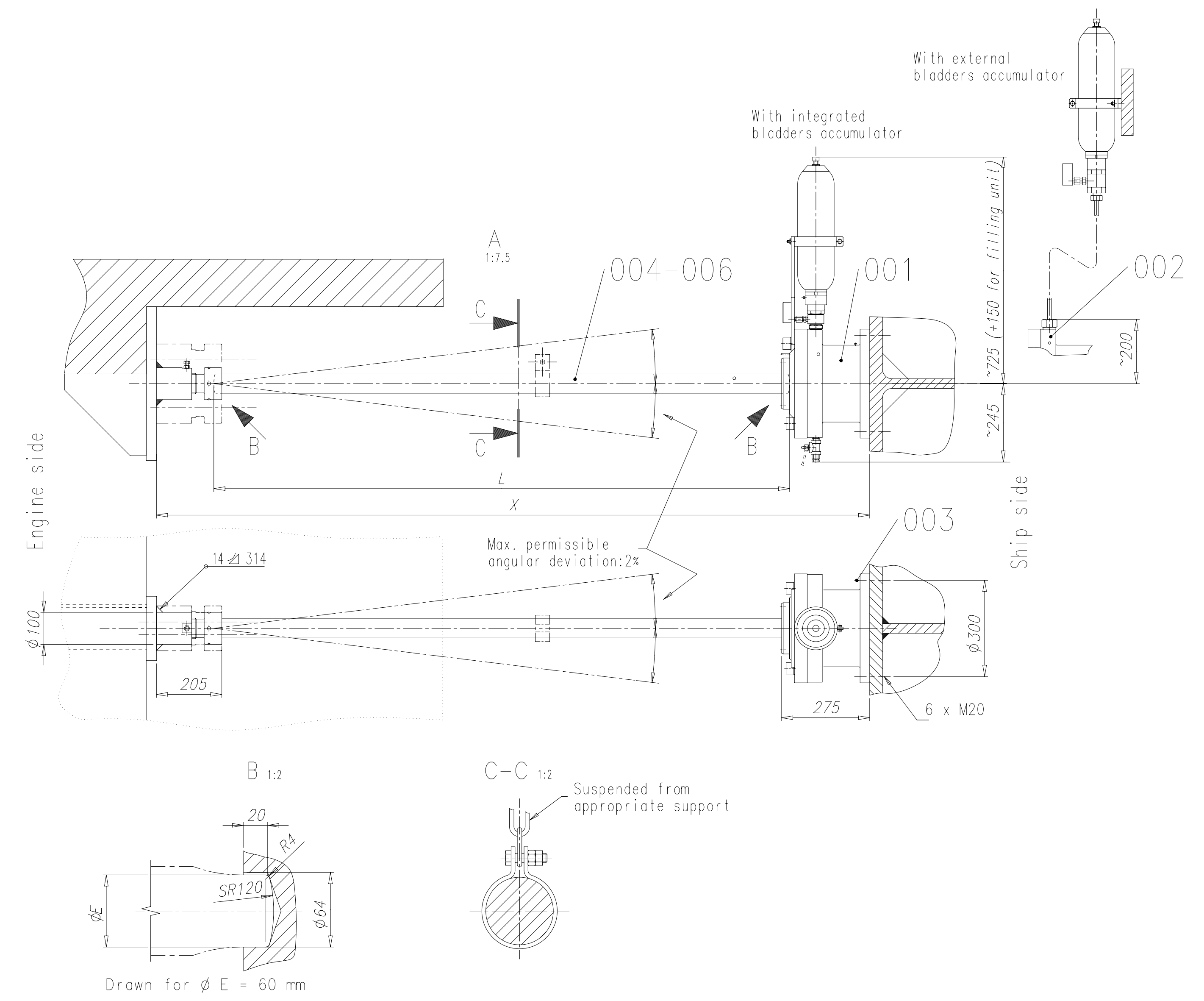
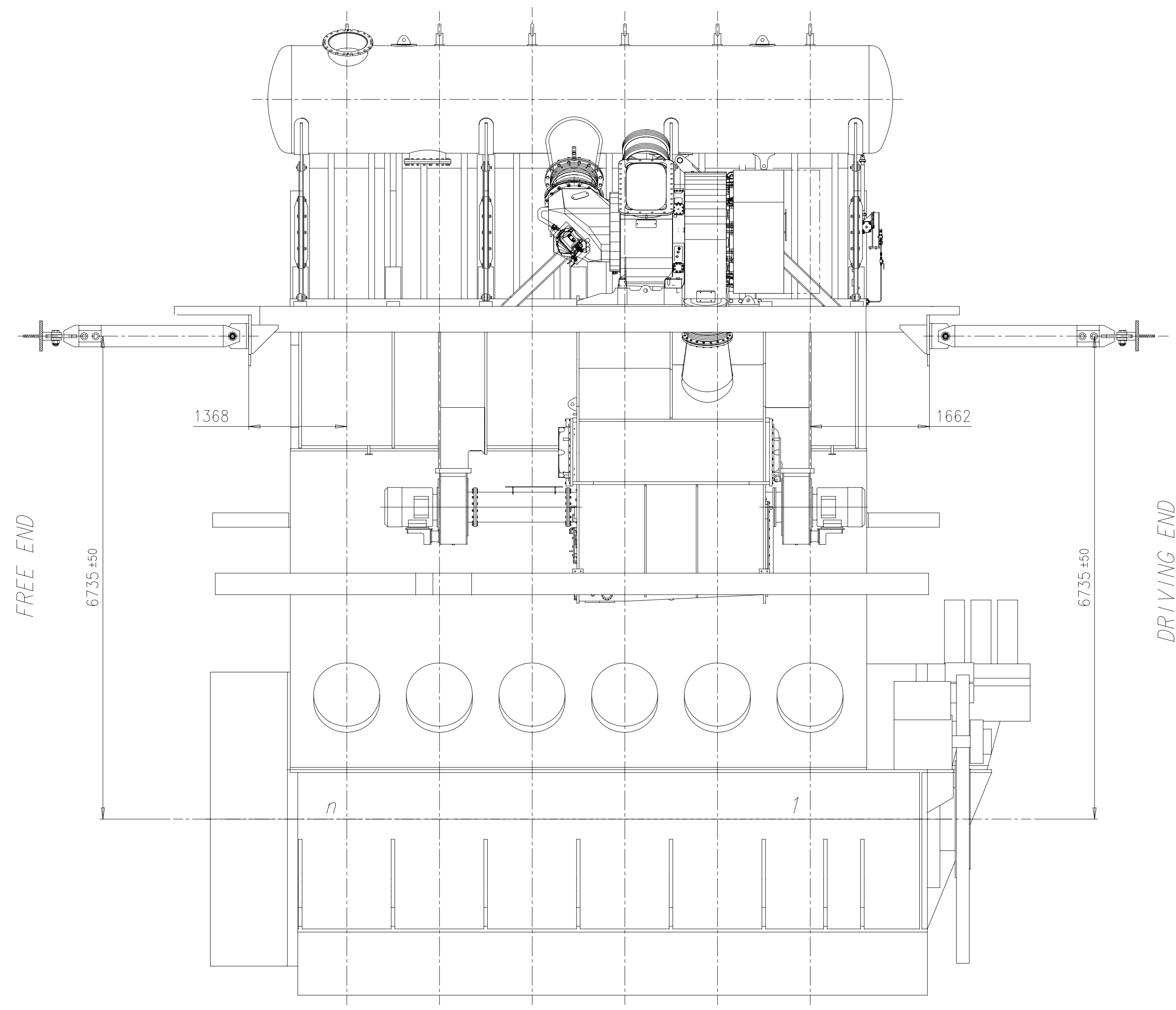
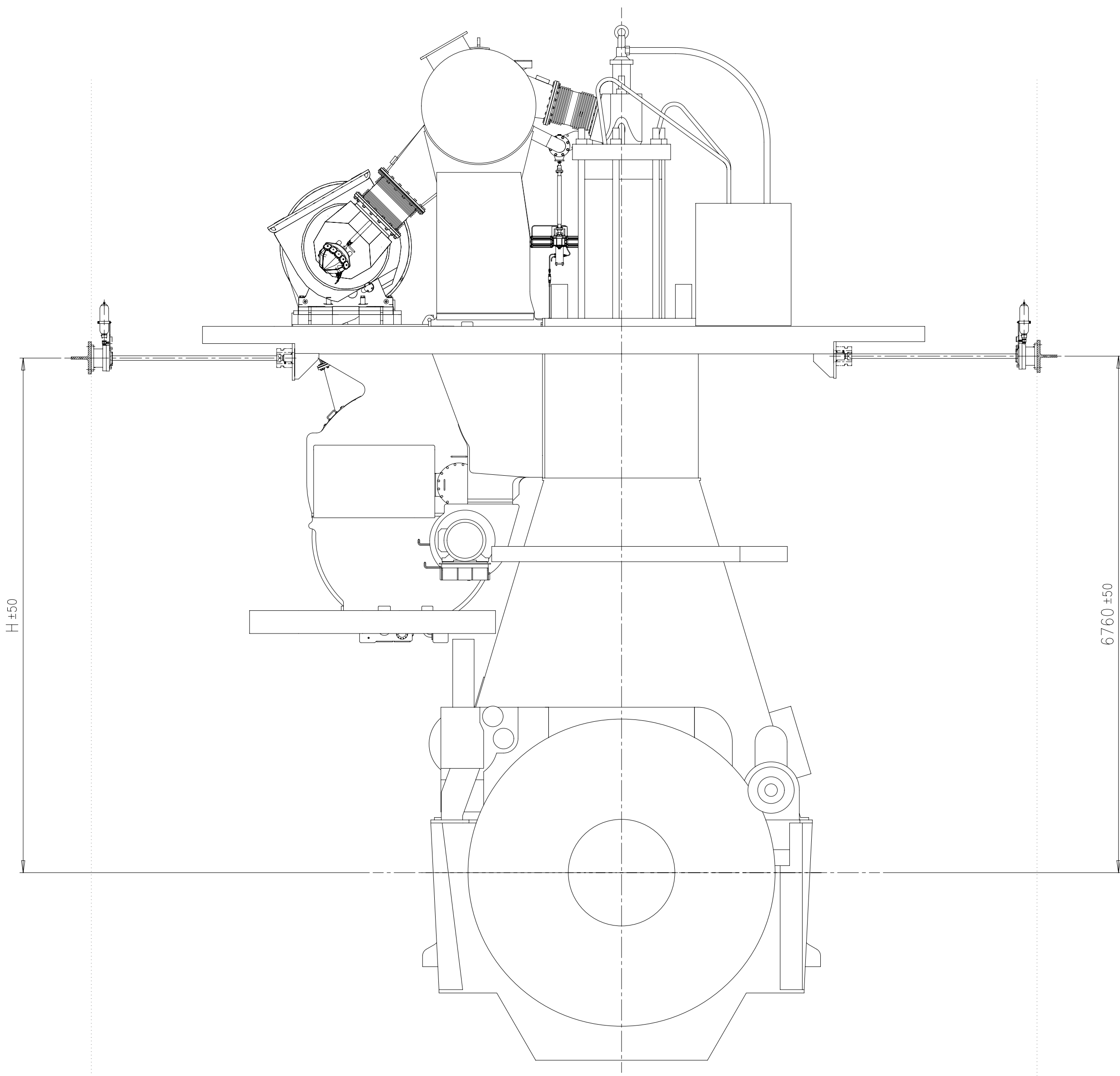
Net weight		Quantity PER ENGINE		SEQ. NO.	Material ID	Material Name	Dimension, Doc	Standard or Material Standard	Basic Material	Weight
1	1	1	1	010	107.165.820.500	HYDRAULIC LATERAL DEVICE	107.165.820			0,001
24	24	24	24	007	015.15104.641	HEXAGON HEAD SCREW	M20x170		88	0,422
4	-	4	-	005	PAAD005758	ROUND BAR	2201 to 2800	DAAD006100	C4SE S45C	11,0
-	4	-	4	004	PAAD005756	ROUND BAR	1501 to 2200	DAAD006100	C4SE S45C	76,0
-	-	4	-	003	PAAD005752	ROUND BAR	up to 1500	DAAD006100	C4SE S45C	33,0
4	4	4	-	002	107.165.800.201	HYDRAULIC CYLINDER	107.165.800			1,47
4	4	4	4	001	107.165.800.200	HYDRAULIC CYLINDER	107.165.800			15,1

