



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

Trabajo Fin de Grado
CURSO 2019/20

Buque Portacontenedores Postpanamax 11000 TEUS

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

ALUMNA/O

Manuel García Pensado

TUTORAS/ES

Marcos Míguez González

FECHA

SEPTIEMBRE 2020

Resumen

En este trabajo se va a desarrollar el proyecto de un buque portacontenedores postpanamax con capacidad para 11000 TEUS.

Nuestro buque estará propulsado por un motor diésel directamente acoplado y dispondrá de generación eléctrica de gas en zonas portuarias con el fin de reducir la contaminación.

La tripulación estará formada por un total de 30 tripulantes y todos ellos dispondrán de camarotes individuales.

El buque no contará con sistemas de carga y descarga propios, a excepción de una pequeña grúa para el abastecimiento de víveres.

En sus cubiertas se dispondrán dos TEUS en sentido longitudinal, o un FEU si fuera el caso, porque las guías de nuestro buque estarán adaptadas a dicho propósito.

Resumo

Neste traballo irase desenvolvendo o proxecto dun buque portacontenedores postpanamax con capacidade para 11000 TEU's.

O noso buque estará propulsado por un motor diésel directamente acoplado e disporá de xeración eléctrica de gas en zonas portuarias coa fin de reducir a contaminación.

A tripulación estará formada por un total de 30 tripulantes e todos eles disporán de camarotes individuais.

O buque non contará con sistemas de carga e descarga propios, a excepción dunha pequena grúa para o abastecemento de viveres.

Nas súas cubertas disporanse os TEU's en sentido lonxitudinal, ou un FEU se fora o caso, porque as guías do noso buque estarán adaptadas a dito propósito.

Summary

In this work, the project of a post-Panamax container ship with capacity for 11000 TEUS will be developed.

Our ship will be powered by a directly coupled diesel engine and will have electric gas generation in port areas in order to reduce pollution.

The crew will be available for a total of 30 crew members and all of them will have individual cabins.

The ship does not have its own loading and unloading systems, with the exception of a small crane for supplying food.

On its decks two TEUS will be arranged longitudinally, or in FEU if applicable, because the guides of our ship are adapted to this purpose.



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Escola Politécnica Superior

**TRABAJO FIN DE GRADO
CURSO 2019/20**

*Buque Portacontenedores Postpanamax 11000
TEUS*

Grado en Ingeniería Naval y Oceánica

Documento

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

ESCOLA POLITÉCNICA SUPERIOR



GRADO EN INGENIERÍA NAVAL Y OCEÁNICA
TRABAJO FIN DE GRADO

CURSO 2.019-2020

PROYECTO NÚMERO 192024

TIPO DE BUQUE: BUQUE PORTACONTENEDORES POSTPANAMAX

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

CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA: 11000 TEUS

VELOCIDAD Y AUTONOMÍA: Velocidad servicio 20 kn, 85% MCR, 10%MM, 14.000 millas de autonomía.

SISTEMAS Y EQUIPOS DE CARGA / DESCARGA: SIN GRUAS

PROPULSIÓN: Motor diésel directamente acoplado, Generación eléctrica a Gas en zonas portuarias

TRIPULACIÓN Y PASAJE: 30 tripulantes

OTROS EQUIPOS E INSTALACIONES: LOS HABITUALES EN ESTE TIPO DE BUQUE

Ferrol, 12 Setiembre 2020

ALUMNO/A: **D^a MANUEL GARCÍA PENSADO**

Tabla de contenido

1	Introducción	6
2	Motor principal	8
3	Turbocompresores	11
4	Línea de ejes	16
5	Motores auxiliares	17
6	Servicios de propulsión	21
6.1	Servicio de refrigeración	21
6.2	Lubricación	30
6.3	Servicio de combustible	34
6.4	Servicio de aire de arranque	39
7	Ventilación en la cámara de máquinas	41
7.1	Cálculo del aire de combustión	41
7.2	Cálculo del flujo de aire para la evacuación de la emisión de calor	43
7.3	Cálculo del caudal total	50
7.4	Selección de ventiladores	50
8	ANEXO I: Bombas Wärtsilä	51
9	Anexo II: Plano de cámara de máquinas	53

1 INTRODUCCIÓN

En este cuaderno abordaremos la definición de la planta propulsora y sus equipos auxiliares, necesarios para el correcto funcionamiento del buque. Para ello emplearemos los cálculos obtenidos en el cuaderno 6, donde con ayuda del programa Navcad estimamos la potencia que necesitaría el buque y escogimos el motor a instalar a bordo.

Las características de nuestro buque son las obtenidas de cuadernos anteriores:

Dimensiones	
L_{oa}	342,62 m
L_{PP}	326 m
B	47 m
D	28 m
T	16 m
C_B	0,671
Δ	172205 t
F_N	0,1817
C_M	0,992
C_P	0,677
C_F	0,827
Velocidad	20 nudos
TEU's totales	11000
TEU's cubierta	6168
TEU's bodega	4840
Tripulación	30

En el cuaderno 6 se ha realizado la estimación de la potencia necesaria para nuestro buque proyecto. La potencia que debería de proporcionar nuestro motor, al 85% de su capacidad y a una velocidad de diseño de 20 nudos, se muestra a continuación.

El resultado de la potencia que necesitaría nuestro buque en esta primera estimación es de 34539 kW.

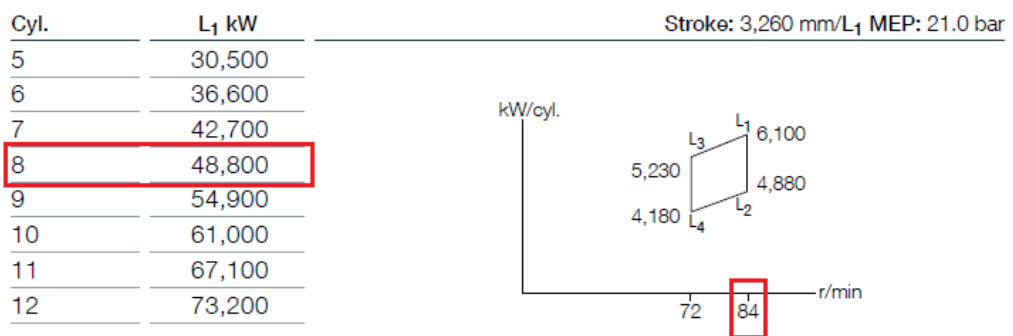
SPEED [kt]	POWER DELIVERY							TRANSP
	RPMPROP [RPM]	QPROP [kN-m]	QENG [kN-m]	PDPROP [kW]	PSPROP [kW]	PSTOTAL [kW]	PBTOTAL [kW]	
12,00	44	1573,96	1573,96	7148,7	7369,8	7369,8	7369,8	---
13,00	47	1826,64	1826,64	8955,0	9232,0	9232,0	9232,0	---
14,00	51	2099,42	2099,42	11052,0	11393,8	11393,8	11393,8	---
15,00	54	2395,04	2395,04	13482,5	13899,4	13899,4	13899,4	937,0
16,00	58	2717,53	2717,53	16305,1	16809,4	16809,4	16809,4	826,5
17,00	61	3072,34	3072,34	19599,1	20205,3	20205,3	20205,3	730,5
18,00	65	3466,46	3466,46	23468,7	24194,6	24194,6	24194,6	646,0
19,00	69	3908,28	3908,28	28047,4	28914,9	28914,9	28914,9	570,6
+ 20,00 +	73	4407,61	4407,61	33502,8	34539,0	34539,0	34539,0	502,8
21,00	78	4975,14	4975,14	40037,1	41275,3	41275,3	41275,3	441,8

Para poder seleccionar el motor que deberemos instalar a bordo, debemos dividir dicho valor entre 0,85. Esto se hace debido a que el motor va a funcionar al 85% de su capacidad.

$$\text{Potencia necesaria} = \frac{34539}{0,85} = 40634 \text{ kW}$$

Una vez que conocemos la potencia mínima, debemos seleccionar el motor en el catálogo. En nuestro caso será el MAN B&W S90ME-C10.5-GI-TII de 8 cilindros, que proporciona una 48800 kW a 84 rpm.

MAN B&W S90ME-C10.5-GI-TII



Fuel Oil

MAN B&W S90ME-C10.5

L₁ SFOC [g/kWh]

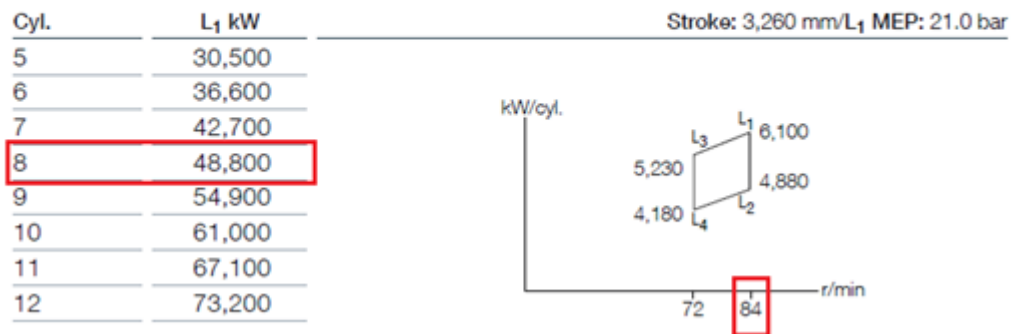
Opt. load range	50%	75%	100%
High load	162.5	161.5	166.0
Part load EGB	160.5	160.0	168.5
Low load EGB	158.5	161.0	168.5

2 MOTOR PRINCIPAL

Una vez hemos seleccionado el motor, pasaremos a definir las diferentes características y necesidades del mismo, así como de los equipos necesarios para su correcto funcionamiento. Para ello usaremos la guía del motor, donde se definen todos los datos y equipos asociados a nuestro equipo propulsor.

Como mencionamos anteriormente, el motor seleccionado es el MAN B&W S90ME-C10.5-GI-TII de 8 cilindros, que proporciona una 48800 kW a 84 rpm.

MAN B&W S90ME-C10.5-GI-TII



Fuel Oil

MAN B&W S90ME-C10.5

L₁ SFOC [g/kWh]

Opt. load range	50%	75%	100%
High load	162.5	161.5	166.0
Part load EGB	160.5	160.0	168.5
Low load EGB	158.5	161.0	168.5

GI (Methane)

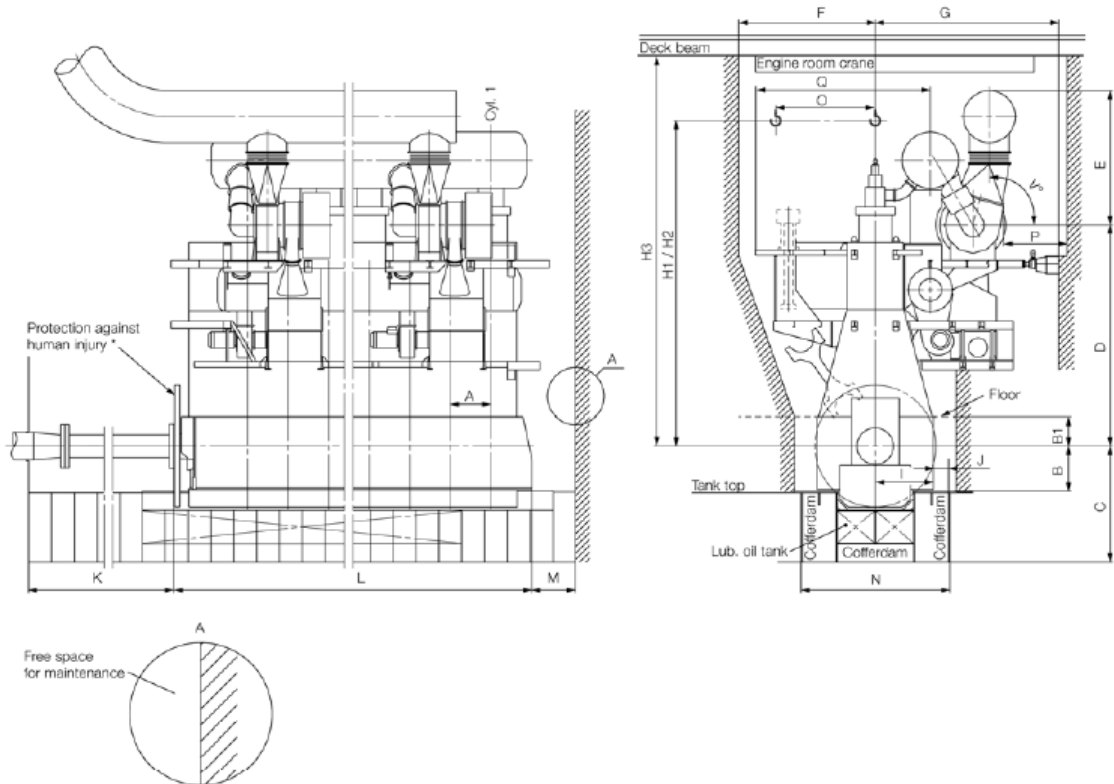
MAN B&W S90ME-C10.5-GI

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

Opt. load range	50%	75%	100%
High load	132.0+3.9/162.5	132.0+3.0/164.0	138.8+2.5/171.0

A continuación, se muestran las dimensiones del motor para cada una de las posibles versiones según los cilindros.

Space Requirement



MAN B&W**5.02**

Page 2 of 3

Cyl. No.	5	6	7	8	9	10	11	12		
A	1,590								Cylinder distance	
B	1,950								Distance from crankshaft centre line to foundation	
C	4,652	4,727	4,812	4,907	4,997	5,087	5,182	5,282	The dimension includes a cofferdam of 500 mm and must fulfil minimum height to tank top according to classification rules	
D *)	9,570	9,570	9,270	9,270	9,270	9,570	9,270	9,270	MAN TCA	Dimensions according to turbocharger choice at nominal MCR
	9,155	9,248	9,258	9,360	9,360	5,258	9,258	9,360	ABB A-L	
	9,285	9,530	9,530	-	-	9,530	9,530	-	Mitsubishi MET	
E *)	4,605	4,951	5,367	5,608	5,849	5,691	5,964	6,101	MAN TCA	Dimensions according to turbocharger choice at nominal MCR
	4,535	4,992	5,234	5,587	5,828	5,558	5,831	6,080	ABB A-L	
	4,489	4,893	5,135	5,531	5,772	5,459	5,732	6,024	Mitsubishi MET	
F	See text								See drawing: 'Engine Top Bracing', if top bracing fitted on camshaft side	
G	6,375	6,375	6,475	6,475	6,475	6,475	6,475	6,475	MAN TCA	The required space to the engine room casing includes mechanical top bracing
	6,175	6,175	6,175	6,375	6,375	6,175	6,175	6,375	ABB A-L	
	6,475	6,575	6,575	-	-	6,575	6,575	-	Mitsubishi MET	
H1 *)	15,000								Minimum overhaul height, normal lifting procedure	
H4 *)	14,875								Minimum overhaul height, when using MAN B&W Double Jib Crane	
I	2,580								Length from crankshaft centre line to outer side bedplate	
J	640								Space for tightening control of holding down bolts	
K	See text								K must be equal to or larger than the propeller shaft, if the propeller shaft is to be drawn into the engine room	

3 TURBOCOMPRESORES

La empresa MAN nos ofrece en la guía del motor una serie de propiedades y características que deben de tener los equipos auxiliares del motor principal, en función al modelo escogido. Es por ello que seguiremos las directrices marcadas en la guía del motor para la selección de todos los equipos necesarios para su correcto funcionamiento.

Los turbocompresores se colocarán a la entrada del motor y son los encargados de comprimir el aire para la combustión. A continuación, se muestran las características de los turbocompresores, para los cuales seleccionaremos la marca ABB.

