



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº0:

Memoria

Proyecto nº:	1748
Tutor:	D. Francisco Alonso Thous
Alumnos:	D. Guillermo Zamarripa Solano D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1. INTRODUCCION.....	3
2. ESPECIFICACIONES DEL PROYECTO.	4
3. ANALISIS Y REFERENCIAS AL PROYECTO.....	5
4. PROCEDIMIENTOS Y RESULTADOS	8
4.1. Dimensionamiento.....	8
4.2. Formas.	9
4.3. Disposicion General.	11
4.4. Cálculos de arquitectura naval.....	13
4.5. Predicción de potencia.....	14
4.6. Cuaderna Maestra.	15
4.8. Peso en rosca y centros de gravedad.	18
4.9. Situaciones de carga y estabilidad en averías.....	18
4.10. Equipo y servicios.	19
4.11. Planta electrica.....	19
4.12. Presupuesto.....	19
5. EJEMPLO DE VIAJE.	21

1. INTRODUCCION.

En este cuadernillo haremos un breve resumen de la metodología empleada y los resultados obtenidos en cada cuadernillo del proyecto. De la misma forma mencionaremos las particularidades del mismo.

Expondremos también las especificaciones recibidas al inicio del proyecto.

2. ESPECIFICACIONES DEL PROYECTO.

Las especificaciones del buque a desarrollar como proyecto de fin de carrera son las expuestas a continuación:

TIPO DE BUQUE: Petrolero para crudo (FP < 60° y RVP < 1 atm). Buque de cubierta corrida, habilitación y cámara de maquinas a popa. Proa y popa de bulbo, doble casco, codaste abierto, timón tipo MARINER y cofferdam entre tanques de combustible y mar.

CLASIFICACION Y COTA: LR + 100 A1, DOUBLE HULL OIL TANKER, CSR, IWS, LI, LMC, SCM, UMS, 1 ICE.

PESO MUERTO: 165.000 TPM

PROPULSION/VELOCIDAD: Motor 2T directamente acoplado. Hélice paso fijo. 15,5 nudos en pruebas con motor al 90% MCR y 10% margen de mar.

AUTONOMIA/CAPACIDADES: Capacidad de carga 184.000 m³, 12 tanques de carga y dos tanques de derrames (Tanques de carga pintados CSR y TOTAL). Capacidad de combustible (de tres tipos: 4.5, 1.5 y 0.1% de Azufre) de 4.400 m³
Capacidad de lastre: Suficiente para navegar en condiciones de mal tiempo (no tifón)
Se preparará un tanque de carga para condición tifón.

HABILITACION: 34 cabinas individuales con baño privado, dos cabinas reserva con baño privado mas 1 rancho de 6 personas.

SISTEMA DE CARGA/LASTRE: 3 turbobombas de carga para descargar en 15 horas (sin lavado) a 130 mca. 2 electrobombas de lastre de capacidad suficiente para lastrar en 15 horas a 35 mca. 2 eyectores carga (800 m³/hora) y una bomba de achique de 300 m³/hora a 135 mca y un eyector de lastre 400 m³/hora a 40 mca. Eyectores accionados por las bombas de sus sistemas.

MAQUINARIA AUXILIAR: 3 diesel generadores, caldereta mixta de escapes, dos calderas principales, y hélice transversal a proa.

AMARRE: Requerimientos superpuerto de Bilbao, aumentando en un largo proa y popa. Bitas alije (OCIMF, EXXON).

OTROS REQUERIMIENTOS: Serpentes calefacción (SHELL), grúa mangueras (OCIMF, EXXON). No se requiere paso por el canal de Panamá (futuro).
Calado máximo inferior a 17,5 m

3. ANALISIS Y REFERENCIAS AL PROYECTO.

Un **petrolero** es un barco diseñado para el transporte de crudo o productos derivados del petróleo. Actualmente casi todos los petroleros en construcción, por imperativo de la legislación vigente del Convenio Marpol, son del tipo de doble casco en detrimento de los más antiguos diseños de un solo casco (monocasco) debido a que son menos sensibles a sufrir daños y provocar vertidos en accidentes de colisión con otros buques o embarrancamiento. A partir de este tipo de barcos, surgió el **superpetrolero**, de mayor capacidad de carga, y destinado al transporte de crudo.

Además del transporte por oleoducto, los petroleros son el único medio de transportar grandes cantidades de crudo, a pesar de que algunos han provocado considerables desastres ecológicos al hundirse cerca de la costa provocando el vertido de su carga al mar. Los desastres más famosos han sido los causados por los petroleros: *Torrey Canyon, Exxon Valdez, Amoco Cadiz, Erika, Prestige...*

Durante la década de los 70, época de gran conflictividad internacional, los barcos tuvieron que crecer, que tomar medidas mayores, pues el Canal de Suez estaba cerrado al tráfico internacional y debían dar la vuelta por el cabo de Buena Esperanza, al sur del continente africano, para rentabilizar con una mayor cantidad de petróleo el rodeo que había que dar y que tanto encarecía el transporte.