Product: W5-8X72, W5-8X72ZB, W5-8X72-B  
 ENGINE STAYS HYDRAULIC TYPE Motorabstützung hydraulische Ausführung

Units: mm, kg, N, °C  
 Scale: 1:45  
 Sheet: 1/1  
 Drawing No: 9715  
 Design Group: 9715  
 Material ID: DAAD026846

WARRANTY: 24 Months  
 GENERAL TOLERANCES: ACCORDING TO ISO 2768-mS

Application of longitudinal stays \*3)



Requirement for top bracing application

No. of Cyl.	4	5	6	7	8
Lateral stays	A	A	B	B <sup>(2)</sup> /C <sup>(1)</sup>	A
Longitudinal stays	B	B	C	C	C

Remarks:

- A: The countermeasure indicated is needed.  
 B: The countermeasure indicated maybe needed and provision for the corresponding countermeasure is recommended.  
 C: The countermeasure indicated is not needed.
- \*1) for standard rating fields ( $n_{max} \leq 84rpm$ )
  - \*2) for extended rating fields ( $n_{max} > 84rpm$ )
  - \*3) Attachment points for application of longitudinal stays (friction type) if required (optional)  
 2 pcs on driving end OR 2 pcs on free end.  
 The necessity for longitudinal stays application (4 & 5 cyl.) needs to be determined by the shipyard based on vibration measurements. Attachment points (plates, stiffener) need to be prepared accordingly. WinGD friction stay layout is provided in D08715 / friction type stays
  - \*4) Attachment points for application of additional lateral stays if required (optional). Necessity for stays application and final amount of stays are to be determined by the shipyard based on vibration measurements.

Attachment points for stay application

No. of Cyl.	Turbocharger type	F	G	K	I	M	N	H
4		ON REQUEST						
5	1 X A175	650	925	351	651	4311	4311	6735
6	1 X A275	650	925	351	651	4311	4311	6735
7		ON REQUEST						
8		ON REQUEST						

Specification for application of stays according to WinGD design

Hydraulic stays of single acting type  
 - attached on fuel pump side (2 pcs) AND exhaust gas side (2 pcs)

Requirements for ship side attachment points		Lateral	Longitudinal
Max. engine force *5)	$F_{E_{max}}$ (kN)	160	160
Max. stay pretensioning force *6)	$F_{S_{max}}$ (kN)	230	-
Max. force acting on ship's hull *7)	$F_{H_{max}}$ (kN)	390	160
Minimum stiffness	$k_{min}$ (N/m)	$0.5 \times 10^9$	$0.8 \times 10^9$
Permissible deflection per 100 kN	$De_{flex}$ (mm)	0.2	0.125

- \*5) Relevant engine forces resulting from lateral moments of X/H-type at R1 rating are considered. The provided value represents the transmitted force per stay (2 pcs per side).
- \*6) The max. stay pretensioning force results from the oil pressure in the hydraulic cylinder at max. piston recess (value provided in the stay assembly instruction). For application of friction stays, as considered in longitudinal direction for 4&5 cylinder engines (2 pcs on free end OR 2 pcs on driving end) this value has no relevance.
- \*7) The max. force acting on ship's hull is the sum of the max. resulting engine force and the max. stay pretensioning force. It has to be considered for the layout of the attachment points on ship hull side.