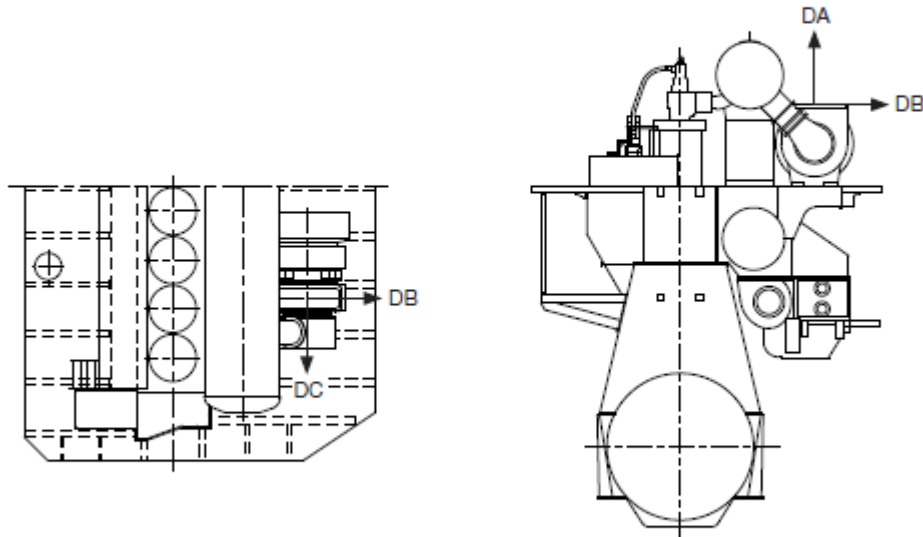
High efficiency turbochargers for the MAN B&W S90ME-C10.5-GI engines - L ₁ output			
Cyl.	MAN	ABB	MHI
5	2 x TCA77	2 x A175-L	2 x MET71MB
6	2 x TCA77	2 x A275-L	2 x MET83MB
7	2 x TCA88	2 x A280-L	2 x MET83MB
8	2 x TCA88	2 x A285-L	2 x MET90MB
9	2 x TCA88	2 x A285-L	2 x MET90MB
10	3 x TCA88	3 x A280-L	3 x MET83MB
11	3 x TCA88	3 x A280-L	3 x MET83MB
12	3 x TCA88	3 x A285-L	3 x MET90MB

Table 3.01.01: High efficiency turbochargers

Se instalarán 2 equipos ABB A285-L, tal y como se indica en la tabla.

Asimismo, tendremos en cuenta los vectores de expansión térmica en las bridas de salida del gas de escape en los turbocompresores, según la siguiente tabla:

Forces and Moments at Turbocharger



DA: Max. movement of the turbocharger flange in the vertical direction
 DB: Max. movement of the turbocharger flange in the transversal direction
 DC: Max. movement of the turbocharger flange in the longitudinal direction

078 87 71-1.0.06

Fig. 15.06.01: Vectors of thermal expansion at the turbocharger exhaust gas outlet flange

No. of cylinders		6-14		6	7	8	9	10	11	12	14
Turbocharger		DA	DB	DC	DC	DC	DC	DC	DC	DC	DC
Make	Type	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
MAN	TCA77	10.3	1.8	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
	TCA88	10.8	1.9	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
ABB	A175 / A275	7.9	1.7	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
	A180 / A280	8.9	1.7	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
	A185 / A285	9.7	1.8	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
MHI	A190	10.6	1.8	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
	MET66	8.9	1.7	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
	MET71	9.1	1.7	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
	MET83	10	1.7	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1
	MET90	10.5	1.8	2.5	2.7	3.1	3.5	3.8	4.1	4.5	5.1

Table 15.06.02: Max. expected movements of the exhaust gas flange resulting from thermal expansion

La siguiente imagen corresponde al modelo ABB de turbocompresor seleccionado, así como la tabla de fuerzas y momentos ocasionados por los turbocompresores en funcionamiento sobre el motor.

ABB A-L

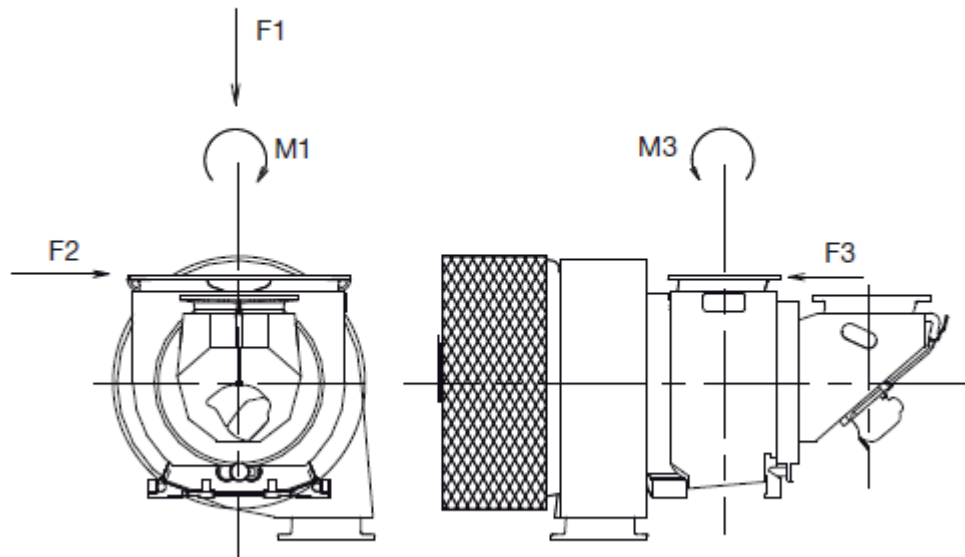


Table 15.06.04 indicates the maximum permissible forces (F1, F2 and F3) and moments (M1 and M3), on the exhaust gas outlet flange of the turbocharger(s). Reference is made to Fig. 15.06.03.

Turbocharger		M1	M3	F1	F2	F3
Make	Type	Nm	Nm	N	N	N
MAN	TCA77	4,100	8,200	10,900	10,900	5,400
	TCA88	4,500	9,100	12,000	12,000	5,900
ABB	A175 / A275	3,300	3,300	5,400	3,500	3,500
	A180 / A280	4,600	4,600	6,800	4,400	4,400
	A185 / A285	6,600	6,600	8,500	5,500	5,500
	A190	8,700	8,700	10,300	6,700	6,700
MHI	MET66	6,800	3,400	9,300	3,200	3,000
	MET71	7,000	3,500	9,600	3,300	3,100
	MET83	9,800	4,900	11,700	4,100	3,700
	MET90	11,100	5,500	12,700	4,400	4,000

Table 15.06.04: The max. permissible forces and moments on the turbocharger's gas outlet flanges

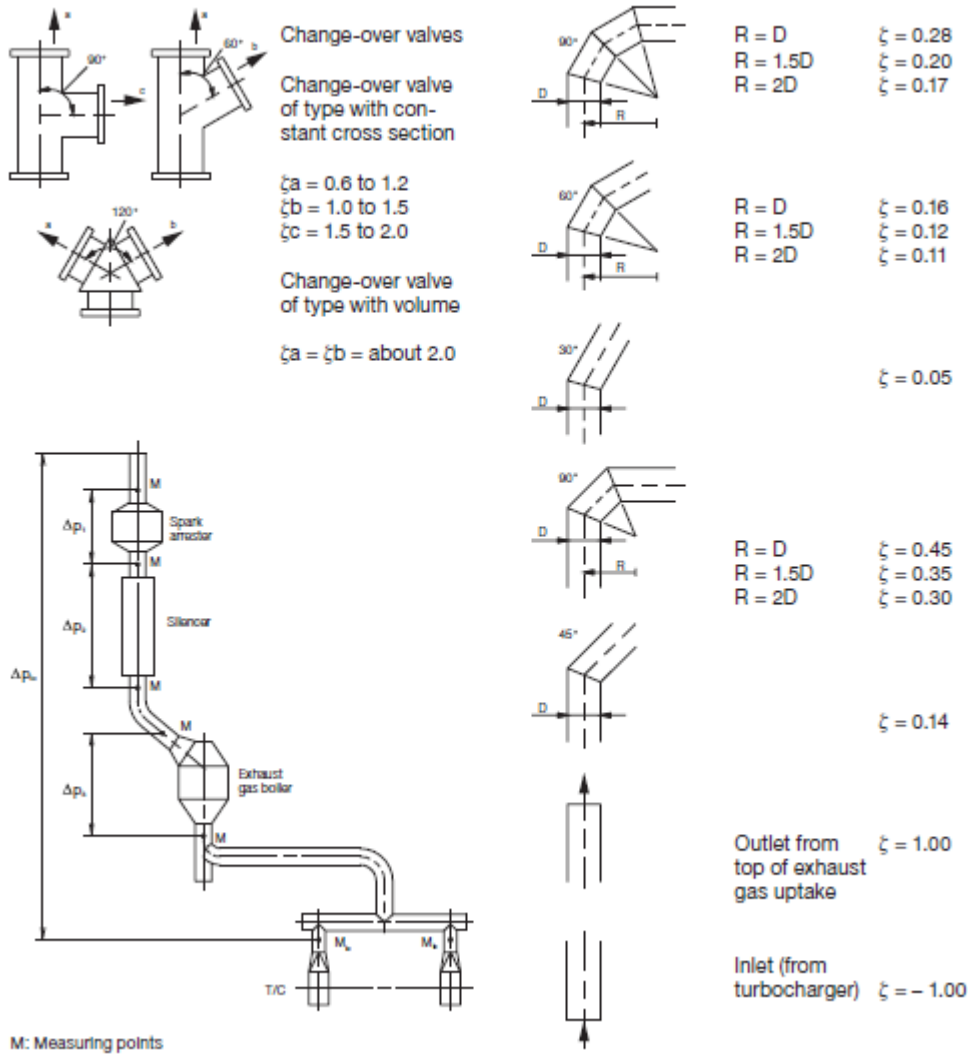
Para evitar posibles pérdidas de carga y garantizar así el buen funcionamiento del motor, en la propia guía se adjunta una tabla con los valores de diámetros de las tuberías necesarios en el sistema de alimentación.

Gas velocity				Exhaust gas pipe diameters			
35 m/s	40 m/s	45 m/s	50 m/s	D0			D4
Gas mass flow				2 T/C	3 T/C	4 T/C	
kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	[DN]	[DN]	[DN]	[DN]
60.1	68.7	77.3	85.9	1,300	1,050	900	1,800
67.0	76.5	86.1	95.7	1,300	1,100	950	1,900
74.2	84.8	95.4	106.0	1,400	1,150	1,000	2,000
81.8	93.5	105.2	116.9	1,500	1,200	1,050	2,100
89.8	102.6	115.5	128.3	1,600	1,300	1,100	2,200
98.1	112.2	126.2	140.2	1,600	1,300	1,150	2,300
106.9	122.1	137.4	152.7	1,700	1,400	1,200	2,400
116.0	132.5	149.1	165.6	1,800	1,400	1,300	2,500
125.4	143.3	161.2	179.2	1,800	1,500	1,300	2,600
135.2	154.6	173.9	193.2	N.A.	1,600	1,400	2,700
145.5	166.2	187.0	207.8	N.A.	1,600	1,400	2,800
156.0	178.3	200.6	222.9	N.A.	1,700	1,500	2,900
167.0	190.8	214.7	238.5	N.A.	1,700	1,500	3,000
178.3	203.8	229.2	254.7	N.A.	1,800	1,600	3,100
190.0	217.1	244.3	271.4	N.A.	1,800	1,600	3,200

Table 15.07.02: Exhaust gas pipe diameters and exhaust gas mass flow at various velocities

Por otra banda, también disponemos de los coeficientes necesarios para el cálculo de las pérdidas de carga del circuito de gases de evacuación en función de las formas del esquema de las tuberías.

Pressure losses and coefficients of resistance in exhaust pipes



4 LÍNEA DE EJES

En este apartado evaluaremos las características de la línea de ejes de buque, donde intentaremos reducir al máximo las vibraciones y conseguir el mayor aprovechamiento del espacio. El eje transmite la fuerza mecánica de nuestro motor a la hélice, e irá desde la cámara de máquinas hasta la bocina.

El diámetro mínimo para el eje de cola vendrá definido por el reglamento DNV-GL, según la expresión:

$$d = 100 \times K \times \sqrt[3]{\frac{P}{n_o} \times \frac{560}{\sigma_b + 160}}$$

Donde:

- P: potencia expresada en kW del motor. P = 48800 kW
- n_o : revoluciones del motor. $n_o = 84$ rpm.
- K: factor de diseño, igual a 1,12.
- σ_b : dureza del acero. $\sigma_b = 400$.

$$d = 100 \times 1,12 \times \sqrt[3]{\frac{48800}{84} \times \frac{560}{400 + 160}}$$

$$d = 934,54 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se dispondrá de un diámetro del eje de 1 m de diámetro y una longitud de 45 metros.

5 MOTORES AUXILIARES

En este apartado se detallarán los equipos auxiliares encargados de abastecer al buque de energía eléctrica.

En las RPA se especifica que se empleara gas para la generación eléctrica en zonas portuarias, por lo que los equipos auxiliares deben de funcionar con LNG. Dichos equipos se estimarán en función de los datos del buque base, que dispone de 5 motores de 4670 kW cada uno.



VALPARAISO EXPRESS: 10,500TEU containership

Diesel-driven alternators
 Number: Five sets
 Engine make/type: Daihatsu/8DF-33/6DF-33

Type of fuel: HFO/MDO/MGO
 Output/speed of each set: Abt. 4 670
 kW@720rpm, abt. 3,530kW@720rpm
 Alternator make/type: HHI-EES/Marine
 Design IP44 enclosure brushless
 Output/speed of each set: Abt. 4,480kW
 @720rpm, abt. 3,350 kW@720rpm

En base a estos datos, hemos seleccionado 5 motores MAN 9L35/44DF de 7 cilindros y una potencia de 4770 kW cada uno.

Estos equipos disponen la unidad GenSet, por lo que no necesitan un alternador a parte ya que lo llevan incorporado, evitando así posibles incompatibilidades entre alternador y motor.

Las dimensiones del motor se muestran a continuación:

2.2.4 Engine main dimensions, weights and views - GenSet

L engine - GenSet (electric propulsion, auxiliary)

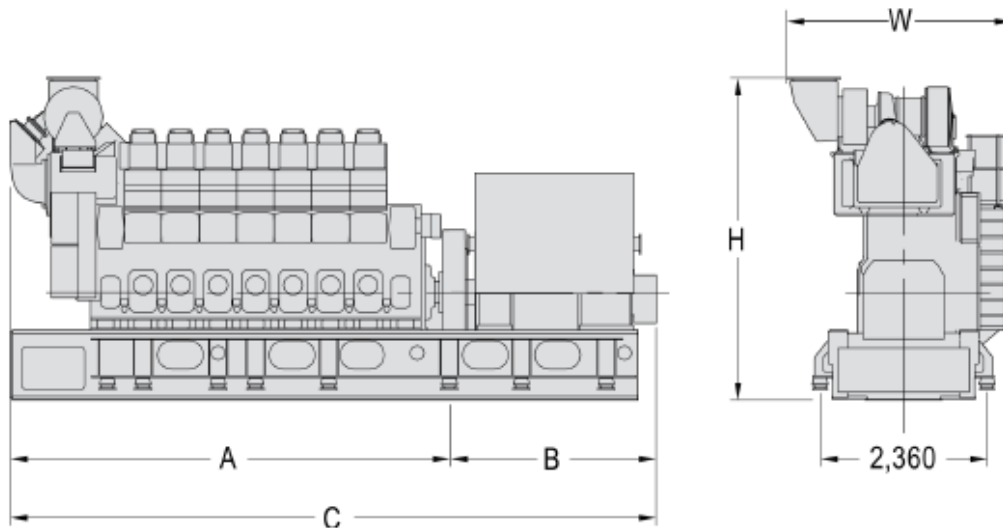


Figure 6: Main dimensions and weights L engine

No. of cylinders, config.	A	B ¹⁾	C ¹⁾	W	H	Dry mass ¹⁾
	mm					
6L	6,270	3,900	10,170	2,958	4,631	85
7L	6,900	4,100	11,000	3,108	4,867	94
8L	7,480	4,400	11,880			103
9L	8,110	4,600	12,710			110
10L	8,690	4,800	13,490			118

¹⁾ Depending on alternator applied.
 Dimensions and weight specifications apply to GenSet and are for guidance only (weight given without media filling of engine).