Pero el final de esta temporada de conflictos, trajo la apertura de nuevo del Canal de Suez, por lo que muchos de esos “gigantes”, construidos en los años 70, se llevaron la sorpresa de que no cabían por dicho canal. La solución fue construir barcos más pequeños, de menor capacidad, que pudieran circular por el canal, pero que obviamente, siguieran siendo rentables, es decir, que fueran más pequeños pero también más rápidos y ligeros.

La producción mundial de petróleo se acerca actualmente a los 3.000 millones de toneladas, de los que una cuarta parte es producida por Oriente Medio y la mitad de esta cantidad es exportada a Europa occidental por la llamada ruta de los petroleros. En la producción y en el transporte de este producto hay grandes cantidades de pérdidas de crudo, unos diez millones de toneladas.

Tamaños típicos de petroleros:

Tipo	TPM	L (m)	B (m)	T (m)	PR (tm)
Panamax	60000	228,6	32,2	12,6	11000
Aframax	100000	253	44,2	11,6	14850
Suezmax	150000	274	50	14,5	20000
VLCC	280000	335	57	21	35000
ULCC	410000	377	68	23	45000

En la actualidad hay unos 6.300 petroleros circulando por los mares de todo el mundo. Más de la mitad son buques de gran tamaño que fueron construidos en los años 70, lo que hace pensar que pueden sufrir algún percance que termine en las tan temidas mareas negras, por lo que la mayoría de los gobiernos piden legislaciones más exigentes, con el fin de ejercer mayor control sobre el tráfico de estos buques, así como se pide la mayor calificación posible de la tripulación de esos barcos.

Estos buques tan grandes, que en algunos casos han cumplido más de 20 años, pueden provocar accidentes cuando se acercan demasiado a costas poco practicables y encallan, debido a su enorme envergadura.

Uno de los factores primordiales a la hora de poner en circulación uno de estos gigantes, es haberlo dotado de la mejor tecnología al alcance del astillero que lo fabrica. De hecho, la Organización Marítima Internacional, OMI, ha adoptado medidas más rigurosas sobre la construcción de petroleros, incluyéndose la utilización del doble casco y otros métodos alternativos, así como un programa de sustitución progresiva de los petroleros existentes.

Para este proyecto, se han seguido también la nueva normativa Common Structural Rules, que básicamente son medidas que acentúan la seguridad de la nave, en cuanto al escantillón y al equipo a instalar.

Aún así, las mareas negras suponen sólo una parte del problema, ya que se estima que cada año la industria del petróleo vierte al mar entre tres y cuatro millones de toneladas de crudo en operaciones rutinarias.

A raíz del hundimiento del "Torrey Canyon", el ingeniero francés Jacques Picard ideó un extraño navío de proa elevada y casco doble, como el de un catamarán, destinado a la lucha contra las mareas negras. Este navío tiene la misión de desarrollar tres funciones: recoger una mezcla de la emulsión agua-petróleo, tratar esta mezcla para aumentar el contenido de petróleo y almacenarlo para destruirlo.

La primera de las tres funciones es la más difícil. Los procedimientos que pueden usarse con relativo éxito en aguas tranquilas se convierten en imposibles en cuanto comienzan a agitarse. Por eso el barco tiene dos cascos, entre los cuales, con un ancho de treinta metros, el oleaje se convierte en el agua tranquila de un estanque. En el centro de este "estanque" una bomba absorbe el petróleo a razón de 10.000 metros cúbicos por hora. Para almacenar el petróleo recogido de la superficie del agua marina, Picard ideó unos depósitos elásticos de caucho o de plástico, capaces de almacenar más de mil metros cúbicos y que después son remolcados a puerto. Otra solución más fácil y más barata es quemar el crudo recuperado.

A raíz de la tragedia del "Exxon Valdez", Estados Unidos adoptó esta medida de seguridad, pero a instancias de japoneses y franceses, se tomó la decisión de adoptar otra disposición de seguridad, la de la "cubierta a media altura", que garantizaba que gracias a la presión hidrostática en el interior de los tanques es siempre inferior a la exterior, de tal forma que, al menos teóricamente, se evita la descarga accidental de petróleo.

Cuando un buque cisterna sufre un accidente y produce una marea negra, no existen problemas para identificar al causante del desastre ecológico. No sucede lo mismo cuando los superpetroleros, contraviniendo las normas internacionales, hacen descargas de residuos de limpieza en medio del mar.