Material ID	L (mm)	∅ E (mm)	
PAAD220788	up to 1500	60	With integrated bladders accumulator
PAAD220789	1501 to 2200	75	
PAAD220790	2201 to 2800	90	
PAAD220791	up to 1500	60	With external bladders accumulator
PAAD220792	1501 to 2200	75	
PAAD220793	2201 to 2800	90	

X defines the clear width between engine attachment points on engine and ship side

X TO BE DETERMINED BY SHIPYARD

When determining Xmin and L observe:  $X_{min}=1260mm$ ,  $L=X-430mm$

Specification for application of stays according to third party maker design

Hydraulic stays of single acting type  
 - Installed on exhaust gas side AND fuel pump side  
 Hydraulic stays of double acting type  
 - Installed on exhaust gas side OR fuel pump side

Stays amount per side to be determined by the shipyard to fulfill the requirements.

If the installation of four stays per side (double acting type) is required, i.e. in addition to the outer attachment points (standard) also the inner attachment points (optional) are utilized, a reinforcement of the attachment points (plates, stiffener) needs to be checked to fulfill the requirements concerning strength and stiffness.

Requirements that need to be fulfilled by the top bracing:

- Self adapting to hull deformation;
- Limited static reaction force acting on the engine and hull attachment points.
- External forces and moments from the engine are defined by the Dynamic Characteristics of W-X/RT-flex and RTA engines.  
 Max. stay pretensioning forces which have to be considered in addition are defined by the supplier of the stays.
- Sufficient stiffness of the stay  
 Dynamic stiffness of stays (dynamic spring rate) according to stays supplier specification.
- Acceptable vibrations (RMS) for WinGD 2-stroke engines have to be fulfilled.  
 Performance of hydraulic stays has to be checked during vibration measurements.
- Stays position in vertical direction, respectively the distance to the bottom side of the upper platform beam has to be arranged in that way that sufficient space for welding and application of the max. admissible stays inclination remains.

Remark:  
 The Engine outline view is drawn for a 6 cylinder engine with 1 TC. However, the specification of the stays attachment points in relation to the foremost/ait cylinder is valid for all cylinder numbers and TC configuration. TC specific stay positions are provided in the table on right hand side.

Seq. No.	Quantity PER ENGINE	Material ID	Material Name	Dimension, Doc. Drawing	Standard or Material Standard	Basic Material	Weight
010	1	107.165.820.500	HYDRAULIC LATERAL DEVICE		107.165.820		0,001
007	1	015.15104.641	HEXAGON HEAD SCREW	M20x170	88		0,422
005	4	PAAD005758	ROUND BAR	2201 to 2800	DAAD006100	C45E S45C	11,0
004	4	PAAD005756	ROUND BAR	1501 to 2200	DAAD006100	C45E S45C	76,0
003	4	PAAD005752	ROUND BAR	up to 1500	DAAD006100	C45E S45C	33,0
002	4	107.165.800.201	HYDRAULIC CYLINDER		107.165.800		1,47
001	4	107.165.800.200	HYDRAULIC CYLINDER		107.165.800		1,51

Product: W4-8X72 (LEFT) / W5-8X72DF (LEFT)  
 ENGINE STAYS HYDRAULIC TYPE  
 Motorabstützung hydraulische Ausföhrung

Units: mm kg NX  
 Scale: 1/1  
 Drawing No: 9715  
 Design Group: DAAD076238

DATE: 03.01.2016  
 DRAWN: [Signature]  
 CHECKED: [Signature]  
 APPROVED: [Signature]