2.2 Engine design

En la siguiente tabla podemos ver la lista de capacidades detallada por el fabricante.

2.14.1 Nominal values for cooler specification – MAN L35/44DF IMO Tier II – Liquid fuel mode/gas mode – Auxiliary GenSet

Note:

If an advanced HT cooling water system for increased freshwater generation is to be applied, contact MAN Energy Solutions for corresponding planning data.

510 kW/cyl., 720 rpm or 530 kW/cyl., 750 rpm – Auxiliary GenSet

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

Table 34: Reference conditions: Tropics

No. of cylinders, config.		6L	7L	8L	9L	10L
Engine output	kW	3,060/3,180	3,570/3,710	4,080/4,240	4,590/4,770	5,100/5,300

No. of cylinders, config.		6L		7L		8L		9L		10L	
Engine speed	rpm	720/750									
Heat to be dissipated ¹⁾		liquid fuel mode	gas mode	liquid fuel mode	gas mode	liquid fuel mode	gas mode	liquid fuel mode	gas mode	liquid fuel mode	gas mode
Charge air:	kW										
Charge air cooler; cooling water HT		896	783	1,062	887	1,180	1,037	1,351	1,140	1,466	1,288
Charge air cooler; cooling water LT		501	458	567	536	683	620	744	695	863	782
Lube oil cooler ²⁾		399	316	466	369	532	421	599	474	666	526
Jacket cooling		391	305	456	354	521	406	586	455	651	508
Nozzle cooling		13	13	15	15	17	17	19	19	21	21
Heat radiation (engine; based on engine room temp. 55 °C)		90	90	105	105	120	120	135	135	150	150
Flow rates ³⁾											
HT circuit (jacket cooling + charge air cooler HT)	m ³ /h	42		49		56		63		70	
LT circuit (lube oil cooler + charge air cooler LT)		66		77		88		99		110	
Lube oil including flushing oil amount of attached lube oil filter	m ³ /h	105		114.5		124		133.5		143	
Nozzle cooling		1.0		1.2		1.4		1.6		1.8	
LT cooling water turbocharger compressor wheel		0.82						1.4			

Pumps						
a) Attached						
HT CW service pump	m ³ /h	42	49	56	63	70
LT CW service pump		66	77	88	99	110
Lube oil service pump for application with constant speed		120	141	141	162	162
b) Free-standing ⁴⁾						
HT CW stand-by pump	m ³ /h	42	49	56	63	70
LT CW stand-by pump		Depending on plant design				
Lube oil stand-by pump		110	120	130	140	150
Prelubrication pump		21.0 – 25.0	23.0 – 27.0	25.0 – 29.0	27.0 – 31.0	29.0 – 33.0
Nozzle CW pump		1.0	1.2	1.4	1.6	1.8
MGO/MDO supply pump		2.1	2.5	2.8	3.2	3.5

No. of cylinders, config.	6L	7L	8L	9L	10L
HFO supply pump	1.1	1.2	1.4	1.6	1.8
HFO circulating pump	2.1	2.5	2.8	3.2	3.5
Pilot fuel supply pump	0.23	0.23	0.23	0.23	0.23

¹⁾ Tolerance: +10 % for rating coolers; -15 % for heat recovery.
²⁾ Including separator heat (30 kJ/kWh).
³⁾ Basic values for layout design of the coolers.
⁴⁾ Tolerances of the pumps delivery capacities must be considered by the manufacturer.

Una vez conocidas las capacidades de nuestro motor, realizaremos el cálculo del caudal mínimo de suministro de combustible. Haremos los cálculos para la situación más desfavorable, con 4 motores funcionando y uno de respeto.

El sistema de suministro de diésel, según la tabla anterior, debe de ser 3,2 m³/h para cada motor.

$$\text{Caudal Mínimo Suministro de diésel} = 3,2 \times 4 = 12,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por lo tanto, instalaremos 2 bombas de 14 m³/h cada una (una de ellas de respeto) para el suministro de diésel.

6 SERVICIOS DE PROPULSIÓN

En este apartado abordaremos los sistemas ligados a la planta propulsora para diferentes servicios.

6.1 Servicio de refrigeración

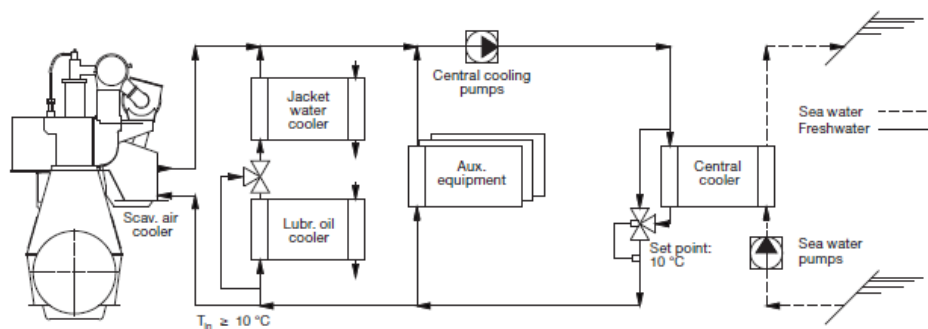
El sistema de refrigeración ayuda a disipar entre un 20% y 30% del calor generado por la planta propulsora. Este sistema debe soportar las elevadas temperaturas que se generan en la combustión de los motores. Asimismo, la temperatura en su interior será lo suficientemente elevada para garantizar una viscosidad del aceite de lubricación suficientemente baja y así evitar la generación de ácido sulfúrico en la combustión a la salida de los gases de escape del motor.

Dispondremos de un sistema de refrigeración por agua dulce, que empleará el agua técnica almacenada en los tanques descritos en el cuaderno 4. El sistema empleará agua salada para el enfriamiento del agua técnica, consiguiendo de esta manera un ahorro del coste de mantenimiento en la instalación.

MAN B&W

11.01

Page 2 of 2



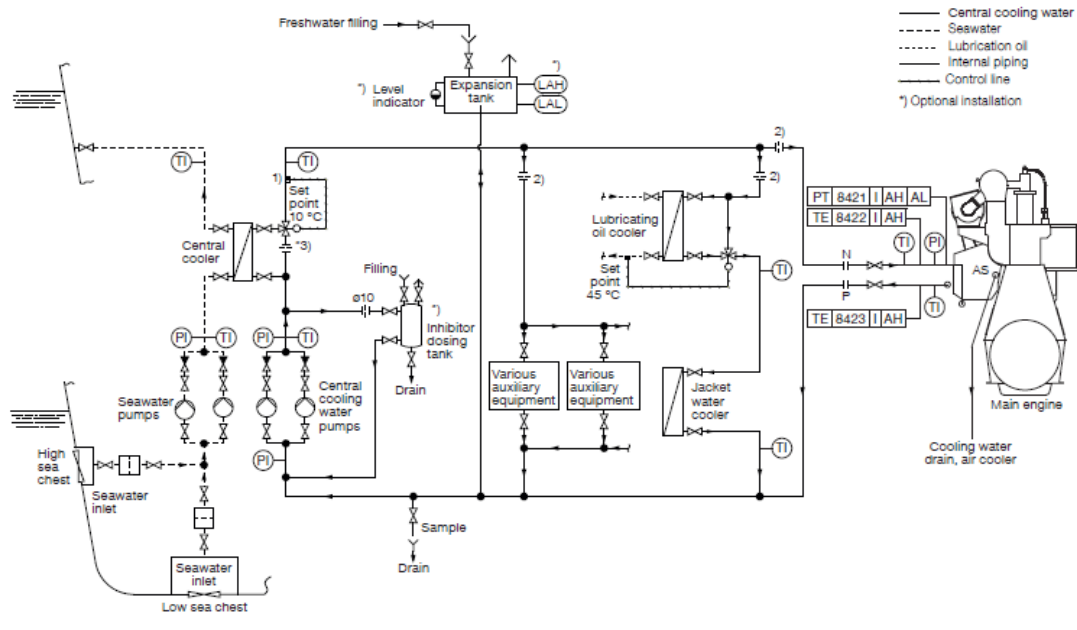
568 25 97-1.0.1a

Fig. 11.01.01a: Principle diagram of central cooling water system

Este esquema se corresponde con un sistema de enfriamiento central, donde un intercambiador de calor permite el enfriamiento del agua técnica empleada para la refrigeración de las camisas de los cilindros. El circuito de agua de mar, una vez que pase por el intercambiador de calor y aumente su temperatura, es devuelta al exterior como se indica en el esquema anterior.

El agua que transcurre por las bombas de agua de mar del sistema central y de agua dulce alcanzará una temperatura máxima de 54 °C.

A continuación, se muestra un esquema del sistema de refrigeración central con las bombas y elementos que lo conforman:



†) Optional installation
 The letters refer to list of 'Counterflanges'
 The item no. refer to 'Guidance Values Automation'

Fig. 11.02.01: Central cooling water system

Las tuberías de agua de refrigeración

Los orificios (o válvulas ajustables con cerradura, por ejemplo) para crear:

- La distribución adecuada del flujo entre uno de los consumidores de agua de refrigeración central.
- Una presión diferencial idéntica a la del enfriador central a la capacidad nominal de la bomba de agua de enfriamiento central.

Para conexiones de tuberías externas, se prescriben las siguientes velocidades máximas de agua en circulación:

- Agua de enfriamiento central: 3 m/s
- Agua de mar: 3 m/s

Volumen del tanque de expansión

El tanque de expansión estará diseñado abierto a la atmosfera. Las tuberías de ventilación que ingresan al tanque terminarán por debajo del nivel de agua mas bajo posible, es decir, por debajo de la alarma de nivel bajo.

El volumen del tanque de expansión se tomará como el 10% de la cantidad total de agua de refrigeración central en el sistema.

El 10% del volumen del tanque de expansión se define como el volumen entre el nivel mas bajo (en el sensor de alarma de nivel bajo) y el tubo de desbordamiento o el sensor de alarma de nivel alto.

El sistema de tuberías está diseñado con posibles bolsas de aire, estas serán ventiladas al tanque de expansión.

Bombas de enfriamiento de agua de mar

Las bombas de enfriamiento deben ser del tipo centrífugo.

- Caudal de agua de mar: 1400 m³/h
- Presión de prueba: 2 bar
- Temperatura de trabajo, normal: 32°C
- Temperatura de trabajo máxima: 50°C

Enfriador central

El enfriador debe de ser de carcasa y tubo o tipo placa, resistente al agua de mar.

- Disipador de calor: 26690 kW
- Caudal de agua de refrigeración central: 1,12 m³/h
- Temperatura del agua de enfriamiento central, salida: 36°C
- Caída de presión en el lado de enfriamiento central como mínimo: 0,7 bar
- Caudal de agua de mar: 1,4 m³/h
- Temperatura del agua de mar a la entrada: 32°C
- Caída de presión en el lado del agua de mar como máximo: 1 bar

Las cifras de disipación de calor y flujo de agua de mar se basan en la salida de MCR en condiciones tropicales, es decir, una temperatura de agua de mar de 32°C y una temperatura de aire ambiente de 45°C, las cuales son las peores condiciones establecidas para la refrigeración y por tanto las estudiadas.

Bombas de agua de enfriamiento central

Las bombas serán de tipo centrifuga.

- Caudal de agua de refrigeración central: 1,12 m³/h
- Presión de entrega: 2,5 bar
- Presión de prueba: depende de la localización del tanque de expansión
- Temperatura de trabajo: 80°C
- Temperatura de diseño: 100°C

Válvula termostática de agua de enfriamiento central

El sistema de refrigeración a baja temperatura estará equipado con una válvula de tres vías, montada como una válvula mezcladora, que desvía la totalidad o parte del agua dulce alrededor del enfriador central.

El sensor se ubicará en el tubo de salida de la válvula termostática y está configurado para mantener una temperatura constante de 10°C.

Válvula termostática del enfriador de aceite de lubricación

El enfriador lubricante estará equipado con una válvula de tres vías montada como una válvula mezcladora, que desvía todo o parte del agua dulce alrededor del enfriador de lubricación.

El sensor se ubicará en el tubo de salida de aceite lubricante del enfriador de aceite lubricante y está configurado para mantener una temperatura constante de este aceite de lubricación de 45°C.

Inhibidor de corrosión química y tanque de dosificación

Para mezclar correctamente el inhibidor en el circuito de agua de refrigeración central, el tanque de dosificación se ha diseñado para recibir un pequeño flujo de agua de refrigeración de la camisa a través del tanque desde las bombas de agua de la camisa. Este tanque es adecuado para mezclar inhibidores en forma de polvo y líquido.

- Tamaño del tanque de dosificación: 0,3 m³.
- Presión de diseño: la máxima presión del sistema de agua de enfriamiento central.
- Diámetro del orificio de entrada sugerido: 10 mm

Enfriador de aceite lubricante

El enfriador de aceite lubricante debe ser del tipo carcasa y tubo hecho de material resistente al agua de mar, o un intercambiador de calor de tipo placa con material de placa de titanio, a menos que se use agua dulce en un sistema de agua de refrigeración central. Las propiedades de los consumos en esta partida se indican a continuación:

Lubricating oil cooler													
Heat diss. app. *	kW	3,620	3,660	3,790	3,620	3,710	3,870	3,630	3,670	3,800	3,630	3,720	3,880
Lube oil flow *	m ³ /h	720	700	710	720	700	720	720	700	710	720	700	720
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	-	-	-	450	450	470	450	460	480
Seawater flow	m ³ /h	530	540	560	530	540	570	-	-	-	-	-	-

- Viscosidad del aceite lubricante, especificada: 75 cSt a 50°C
- Flujo de aceite lubricante: 700 m³/h
- Disipación de calor: 3720 kW
- Temperatura del aceite lubricante, enfriador de salida: 45°C
- Presión de trabajo en el lado del aceite: 4,8 bar
- Caída de presión en el lado del aceite: máximo 0,5 bar
- Caudal de agua de enfriamiento: 460 m³/h
- Temperatura del agua de refrigeración en la entrada
 - Agua de mar: 32°C
 - Agua dulce: 36°C
- Caída de presión en el lado del agua: máximo 0,2 bar.

Para la refrigeración del aceite, se destinará parte del agua dulce del sistema de refrigeración central para la disipación del calor en el lubricante. Para garantizar el

correcto funcionamiento del enfriador de aceite lubricante, la temperatura del agua de mar se regulará para que no sea inferior a 10°C.