Los buques contaminadores pasarían inadvertidos si no fuera porque científicos del departamento de investigación y desarrollo de la empresa General Electric han inventado un procedimiento que permite "marcar" los cargamentos de petróleo que se

transportan por vía marítima, con unas "etiquetas" magnéticas que pueden identificar fácilmente a los contaminadores de las aguas en rutas internacionales.

Cada vez que un petrolero carga crudo, éste se "marca" con polvo magnético distinto de todos los demás y sus propiedades se registran en forma de código. Así, en caso de derrame de petróleo, se analizan las "etiquetas" magnéticas y se identifica rápidamente el buque que lo vertió. De esta manera, el responsable debe abonar el gasto de la limpieza más una multa. Las partículas magnéticas empleadas son tan diminutas que sólo pueden verse con potentes microscopios.

Y es que todas las medidas de seguridad son insuficientes a la hora de evitar las tan temidas mareas negras, que causan daños que sólo el paso de décadas puede subsanar. Las mayores mareas negras producidas en los últimos años por grandes petroleros averiados o hundidos han sido contadas puntualmente por la prensa.

Una de las más espectaculares ha sido la del buque-cisterna estadounidense "Exxon Valdez". Este petrolero tenía unas medidas de aproximadamente 55 metros de ancho por 320 de largo y encalló en un arrecife al tratar de evitar chocar con un iceberg, frente al golfo de Alaska. Un derrame de más de cuarenta millones de litros de crudo produjo una marea negra de unos 250 kilómetros cuadrados, la mayor mancha de petróleo en la historia de Estados Unidos, que significó una grave amenaza para la vida marina y costera de la zona.

Con anterioridad se registraron mareas negras tan importantes como la producida el 16 de marzo de 1978 por el petrolero de bandera liberiana "Amoco Cádiz", que encalló en la costa bretona de Francia y que ocasionó una mancha de petróleo de 250 kilómetros cuadrados. El buque cisterna transportaba 230.000 toneladas de crudo. Otra marea importante se produjo con el hundimiento del buque cisterna "Torrey Canyon", también de bandera liberiana, que se fue a pique, en 1967, con 123.000 toneladas de petróleo. La contaminación se extendió 18 kilómetros a lo largo de las costas francesa y británicas.

A pesar de la magnitud de estas tragedias, la mayor marea negra de la historia fue la originada por el abordaje de dos superpetroleros en el Caribe, el "Aegen Captain" y el "Atlantic Empress". La mancha producida por los casi dos millones de barriles de crudo desparramados tenía una extensión de cerca de 300 kilómetros cuadrados.

4. PROCEDIMIENTOS Y RESULTADOS

4.1. Dimensionamiento.

El primer paso fue pre-dimensionar el barco. Partimos de una base de datos de petroleros de crudo de un peso muerto lo más similar posible al de nuestras especificaciones. Lo más complejo fue localizar petroleros de ese porte lo más modernos posibles, para que las dimensiones se acercaran a lo que sería nuestro proyecto ya que los más antiguos no darían información adecuada en estos primeros pasos. De entre ellos seleccionamos unos como buque base con un peso muerto algo superior al nuestro y unas características muy similares.

A continuación, mediante regresiones tanto de dimensiones como de parámetros adimensionales, obtuvimos una primera aproximación de las dimensiones principales del buque. Partiendo del buque base, generamos mediante iteraciones la primera alternativa de las dimensiones del buque, que depuramos generando otras opciones hasta seleccionar la mejor alternativa. Para afinar aún más, utilizamos los costes de construcción y el volumen de carga bajo cubierta. Como comprobación, calculamos el francobordo y la altura metacéntrica para asegurarnos de que el proceso nos llevaba por conclusiones acertadas.