Válvula de control de la temperatura del aceite lubricante

El sistema de control de temperatura puede, por medio de una unidad de válvula de tres vías, pasar por alto el enfriador total o parcialmente. Las propiedades del sistema se muestran a continuación:

- Viscosidad del aceite lubricante, especificada: 75 cSt a 50°C
- Flujo de aceite lubricante: 700 m³/h
- Rango de temperatura, entrada al motor: 40-47°C

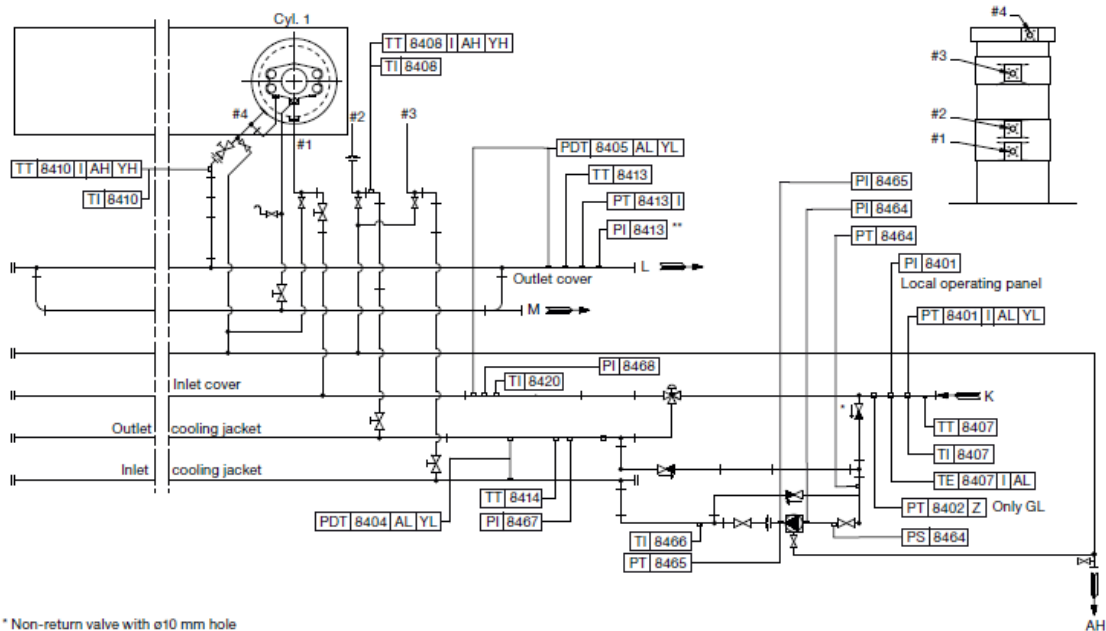
Enfriador de agua de las chaquetas de los cilindros

Las propiedades del enfriador de las chaquetas de los cilindros, se muestran a continuación:

Jacket water cooler														
Heat diss. app.	kW	6,490	6,490	6,490	6,450	6,450	6,450	6,500	6,500	6,500	6,470	6,470	6,470	6,470
Jacket water flow	m ³ /h	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	-	-	-	450	450	470	450	460	460	480
Seawater flow	m ³ /h	530	540	560	530	540	570	-	-	-	-	-	-	-

- Disipación de calor: 6470 kW
- Caudal de agua de enfriamiento central: 460 m³/h
- Caudal de agua a través de la camisa del cilindro: 340 m³/h
- Temperatura de enfriamiento central, entrada: 36°C
- Caída de presión del agua: 0,3-0,8 bar

Jacket Cooling Water Pipes



Refrigerador de agua del aire de barrido

Scavenge air cooler(s)

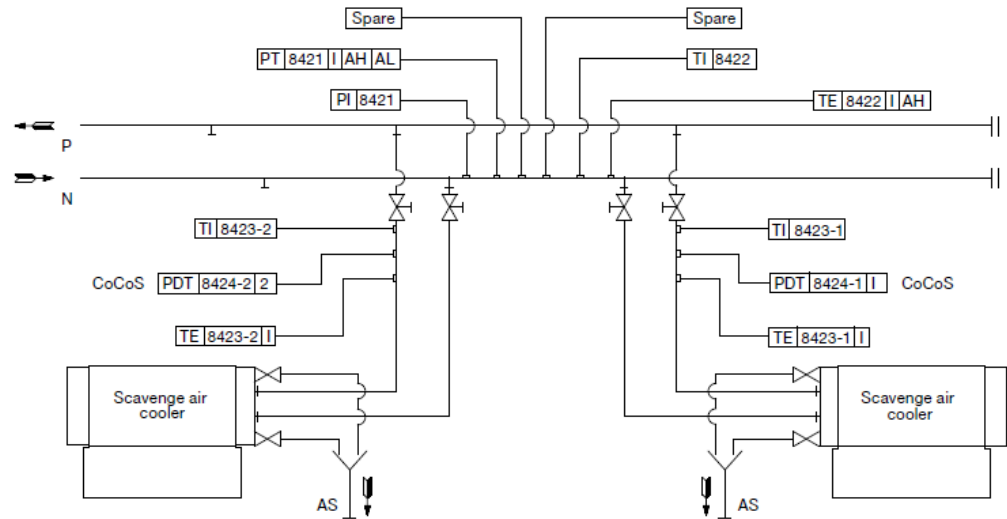
Heat diss. app.	kW	17,830	17,830	17,830	18,550	18,550	18,550	17,790	17,790	17,790	18,500	18,500	18,500
Central water flow	m ³ /h	-	-	-	-	-	-	640	640	640	660	660	660
Seawater flow	m ³ /h	870	870	870	910	910	910	-	-	-	-	-	-

- Disipación de calor: 18500 kW
- Caudal de agua de enfriamiento central: 660 m³/h
- Temperatura de enfriamiento central, entrada: 36°C
- Caída de presión del agua: 0,3-0,8 bar

Tubos de agua de enfriamiento para gases de escape

Emplearemos los gases de exhaustación para mover las turbinas de gas de los turbocompresores, y posteriormente se enfriarán empleando intercambiadores de calor de agua, antes de ser evacuados.

Cooling Water Pipes for Scavenge Air Cooler



The letters refer to list of 'Counterflanges'. The item no. refer to 'Guidance Values Automation'

Fig. 11.08.01a: Cooling water pipes for engines with two or more turbochargers

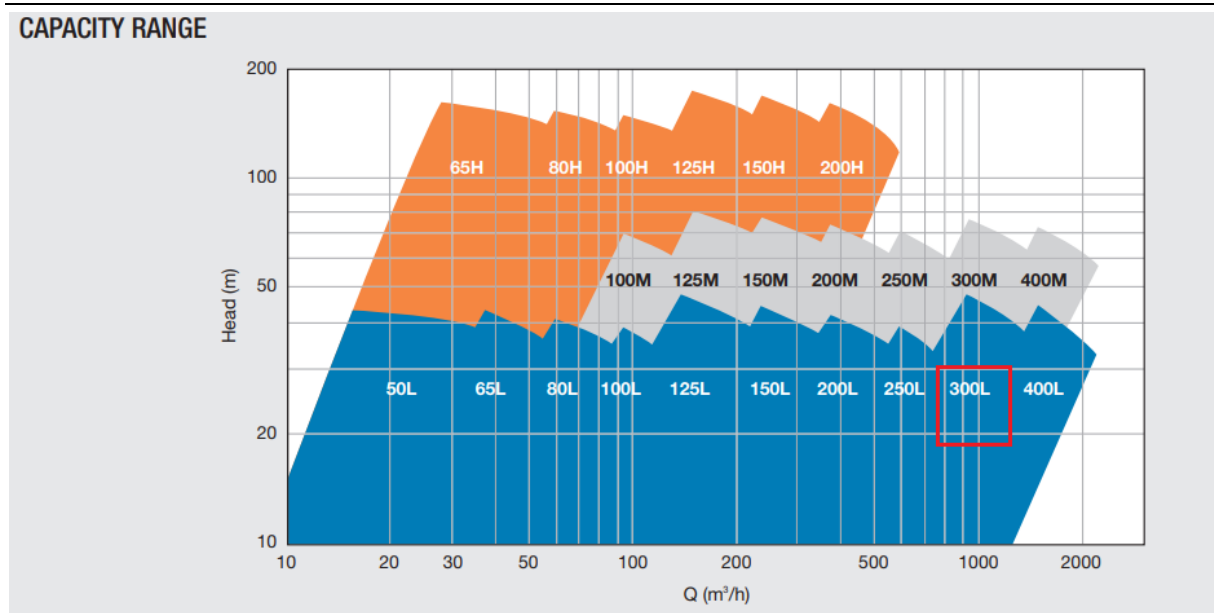
A continuación, se muestra la tabla de las capacidades anteriormente descritas para los diferentes equipos.

	Seawater cooling						Central cooling						
	Conventional TC			High eff. TC			Conventional TC			High eff. TC			
	2 x TCA08-Z1	2 x A200-L	2 x MET03-MB	2 x TCA08-Z1	2 x A205-L	2 x MET90-MB	2 x TCA08-Z1	2 x A200-L	2 x MET03-MB	2 x TCA08-Z1	2 x A205-L	2 x MET90-MB	
Pumps													
Fuel oil circulation	m³/h	22.2	22.2	22.2	22.2	22.2	22.2	22.3	22.3	22.3	22.2	22.2	22.2
Fuel oil supply	m³/h	13.0	13.0	13.0	12.9	12.9	12.9	13.0	13.0	13.0	12.9	12.9	12.9
Jacket cooling	m³/h	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340
Seawater cooling *	m³/h	1400	1410	1430	1440	1450	1480	1360	1370	1370	1400	1400	1410
Main lubrication oil *	m³/h	720	700	710	720	700	720	720	700	710	720	700	720
Central cooling *	m³/h	-	-	-	-	-	-	1,090	1,090	1,110	1,110	1,120	1,140
Scavenge air cooler(s)													
Heat diss. app.	kW	17,830	17,830	17,830	18,550	18,550	18,550	17,790	17,790	17,790	18,500	18,500	18,500
Central water flow	m³/h	-	-	-	-	-	-	640	640	640	660	660	660
Seawater flow	m³/h	870	870	870	910	910	910	-	-	-	-	-	-
Lubricating oil cooler													
Heat diss. app. *	kW	3,620	3,660	3,790	3,620	3,710	3,870	3,630	3,670	3,800	3,630	3,720	3,880
Lube oil flow *	m³/h	720	700	710	720	700	720	720	700	710	720	700	720
Central water flow	m³/h	-	-	-	-	-	-	450	450	470	450	460	480
Seawater flow	m³/h	530	540	560	530	540	570	-	-	-	-	-	-
Jacket water cooler													
Heat diss. app.	kW	6,490	6,490	6,490	6,450	6,450	6,450	6,500	6,500	6,500	6,470	6,470	6,470
Jacket water flow	m³/h	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340	340
Central water flow	m³/h	-	-	-	-	-	-	450	450	470	450	460	480
Seawater flow	m³/h	530	540	560	530	540	570	-	-	-	-	-	-
Central cooler													
Heat diss. app. *	kW	-	-	-	-	-	-	27,920	27,960	28,090	28,600	28,690	28,850
Central water flow	m³/h	-	-	-	-	-	-	1,090	1,090	1,110	1,110	1,120	1,140
Seawater flow	m³/h	-	-	-	-	-	-	1,360	1,370	1,370	1,400	1,400	1,410
Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine													
Receiver volume	m³	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0
Compressor cap.	m³	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960
Starting air system, 30.0 bar g, 6 starts. Controllable pitch propeller - non-reversible engine													
Receiver volume	m³	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5
Compressor cap.	m³	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510
Other values													
Fuel oil heater	kW	380	380	380	378	378	378	381	381	381	379	379	379
Exh. gas temp. **	°C	256	256	256	236	236	236	256	256	256	236	236	236
Exh. gas amount **	kg/h	369,150	369,150	369,150	392,240	392,240	392,240	369,150	369,150	369,150	392,240	392,240	392,240
Air consumption **	kg/s	91.2	91.2	91.2	97.1	97.1	97.1	92.0	92.0	92.0	97.9	97.9	97.9

En función de los requerimientos anteriores se seleccionarán una serie de equipos que permitan el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración.

Bombas instaladas en el sistema de refrigeración

Estas bombas deben de suministrar un caudal de 1400 m³/h, por lo que instalaremos 2 bombas de la marca Wärtsilä C2G-300L de 100 m³/h cada una a 20 m.c.a..



Motores auxiliares

Agua dulce refrigeración central = $4 \times 63 \text{ m}^3/\text{h} = 252 \text{ m}^3/\text{h}$

Motor propulsor

Agua dulce refrigeración central = $1 \times 1120 \text{ m}^3/\text{h} = 1120 \text{ m}^3/\text{h}$

Por tanto, el caudal de agua dulce de refrigeración que se necesitará será:

$$\text{Agua dulce refrigeración central} = 252 + 1120 \text{ m}^3/\text{h} = 1372 \text{ m}^3/\text{h}$$

Para satisfacer este caudal instalaremos 2 bombas C2G-250L de 800 m³/h cada una a 20 m.c.a..

Además, se instalarán 2 bombas para la refrigeración de las camisas de los cilindros del motor propulsor, en función de las capacidades requeridas expuestas en la tabla anterior. Como una de las bombas es de respeto, las bombas deben tener la capacidad de trasegar 340 m³/h.

Para ellos seleccionaremos 2 bombas C2G-200L de 400 m³/h cada una a 20 m.c.a..

6.2 Lubricación

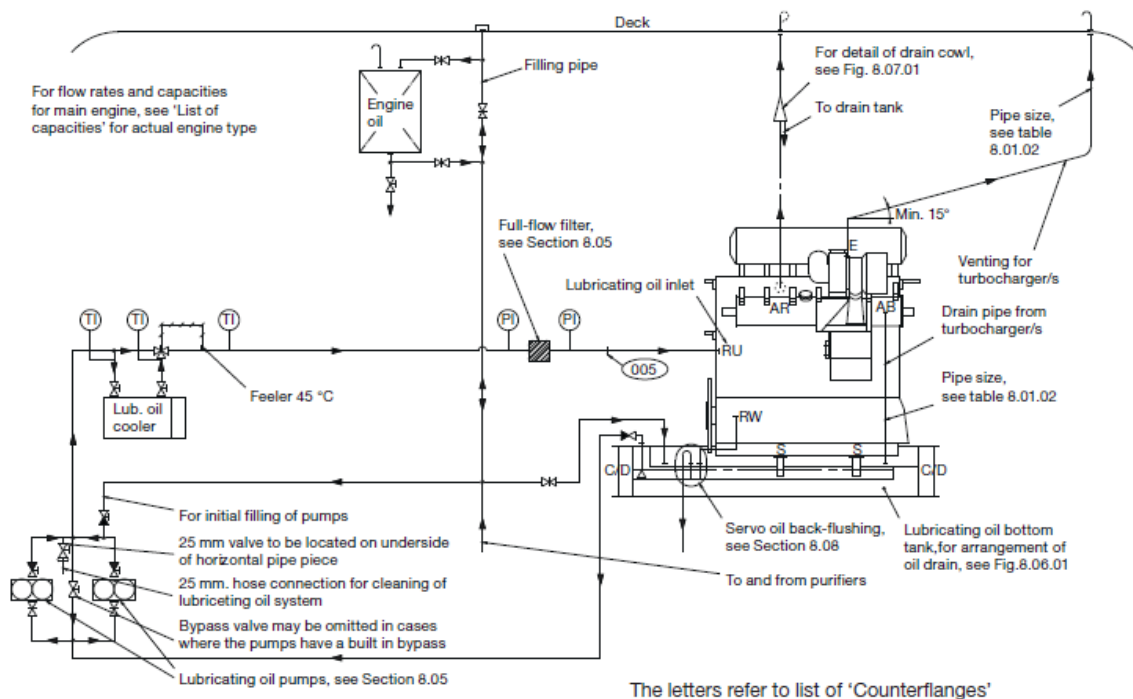
el aceite lubricante se bombea desde un tanque inferior por medio de la bomba principal de aceite al enfriador de aceite lubricante, una válvula termostática y, a través de un filtro de flujo total, a la entrada del motor RU.

El motor RU lubrica los cojinetes principales, cojinetes de empuje, axiales y amortiguador de vibraciones, refrigeración de pistones, cojinetes de cruceta y los cojinetes de muñequilla. También suministra aceite a la unidad de suministro de energía hidráulica, compensador de momento, amortiguador de vibraciones de torsión, válvula de escape, unidad de cilindros hidráulicos y bloque de control de gas.

Desde el motor, el aceite se acumula en el cárter de aceite, desde donde se drena al tanque inferior.

El cárter del motor ventila a través de AR mediante un tubo que se extiende directamente a la cubierta. esta pipa tiene una disposición de drenaje para que el aceite se condense en la tubería y se pueda llevar a un tanque de drenaje.

Para las conexiones de tuberías externas, prescribimos una velocidad máxima del aceite de 1,8 m/s.

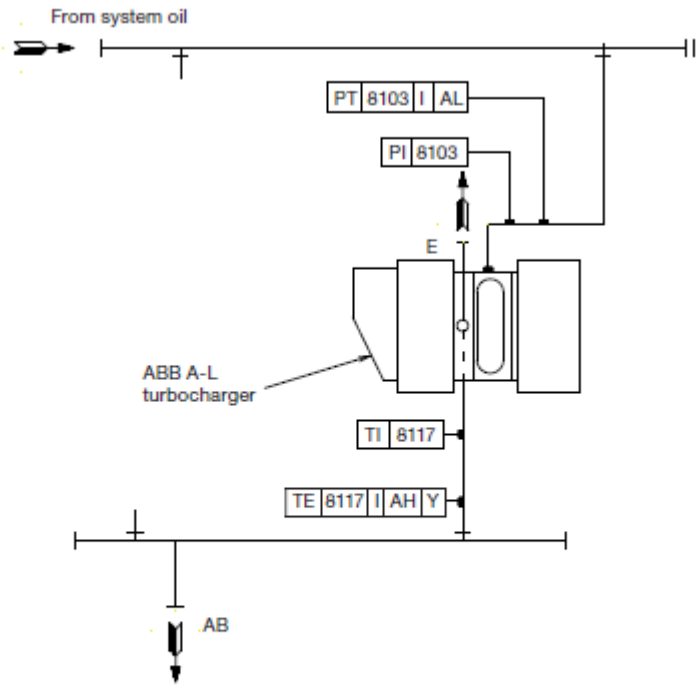


079 27 21-4.8.2

Fig. 8.01.01 Lubricating and cooling oil system

Lubricación de turbocompresores

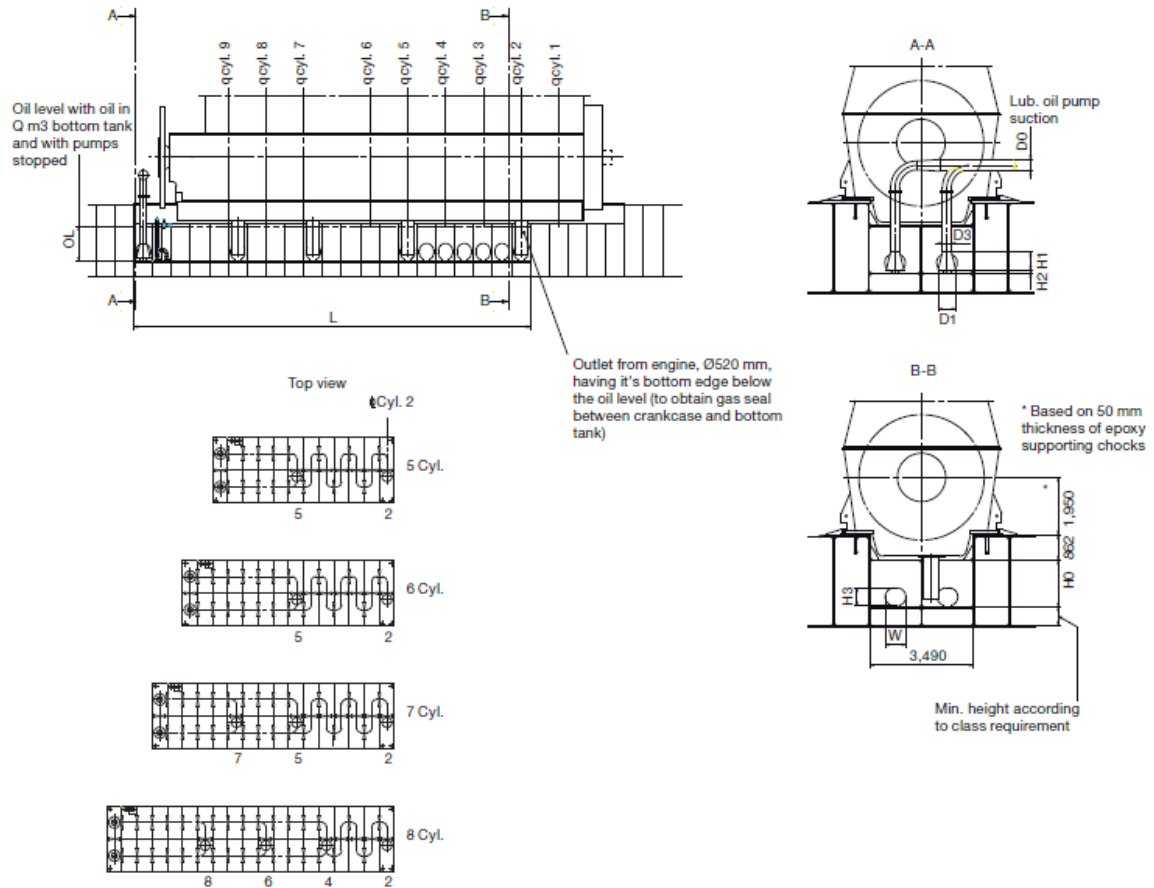
A continuación, se muestra el sistema de lubricación de los turbocompresores ABB:



524 26 81-4.2.0

Fig. 8.03.03: ABB turbocharger type A-L

Lubricating Oil Tank



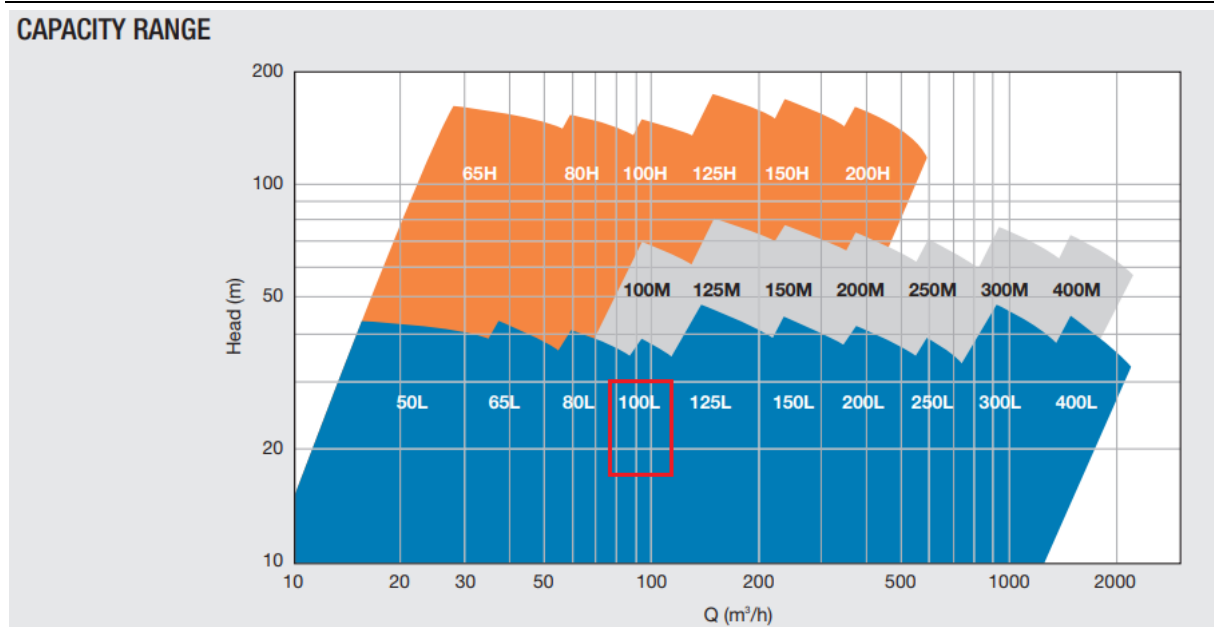
Hydraulic Control Oil System Capacities, S90ME-C10

Cylinder No.:	5	6	7	8	9	10	11	12
r/min	84	84	84	84	84	84	84	84
kW	30,500	36,600	42,700	48,800	54,900	61,000	67,100	73,200
Hydraulic Control Oil tank:								
Volumen, approx. m ³		4.0	4.5	5.0	6.0	6.5	7.0	7.5
Hydraulic Control Oil Pump:								
Pump capacity m ³ /h		55	60	70	80	85	95	105
Pump head bar		4	4	4	4	4	4	4
Delivery pressure bar		4	4	4	4	4	4	4
Design temperature °C		70	70	70	70	70	70	70
Oil viscosity range cSt		15 - 90	15 - 90	15 - 90	15 - 90	15 - 90	15 - 90	15 - 90
Pressure Control Valve:								
Lubricating oil flow m ³ /h		55	60	70	80	85	95	105
Adjustable pressure bar		2 - 4	2 - 4	2 - 4	2 - 4	2 - 4	2 - 4	2 - 4
Design temperature °C		55	55	55	55	55	55	55
Oil viscosity range cSt		15 - 90	15 - 90	15 - 90	15 - 90	15 - 90	15 - 90	15 - 90
Hydraulic Control Oil Cooler:								
Heat dissipation kW		210	245	275	310	345	380	415
Lubricating oil flow m ³ /h		55	60	70	80	85	95	105
Oil outlet temperature °C		45	45	45	45	45	45	45
Oil pressure drop, max bar		0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Cooling water flow m ³ /h		31	36	40	45	50	55	60
S.W. inlet temperature °C		32	32	32	32	32	32	32
F.W. inlet temperature °C		36	36	36	36	36	36	36
Water press. drop, max. bar		0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Temperature Controlled Three-way Valve:								
Lubricating oil flow m ³ /h		55	60	70	80	85	95	105
Adjustable temp. range bar		2 - 4	2 - 4	2 - 4	2 - 4	2 - 4	2 - 4	2 - 4
Design temperature °C		70	70	70	70	70	70	70
Oil press. drop, max. bar		0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Hydraulic Control Oil Filter:								
Lubricating oil flow m ³ /h		55	60	70	80	85	95	105
Absolute fineness µm		6	6	6	6	6	6	6
Design temperature °C		55	55	55	55	55	55	55
Design pressure bar		4	4	4	4	4	4	4
Oil press. drop, max. bar		0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

Available on request

Available on request

Según la tabla anterior, necesitamos una bomba que suministre 70 m³/h, por lo que instalaremos a bordo 2 bombas C2G-100L de 100 m³/h cada una a 20 m.c.a..



Para la lubricación del motor propulsor debemos disponer de 700 m³/h, a parte de los 133,5 m³/h por cada uno de los auxiliares en funcionamiento. Por tanto, el caudal total que necesitaremos será:

$$\text{Circulación de aceite de lubricación} = 700 + (4 \times 133,5) = 1234 \text{ m}^3/\text{h}$$

Instalaremos 2 bombas C2G-400L con capacidad para trasegar 1300 m³/h a 30 m.c.a..

6.3 Servicio de combustible

En este apartado describiremos el servicio de combustible que emplearemos, así como sus componentes.

El sistema puede funcionar tanto con diésel como con fuel oil pesado, cumpliendo de esta forma con lo establecido en las RPA del buque proyecto, donde se requería un motor diésel directamente acoplado a la hélice.

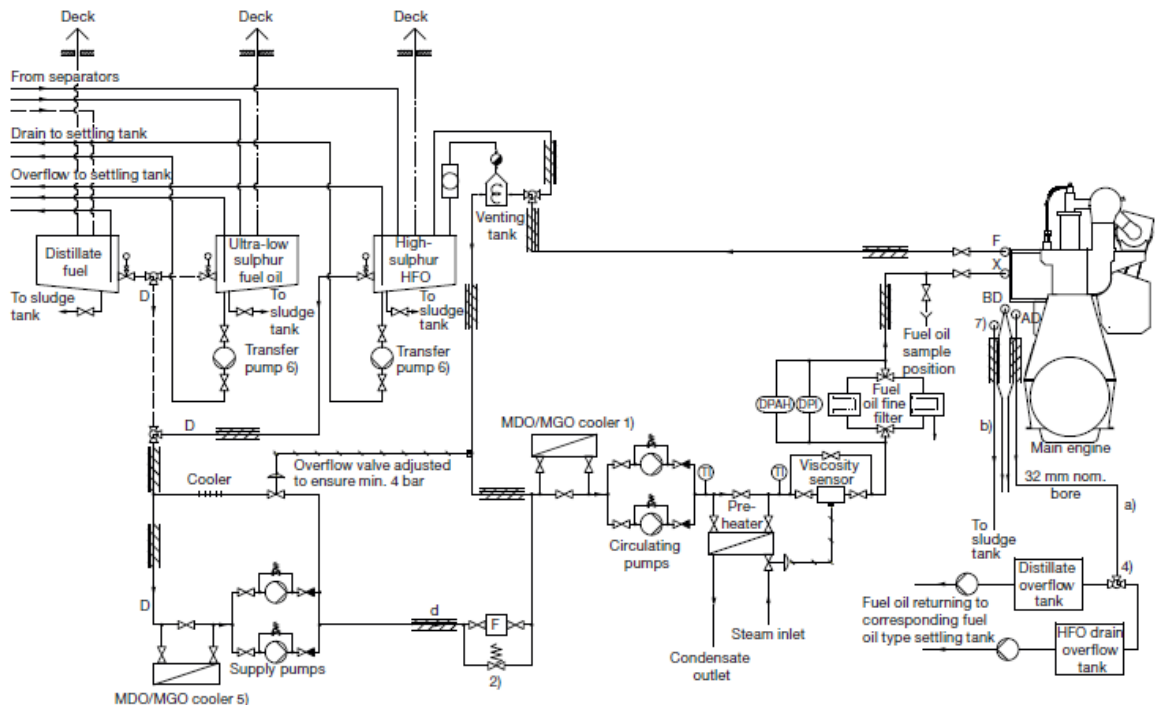
Desde el tanque de servicio, el combustible se conduce a una bomba de suministro por medio de la cual se puede mantener una presión de aproximadamente 4 bar, evitando así la gasificación del combustible en la caja de ventilación para los rangos de temperatura aplicados.

La caja de ventilación está conectada al tanque de servicio a través de una válvula de desaireación automática, que liberará cualquier gas presente, y retendrá los líquidos.

La inyección de combustible se realiza electrónicamente desde el HCU, y en las unidades de control de cilindros se realiza la sincronización de la inyección de combustible.

El esquema de circuito de combustible es el siguiente:

Fuel Oil System

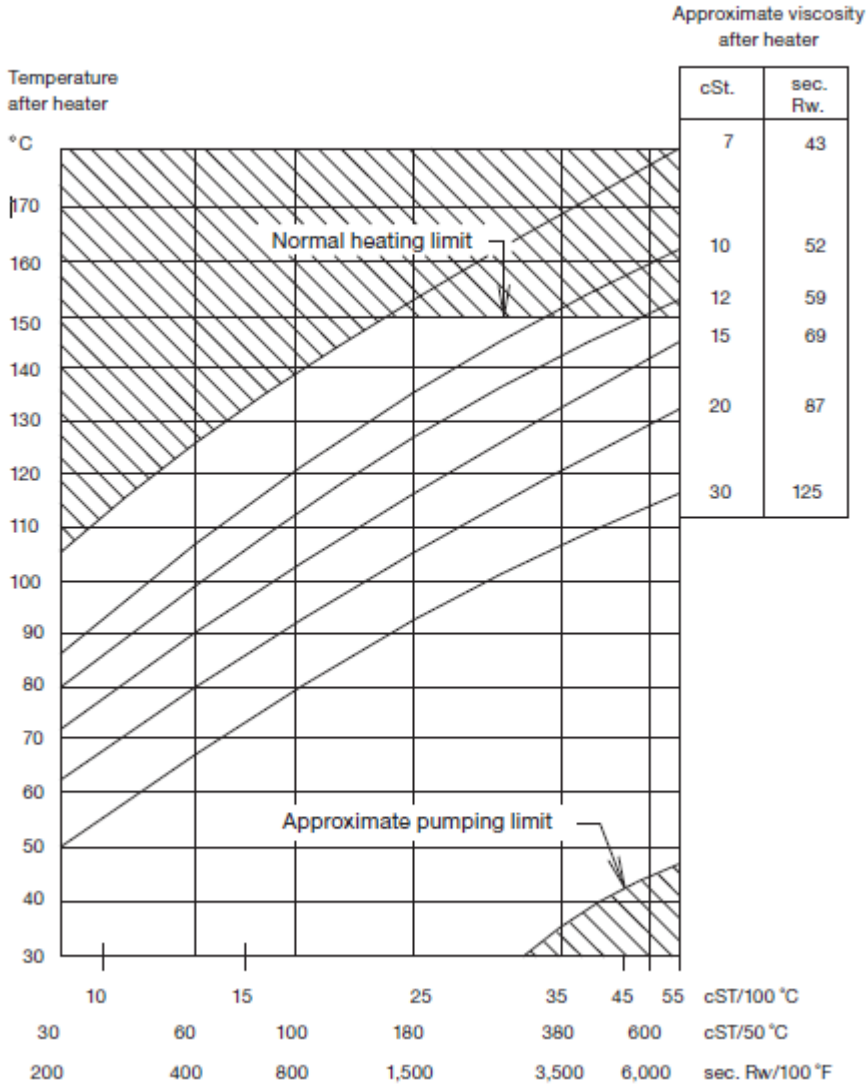


Bombas de circulación de Fuel-Oil

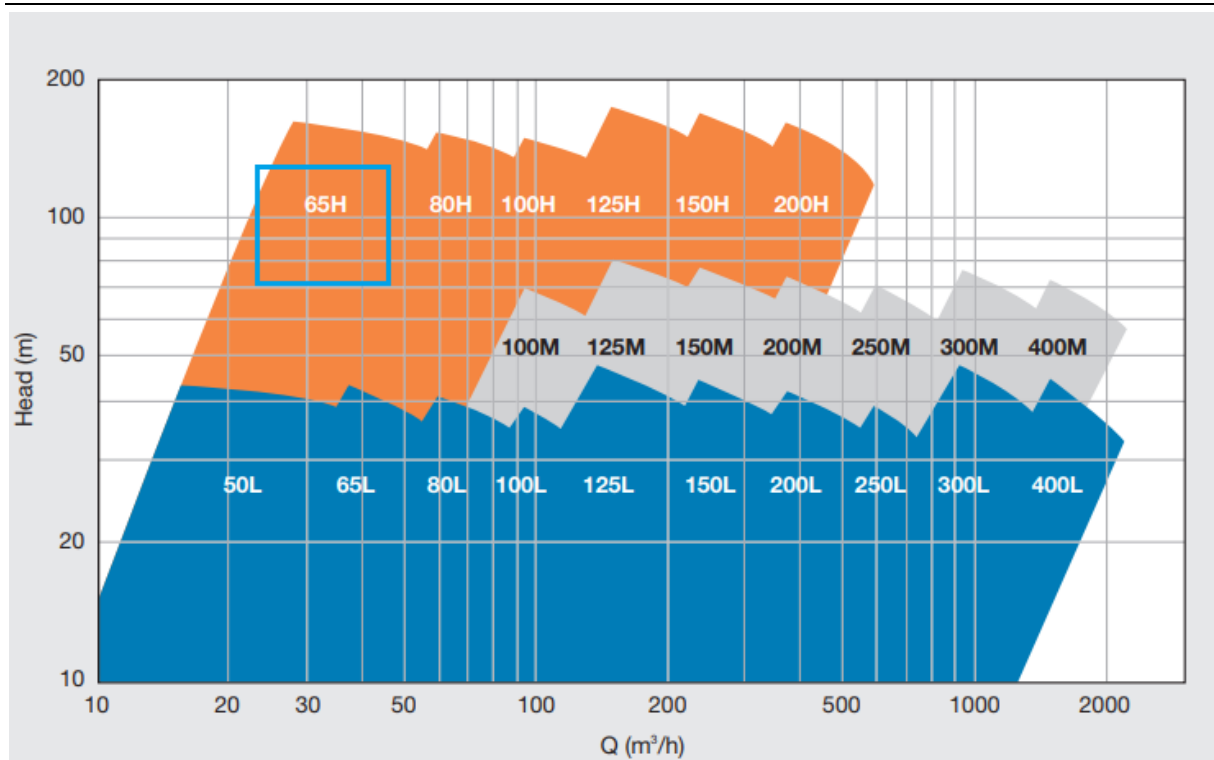
Las bombas de circulación se rigen según los siguientes parámetros:

- Viscosidad del fuel-oil, específico: 20 cSt a 50°C
- Viscosidad del fuel-oil, máximo: 700 cSt
- Viscosidad del fuel-oil, mínimo: 2 cSt
- Flujo de combustible: 22,2 m³/h
- Presión de entrega: 10 bar
- Temperatura de trabajo: 150°C

El calentador de fuel oil será de tipo intercambiador de calor de tubos o de placas. A continuación, se muestra la tabla del combustible.



Se instalarán 2 bombas C2G-65H capaz de trasegar 30 m³/h a 100 m.c.a.. Una de las bombas será de respeto.



El tratamiento previo del combustible antes de poder introducirse en el motor principal, nos obliga a disponer de los tanques de sedimentación y uso diario, dimensionados en el cuaderno 4.

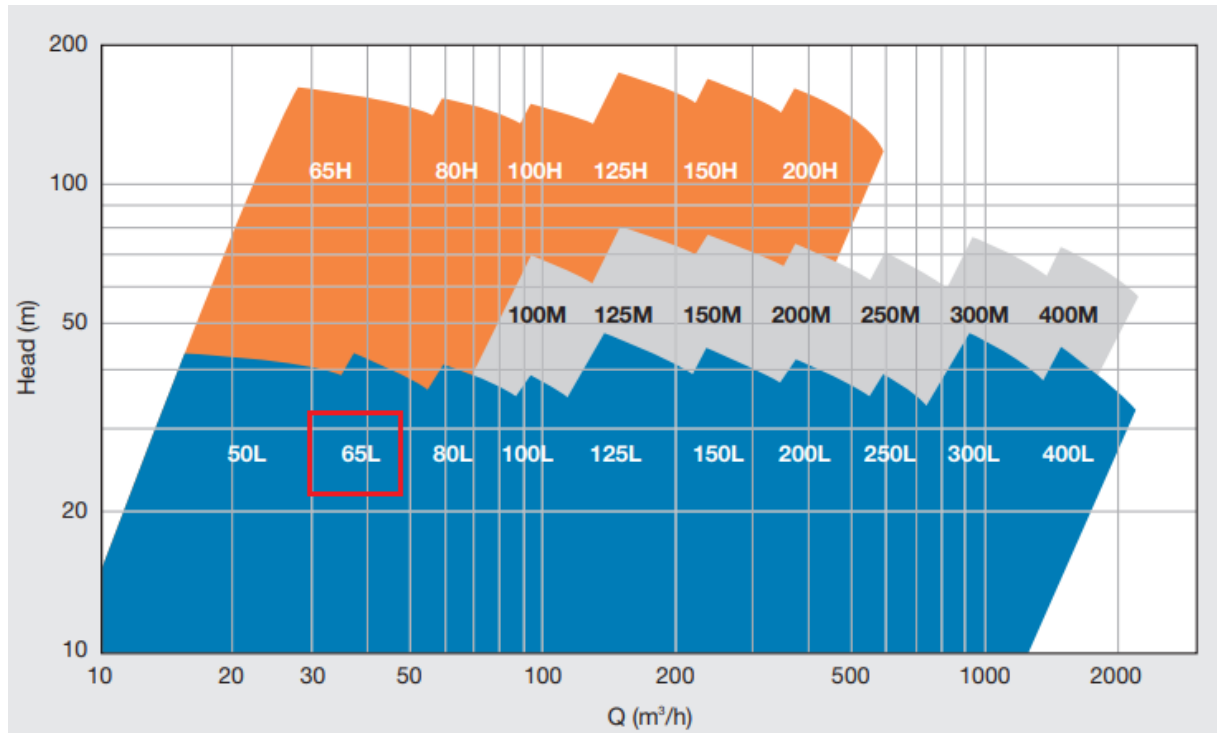
La capacidad de la bomba estará condicionada por el mayor de los tanques, los tanques de sedimentación, y debe permitir el llenado en un tiempo de 6 h.

Por lo tanto:

$$\text{Caudal total trasiego HFO} = \frac{347}{6} = 58 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Caudal bombas trasiego HFO} = \frac{58}{2} = 29 \text{ m}^3/\text{h}$$

Instalaremos 2 bombas C2G-65L con capacidad para 30 m³/h a una presión de 20 m.c.a..



Purificadoras

Se dispondrán de purificadoras de fuel oil en función de las demandas y capacidades anteriormente mencionadas. El filtrado será equivalente al 37% de la demanda de HFO.

$$\text{Bomba purificación fuel oil} = 22,2 \times 0,37 = 8,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

Seleccionaremos 2 bombas de 10 m³/h cada una.

6.4 Servicio de aire de arranque

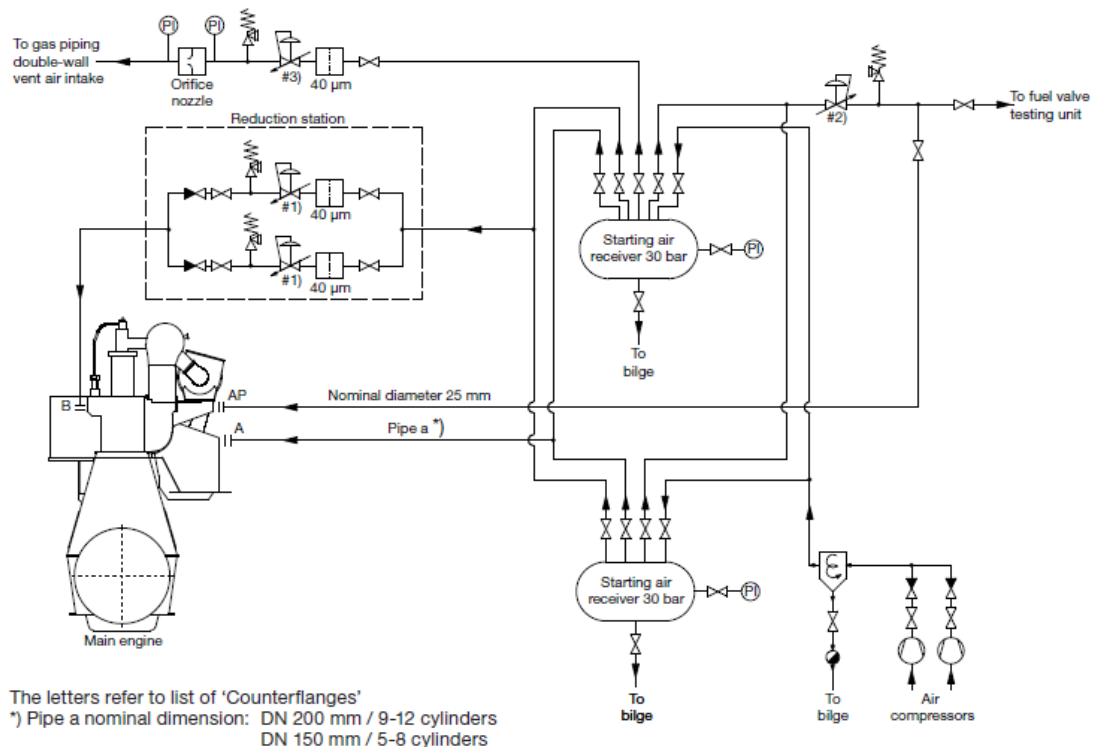
Las grandes dimensiones del motor obligan a disponer de un sistema que ayude al arranque.

El aire de arranque estará a 30 bar de presión y será suministrado por compresores a la entrada del motor. A través de una estación de reducción, se reduce la presión del aire a 7 bar para suministrar aire de control para los resortes neumáticos de la válvula de escape, a través de la entrada del motor.

Mediante una válvula de reducción, se conduce aire comprimido a 7 bares a "AP" para la limpieza del turbocompresor, y un volumen menor se utilizará para la unidad de prueba de la válvula de combustible.

Empleando una válvula de reducción, el aire se conduce a 1,5 bar hacia la detección de fugas y sistema de ventilación para la tubería de gas de doble pared.

A continuación, se muestra el esquema del sistema de arranque del motor.



556 74 77-6.6.1

Fig. 13.01.01: Starting and control air systems

Compresores de aire de arranque

A continuación, se mostrarán las características de los dos compresores necesarios para el arranque en dos etapas, con inter enfriado.

Starting air system, 30.0 bar g, 12 starts. Fixed pitch propeller - reversible engine												
Receiver volume	m ³	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0	2 x 16.0
Compressor cap.	m ³	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960
Starting air system, 30.0 bar g, 6 starts. Controllable pitch propeller - non-reversible engine												
Receiver volume	m ³	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5	2 x 8.5
Compressor cap.	m ³	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510	510

- Capacidad del compresor, para 12 arranques: 960 m³
- Capacidad del compresor, para 6 arranques: 510 m³
- Presión de entrega: 30 bar

Considerando que el llenado de aire comprimido y suministro a 30 bar se debe efectuar en 1 hora, el compresor debe proporcionar un caudal de 300 m³/h.

Receptores de aire de arranque

El volumen de los receptores será:

- Motor reversible, para 12 arranques: 2 botellas de 16 m³
- Motor reversible, para 6 arranques: 2 botellas de 8,5 m³
- Presión de trabajo: 30 bar

Estación de reducción de aire de control y seguridad

- Reducción: de entre 30-10 bar a 7 bar (Tolerancia \pm 10%)
- Caudal, aire libre: 2,1 litros normales/min igual a 0,035 m³/s
- Filtro, finura: 40 μ m

Válvula de reducción para la limpieza del turbocompresor

- Reducción: de 30-10 bar a aproximadamente 7 bar
- Caudal, aire libre: 2,6 litros normales/min igual a 0,043 m³/s

Válvula reductora para ventilación de aire para tuberías de gas

- Reducción: de entre 30-10 bar a 1,5 bar (Tolerancia \pm 10%)
- Caudal, aire libre: 1 litros normales/min igual a 0,015 m³/s

7 VENTILACIÓN EN LA CÁMARA DE MÁQUINAS

En este apartado abordaremos los cálculos necesarios para la ventilación de la cámara de máquinas. Para ello emplearemos la Norma UNE – En ISO 8861.1999.

Según la norma:

“El flujo de aire total Q a la salida de máquinas debe ser al menos el del valor más alto de los dos cálculos siguientes:

- $Q = q_c + q_h$ según se calcula en los apartados 52 y en 5.3 respectivamente
- $Q = 1,5 \times q_c$, es decir, el flujo de aire para combustión + el 50%. El flujo de aire total a la sala de máquinas no debe ser menor que el flujo de aire para la combustión más el 50%.”

7.1 Cálculo del aire de combustión

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

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

donde:

q_{dp} : es el flujo de aire para la combustión del motor principal diésel, en metros cúbicos por segundo

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

q_b : es el flujo de aire para la combustión de la caldera, en metros cúbicos por segundo, si es relevante en condiciones de mar normales.”

Caudal para la combustión del motor principal

$$q_{dp} = \frac{P_{dp} \times m_{ad}}{\rho}$$

donde:

- P_{dp} : potencia normalizada de servicio del motor propulsor de propulsión principal diésel a la máxima potencia de salida continua, el kilowatios. $P_{dp} = 48800$ kW.
- m_{ad} : aire necesario para la combustión del motor diésel, en kilogramos por kilowatio segundo. $m_{ad} = 97,9/48800 = 0,002$ Kg/s
- $\rho = 1,13$ Kg/m³

$$q_{dp} = \frac{48800 \times 0,002}{1,13} = 86,37 \text{ m}^3/\text{s}$$

Other values

Fuel oil heater	kW	380	380	380	378	378	378	381	381	381	379	379	379
Exh. gas temp. **	°C	256	256	256	236	236	236	256	256	256	236	236	236
Exh. gas amount **	kg/h	369,150	369,150	369,150	392,240	392,240	392,240	369,150	369,150	369,150	392,240	392,240	392,240
Air consumption **	kg/s	91.2	91.2	91.2	97.1	97.1	97.1	92.0	92.0	92.0	97.9	97.9	97.9

Caudal para la combustión de los motores diésel generadores

Recordemos que habíamos seleccionado 5 motores generadores dual fuel MAN 9L35/44DF de 7 cilindros y una potencia de 4770 kW cada uno.

$$q_{dg} = \frac{P_{dg} \times m_{ad}}{\rho}$$

donde:

- P_{dg} : potencia normalizada de servicio de los motores diésel generadores a la máxima potencia de salida, en kilovatios.
- m_{ad} : aire necesario para la combustión del motor diésel, en kilogramos por kilowatio segundo. $7,39 \text{ Kg/kWxh} = 7,39/3600 = 0,00205 \text{ Kg/kWxs}$
- $\rho = 1,13 \text{ Kg/m}^3$

Air data					
Temperature of charge air:	°C				
After compressor		221	198	196	149
At charge air cooler outlet		40.0	40.0	40.0	40.0
Air flow rate	kg/kWh	7.18	7.39	8.17	8.88

$$q_{dg} = \frac{(5 \times 4770) \times 0,00205}{1,13} = 43,26 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal para la combustión de la caldera

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

donde:

- ϕb : emisión de calor de las calderas y los calentadores de fluido térmico, en kilowatios.
- ϕp : emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación, en kilowatios.
- ϕg : emisión de calor del generador eléctrico refrigerado por aire, en kilowatios.
- ϕel : emisión de calor de las instalaciones eléctricas, en kilowatios.
- ϕep : emisión de calor de las tuberías de escape incluidas las calderas alimentadas por llama de gas.
- ϕt : emisión de calor de los tanques de calefacción, en kilowatios.
- ϕo : emisión de calor de otros componentes, en kilowatios.
- qdp : flujo de aire para la combustión del motor de propulsión principal, en metros cúbicos por segundo. $qdp = 86,37 \text{ m}^3/\text{s}$.
- qdg : flujo de aire para la combustión del motor diésel del generador en metros cúbicos por segundo. $qdg = 43,26 \text{ m}^3/\text{s}$.
- qb : flujo de aire para la combustión de la caldera, en metros cúbicos por segundo. $qb = 1,337 \text{ m}^3/\text{s}$.
- $\rho = 1,13 \text{ kg}/\text{m}^3$.
- $c = 1,01 \text{ kJ}/(\text{kg}\times\text{K})$
- $\Delta T = 2,5 \text{ K}$

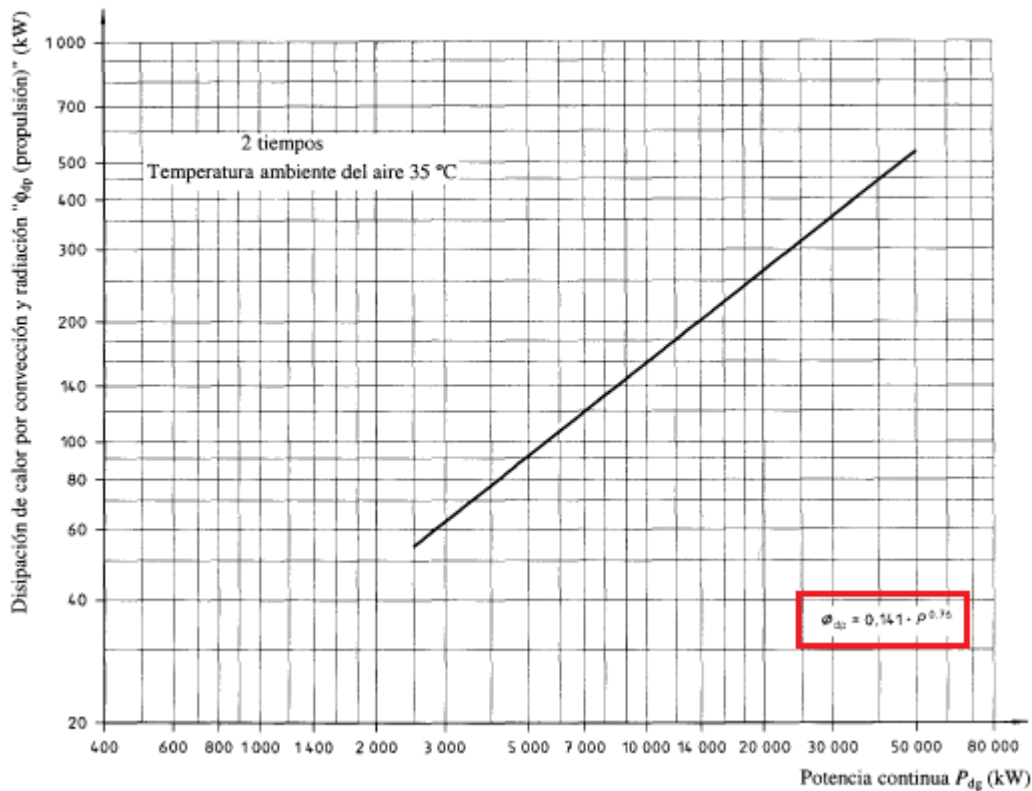
Emisión de calor del motor principal diésel de propulsión

$$\phi dp = Pdp \times \frac{\Delta hd}{100}$$

Donde:

- $P_{dp} = 48800 \text{ kW}$.
- Δhd : es la pérdida de calor del motor principal expresada en porcentaje. Para el cálculo de este parámetro se utilizará una de las gráficas aportadas por la norma, la cual mostraremos a continuación:

7.1 Pérdida de calor en porcentaje del motor diésel basado en la potencia normalizada de servicio del motor



$$\Phi_{dp} = 0,141 \times P^{0,76} = 0,141 \times 48800^{0,76}$$

$$\Phi_{dp} = 515,72 \text{ kW}$$

Emisión de calor de los motores diésel generadores

$$\phi_{dg} = P_{dg} \times \frac{\Delta h_d}{100}$$

Donde:

- P_{dg} : es la potencia de los motores generadores diésel, la es de 5 motores por 4770 kW cada uno a 720 rpm.
- Δh_d : es la pérdida de calor del motor diésel generador expresada en porcentaje. Para el cálculo de este parámetro el reglamento dispone la misma grafica utilizada en el cálculo anterior.

$$\Phi_{dg} = 0,141 \times P^{0,76} = 0,141 \times (5 \times 4770)^{0,76}$$

$$\Phi_{dg} = 300 \text{ kW}$$

Emisión de calor de la caldera

$$\phi b = m_s \times m_{fs} \times h \times \frac{\Delta h_d}{100} \times B_1$$

Donde:

- $m_s = 1,25$ kg/s (obtenido anteriormente)
- $m_{fs} = 0,077$ kg/kg.
- $h = 40200$ kJ/kg (indicada en la norma).
- Δh_b : es la pérdida de calor, en porcentaje, al máximo rendimiento continuo de caldera. Dicho valor se obtiene con la ayuda de la gráfica establecida para las calderas, por parte de la norma. $\Delta h_b = 60\%$.
- B_1 : es una constante que se aplica a la ubicación de la caldera y otros intercambiadores de calor en la sala de máquinas. En el caso del buque proyecto, utilizando las indicaciones de la norma, de tal modo valdrá 0,1.

$$\phi b = 1,25 \times 0,077 \times 40200 \times \frac{60}{100} \times 0,1 = 232,15 \text{ kW}$$

$$\phi b = 232,15 \text{ kW}$$

Emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación

$$\phi p = m_{sc} \times \frac{\Delta h_p}{100}$$

Donde:

- m_{sc} : es el consumo total de vapor expresado en kilovatios. Se establece el consumo de vapor igual a la generación del mismo, por lo que $m_{sc} = 1,25$ kg/s = 4500 kg/h. Sabiendo que 1Kw es aproximadamente 1,6 kg/h, tendremos que $m_{sc} = 4500/1,6 = 2812,5$ kW.
- Δh_p : pérdida de calor de las tuberías de vapor y condensación, en porcentaje del consumo de vapor en kilovatios. El valor establecido por la norma ante falta de datos es de 0,2%.

$$\phi p = 2812,5 \times \frac{2}{100} = 56,25 \text{ kW}$$

$$\phi p = 56,25 \text{ kW}$$

Emisión de calor de los generadores eléctricos

$$\phi g = P_g \times \left(1 - \frac{\eta}{100}\right)$$

Donde:

- P_g : potencia de los generadores eléctricos refrigerados por aire, expresada en kilowatios. $P_g = 4770$ kW.
- η : rendimiento de los generadores en porcentaje. Al no disponer de datos, el valor seleccionado será $\eta = 94\%$.

$$\phi g = 4770 \times \left(1 - \frac{94}{100}\right)$$

$$\phi g = 286,2 \text{ kW}$$

Emisión de calor de las instalaciones eléctricas

Al no disponer de datos referentes a la instalación eléctrica, la norma estipula o siguiente:

$$\phi el = 0,2 \times \phi g$$

$$\phi el = 57,24 \text{ kW}$$

Emisión de calor de las tuberías de escape y de la caldera de descarga alimentadas por llama de gas

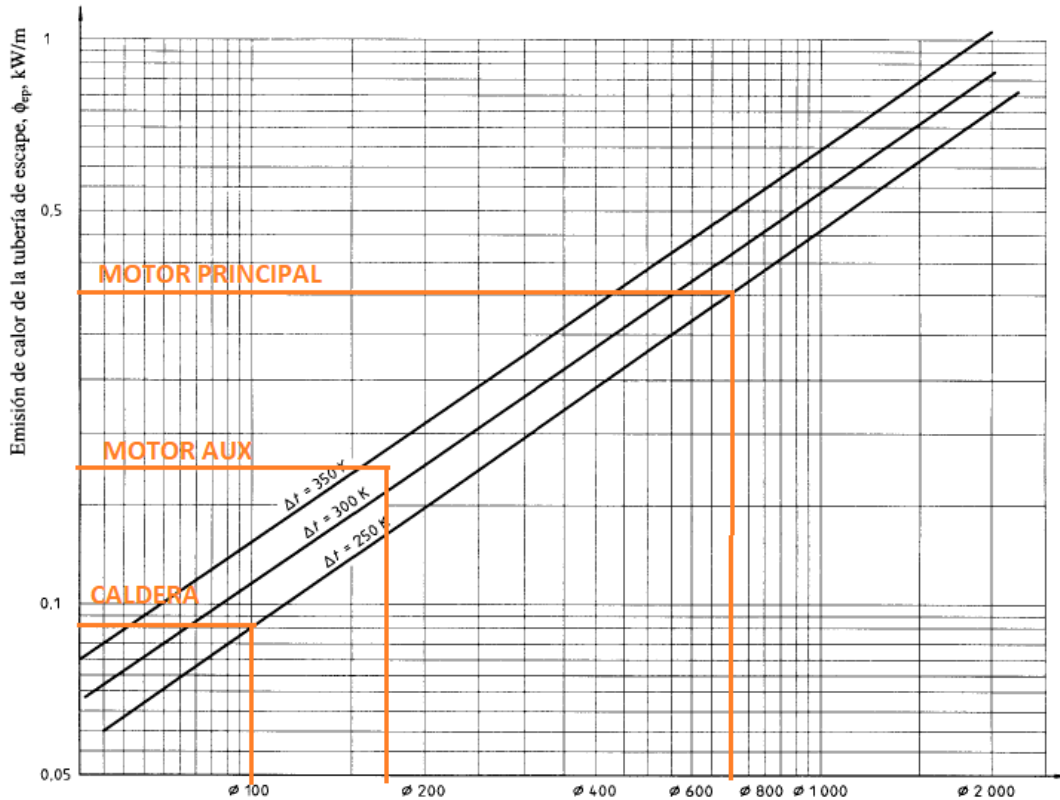
La norma establece en el punto 6.7:

“La emisión de calor de las tuberías de escape y de la caldera de descarga alimentada con llama de gas puede determinarse a partir de las curvas en el apartado 7.3, en kilowatios por metro de tubería.

Si no hay cifras específicas disponibles, se puede utilizar $\Delta t = 250$ K para los motores de dos tiempos y $\Delta t = 320$ K para los motores de cuatro tiempos.

Las tuberías de gas de escape y la caldera de descarga alimentada por llama de gas situadas en el guardacalor y en la chimenea no deben tenerse en cuenta.

Si se presenta el caso de una caldera de descarga de gas situada directamente por debajo de un guardacalor descubierto, se utiliza el mismo factor $B_1 = 0,1$ como en el apartado 6.3.”



- $\phi_{epMOTOR\ PRINCIPAL} = 0,4\ kW/m$
- $\phi_{epMOTOR\ AUX} = 0,24\ kW/m$
- $\phi_{epCALDERA} = 0,09\ kW/m$

Y en cuanto a las tuberías en el interior de la sala de máquinas, estimaremos los siguientes valores:

- Motor principal = 45 m
- Motores Auxiliares = 22 m
- Caldera = 30 m

$$\phi_{epMOTOR\ PRINCIPAL} = 0,4 \times 45 = 18\ kW$$

$$\phi_{epMOTOR\ AUX} = 0,24 \times 22 = 5,28\ kW$$

$$\phi_{epCALDERA} = 0,09 \times 30 = 2,7\ kW$$

$$\phi_{epTOTAL} = 18 + 5,28 + 2,7$$

$$\phi_{epTOTAL} = 25,98\ kW$$

Emisión de calor de los tanques de calefacción

Nuestro buque dispone de 2 tanque de sedimentación y otros 2 de uso diario, por lo que realizaremos los cálculos para la calefacción de dichos tanques en kilowatios.

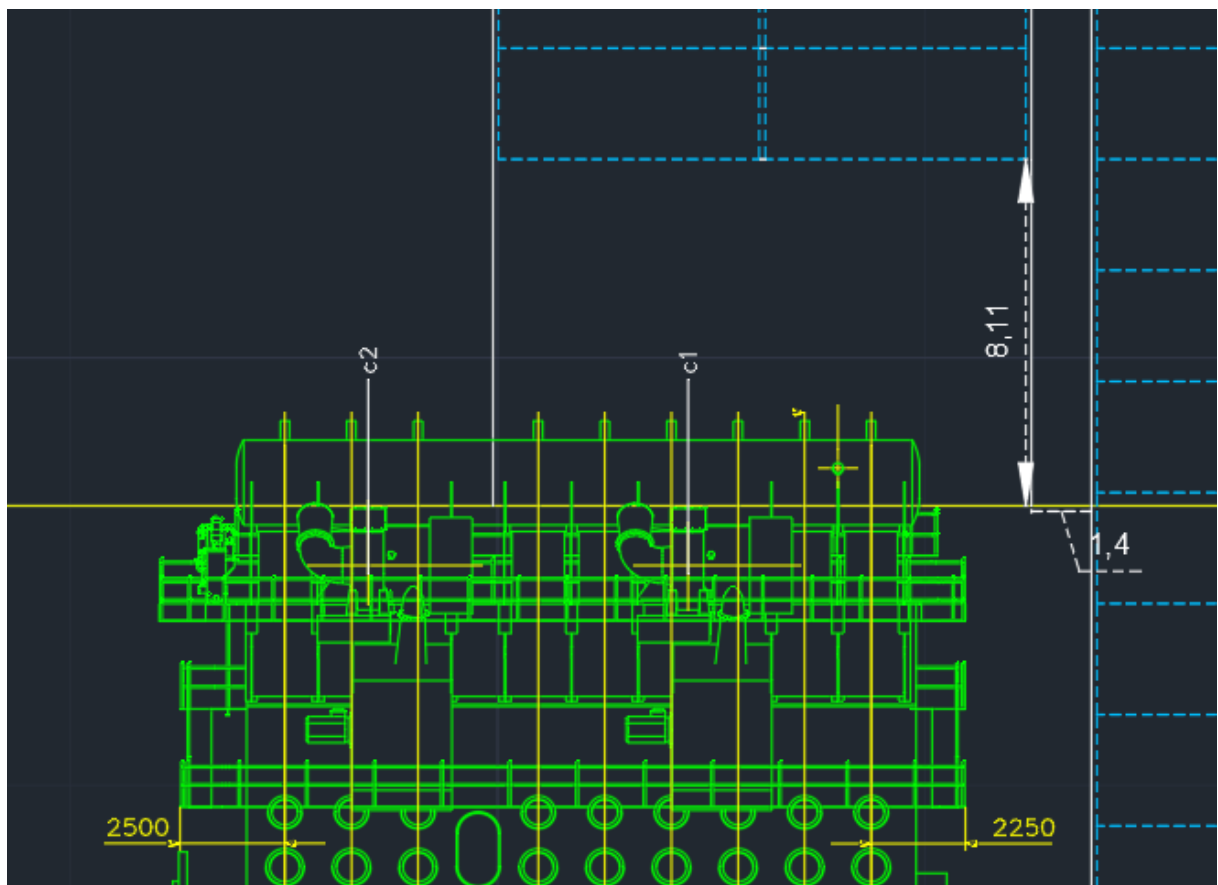
Tabla 1
Emisión de calor de los tanques de calefacción

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

Las propiedades de los tanques son las siguientes:

- Uso diario: 80°C con aislamiento de 30 mm. $\phi_{tUD} = 0,05 \text{ kW/m}^2$
- Sedimentación: 60°C con aislamiento de 30 mm. $\phi_{tSED} = 0,02 \text{ kW/m}^2$

La superficie de contacto de cada tanque en la cámara de máquinas se medirá sobre el plano del buque



Superficie calefactada = $(8,11 \times 1,4) \times 2 = 22,7 \text{ m}^2$

$$\phi_t = 0,02 \times 22,7 = 0,45 \text{ kW}$$

Emisión de calor de otros componentes

La emisión de calor por parte de otros componentes ubicados en la sala de máquinas se estimará en un 5% de la suma de todas las emisiones calculadas anteriormente.

$$\phi_o = 0,05 \times (\phi_{dp} + \phi_{dg} + \phi_b + \phi_p + \phi_g + \phi_{el} + \phi_{ep} + \phi_t)$$

$$\phi_o = 0,05 \times (515,72 + 300 + 232,15 + 56,25 + 286,2 + 57,24 + 25,98 + 0,45)$$

$$\phi_o = 73,7 \text{ kW}$$

Por lo tanto:

$$qh = \frac{\phi_{dp} + \phi_{dg} + \phi_b + \phi_p + \phi_g + \phi_{el} + \phi_{ep} + \phi_t + \phi_o}{\rho \times c \times \Delta T} - 0,4(q_{dp} + q_{dg}) - q_b$$

$$qh = \frac{515,72 + 300 + 232,15 + 56,25 + 286,2 + 57,24 + 25,98 + 0,45 + 73,7}{1,13 \times 1,01 \times 2,5} - 0,4(86,37 + 43,26) - 1,337$$

$$qh = 491,91 \text{ kW}$$

7.3 Cálculo del caudal total

El flujo de aire total requerido en la cámara de máquinas será el mayor de los dos valores que se muestran a continuación:

- $Q = q_c + q_h = 130 + 491,91 = 622,915 \text{ m}^3/\text{s}$
- $Q = 1,5 \times q_c = 1,5 \times 131 = 196,3 \text{ m}^3/\text{s}$

Por lo tanto, el caudal total en la sala de máquinas será:

$$Q_{\text{TOTAL}} = 622 \text{ m}^3/\text{s} = 2239200 \text{ m}^3/\text{h}$$

7.4 Selección de ventiladores

Seleccionaremos ventiladores del modelo **AXITUB SOLID 4 – 1250T 45-12** con las siguientes características:

400V 50Hz (III-) 1.400 r.p.m. (n: min-1) Ø 315 - 1.250 m.m.

Model	Ø mm	Airflow m ³ /h	Intensity Amp.	Power Kw	OPTIONAL ACCESSORIES					
					R	RP	CA	JN	SL/SLN	SB
A-AXITUB SOLID 4-1250T 40-12	1.250	160.500	104,00	55,00	*	*	*	*	*	*
A-AXITUB SOLID 4-1250T 45-12	1.250	180.200	134,00	75,00	*	*	*	*	*	*

El caudal de trasiego de cada ventiladores es de **180000 m³/h**, por lo que necesitaremos instalar **14 unidades**.

8 ANEXO I: BOMBAS WÄRTSILÄ

WÄRTSILÄ Pumps & Valves

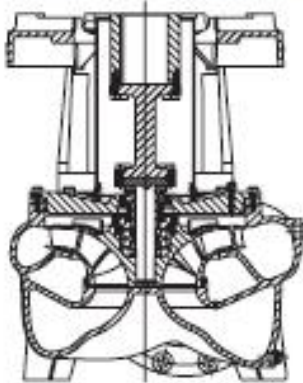
**WÄRTSILÄ HAMWORTHY CENTRIFUGAL PUMPS
MODEL C2G**

**ENERGY
ENVIRONMENTAL
ECONOMY**

DESCRIPTION
Vertical in-line overhung pumps with single suction impeller, radially split casing with flexible and rigid coupling options. Comes with ball bearings and mechanical seal as an integral unit which enables a very quick maintenance turnaround time.

Capacity: 30-1600 m³/h
Differential pressure: 15-150 m.c.

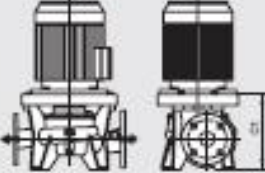
Sectional Drawing



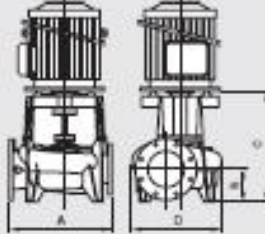
SPACER COUPLED DIMENSIONS							CLOSE COUPLED DIMENSIONS						
	Pump size	Flange according to ISO 7065 PM10 or JIS 50210-50K		Dimensions (mm)				Weight* (kg)	Pump size	Discharge Flange MD	Suction Flange MD	OH (mm)	Weight* (kg)
		Discharge Flange ND	Suction Flange ND	A	B	C	D						
LOW PRESSURE	C2G-50L	50	85	360	130	395	356	41	C2G-50L	50	80	240	33
	C2G-65L	65	80	360	137	421	348	44	C2G-65L	65	80	250	36
	C2G-80L	80	100	360	155	452	359	46	C2G-80L	80	100	261	38
	C2G-100L	100	125	400	180	435	365	58	C2G-100L	100	125	288	47
	C2G-125L	125	150	500	147	565	455	130	C2G-125L	125	150	300	104
	C2G-150L	150	200	500	175	608	468	150	C2G-150L	150	200	375	106
	C2G-200L	200	250	600	200	640	545	250	C2G-200L	200	250	420	157
	C2G-250L	250	300	710	240	750	600	325					
C2G-300L	300	350	1000	270	890	811	525						
C2G-400L	400	500	1200	350	1140	860	700						
MEDIUM PRESSURE	C2G-100M	100	125	450	130	480	360	80					
	C2G-125M	125	150	600	147	608	327	180					
	C2G-150M	150	200	700	175	634	327	217					
	C2G-200M	200	250	710	200	730	377	320					
	C2G-250M	250	300	800	200	757	369	346					
	C2G-300M	300	350	1200	270	1040	364	585					
C2G-400M	400	500	1200	350	1180	360	755						
HIGH PRESSURE	C2G-65H	65	80	500	135	485	477	121					
	C2G-80H	80	100	500	155	480	477	126					
	C2G-100H	100	125	500	150	518	360	126					
	C2G-125H	125	150	500	170	540	360	200					
	C2G-150H	150	200	500	185	604	360	231					
	C2G-200H	200	250	600	200	724	360	250					

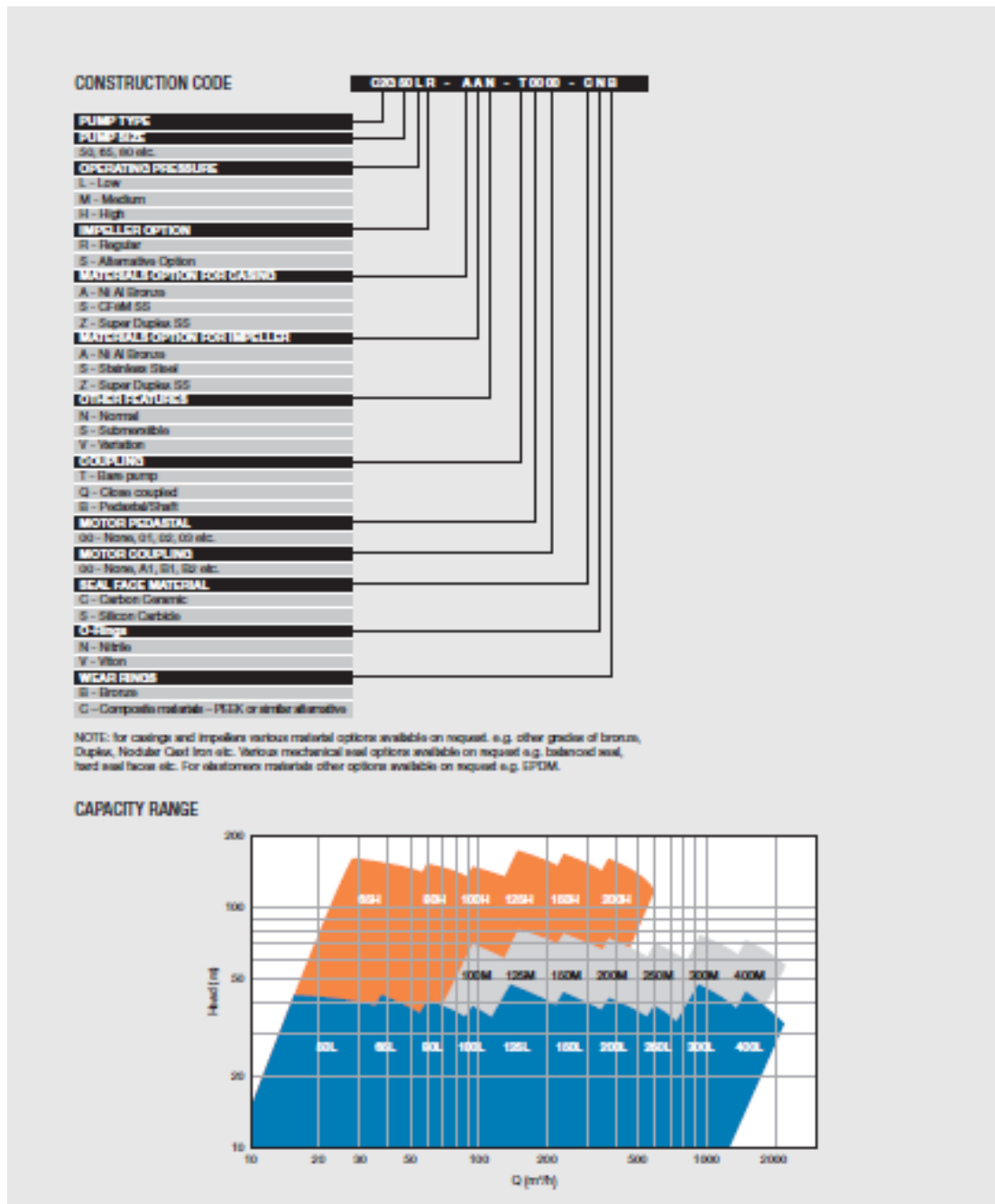
*Approximate Weight (including motor)

Close Coupled



Spacer Coupled





WÄRTSILÄ® is a registered trademark. Copyright © 2014 Wärtsilä Corporation. Specifications are subject to change without prior notice.

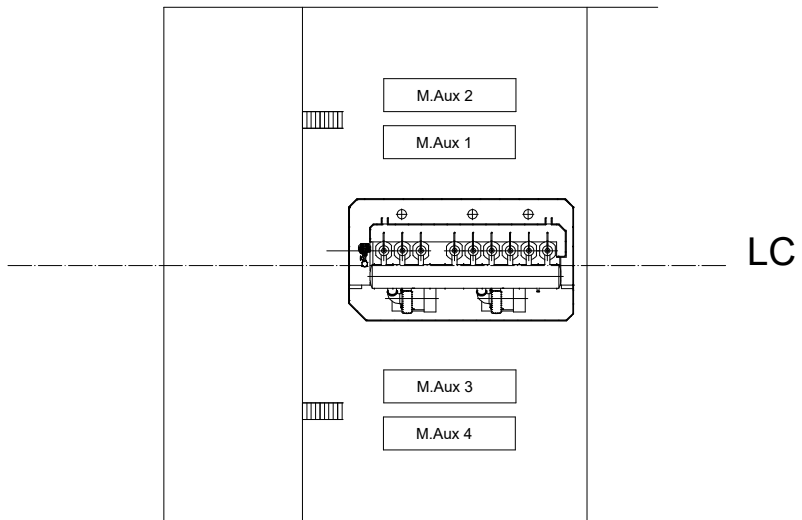
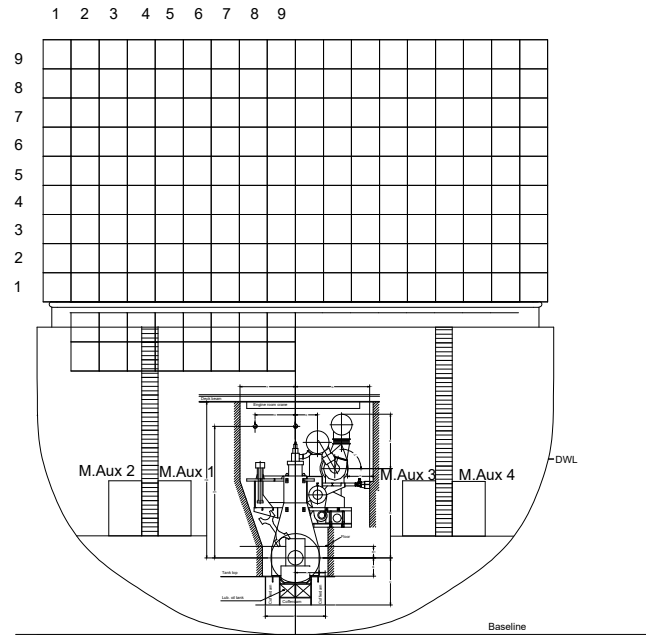
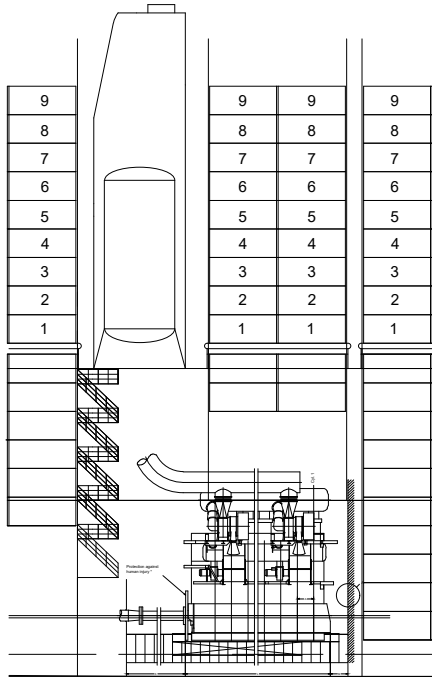
pumps@wartsila.com


WARTSILA.COM



P1 000 01 2014 05

9 ANEXO II: PLANO DE CÁMARA DE MÁQUINAS



TÍTULO: BUQUE PORTACONTENEDORES POSTPANAMAX DE 1100 TEUS	
PLANO: SALA DE MÁQUINAS	CUADERNO: 10
 UNIVERSIDADE DA CORUÑA	AUTOR: MANUEL GARCÍA PENSADO
	ESCALA: 1:150