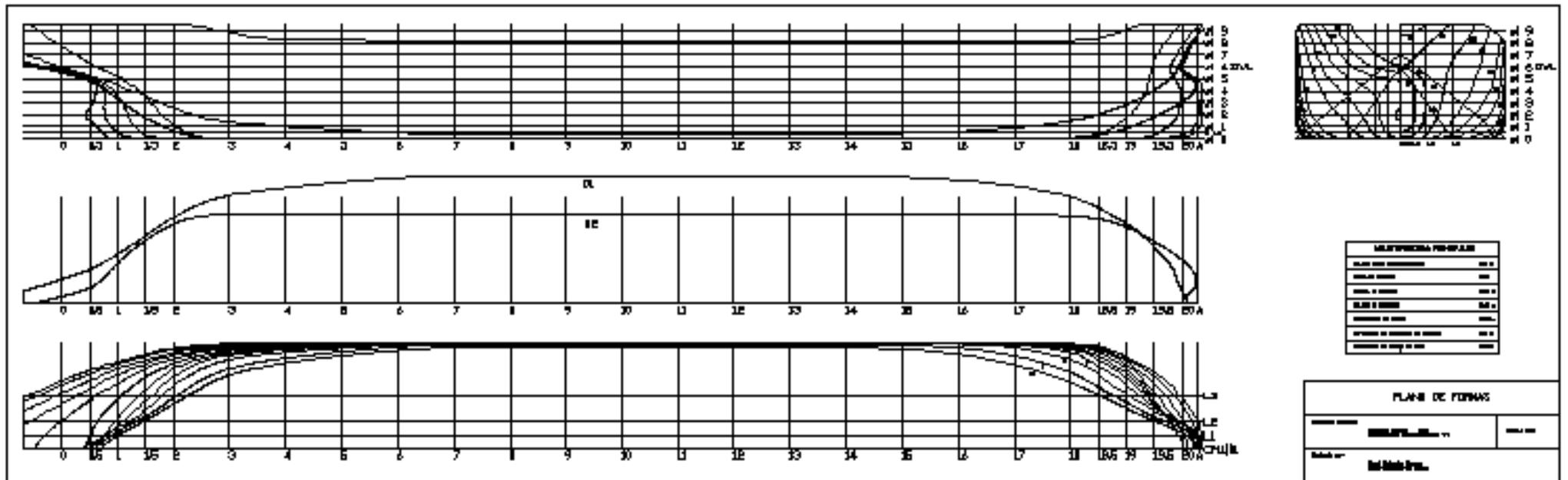
Mejor alternativa	
PM (t)	166282,9869
PR (t)	28545,87
DISW (t)	194828,86
V de carga (m ³)	184911
v (kns)	15,50
FN	0,156
Lpp (m)	265,44
B (m)	49,90
d (m)	17,26
D (m)	23,87
BHP	24915,2
CB	0,829
CM	0,9988
CP	0,830

4.2. Formas.

Para definir las formas de nuestro buque partimos de las dimensiones obtenidas al final del cuadernillo 1 y de un granelero básico proporcionado por el programa informático (Maxsurf). Escogimos el granelero por disponer de bulbo de proa y de popa. Se decidió por semejanza con otros buques modernos dotarlo de un bulbo de tipo Mitsubishi. Escalamos la plantilla del programa hasta que obtener nuestras dimensiones y a continuación fuimos depurando las formas para darles la forma adecuada. Añadimos los bulbos de proa y popa justificando sus dimensiones en el cuadernillo, así como las dimensiones del cuerpo cilíndrico correspondiente. Finalmente afinamos las formas para que fueran lo más “lisas” posible.

A continuación figura el plano definitivo de formas, y los datos obtenidos del programa de las mismas.

Mesurement	Value	Units
Displacement	195740,148	tonne
Volume	190965,998	m ³
Draft to Baseline	16,927	m
Immersed depth	16,931	m
Lwl	272,302	m
Beam wl	50	m
WSA	19682,974	m ²
Max cross sect area	836,185	m ²
Waterplane area	12245,232	m ²
Cp	0,839	
Cb	0,828	
Cm	0,988	
Cwp	0,899	
LCB from zero pt	-127,551	m
LCF from zero pt	-131,835	m
KB	8,76	m
KG	0	m
BMt	12,238	m
BMI	330,367	m
GMt	20,998	m
GMI	339,127	m
KMt	20,998	m
KMI	339,127	m
Immersion (TPc)	125,514	tonne/cm
MTc	2495,518	tonne.m
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	71732,048	tonne.m
Precision	Medium	50 stations



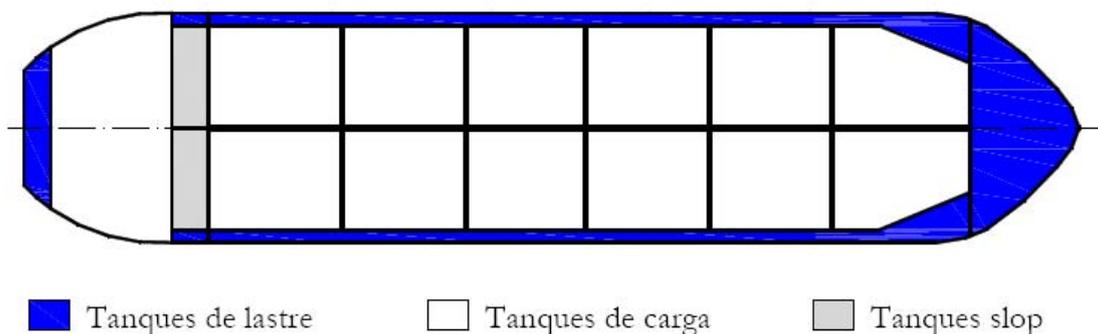
4.3. Disposición General.

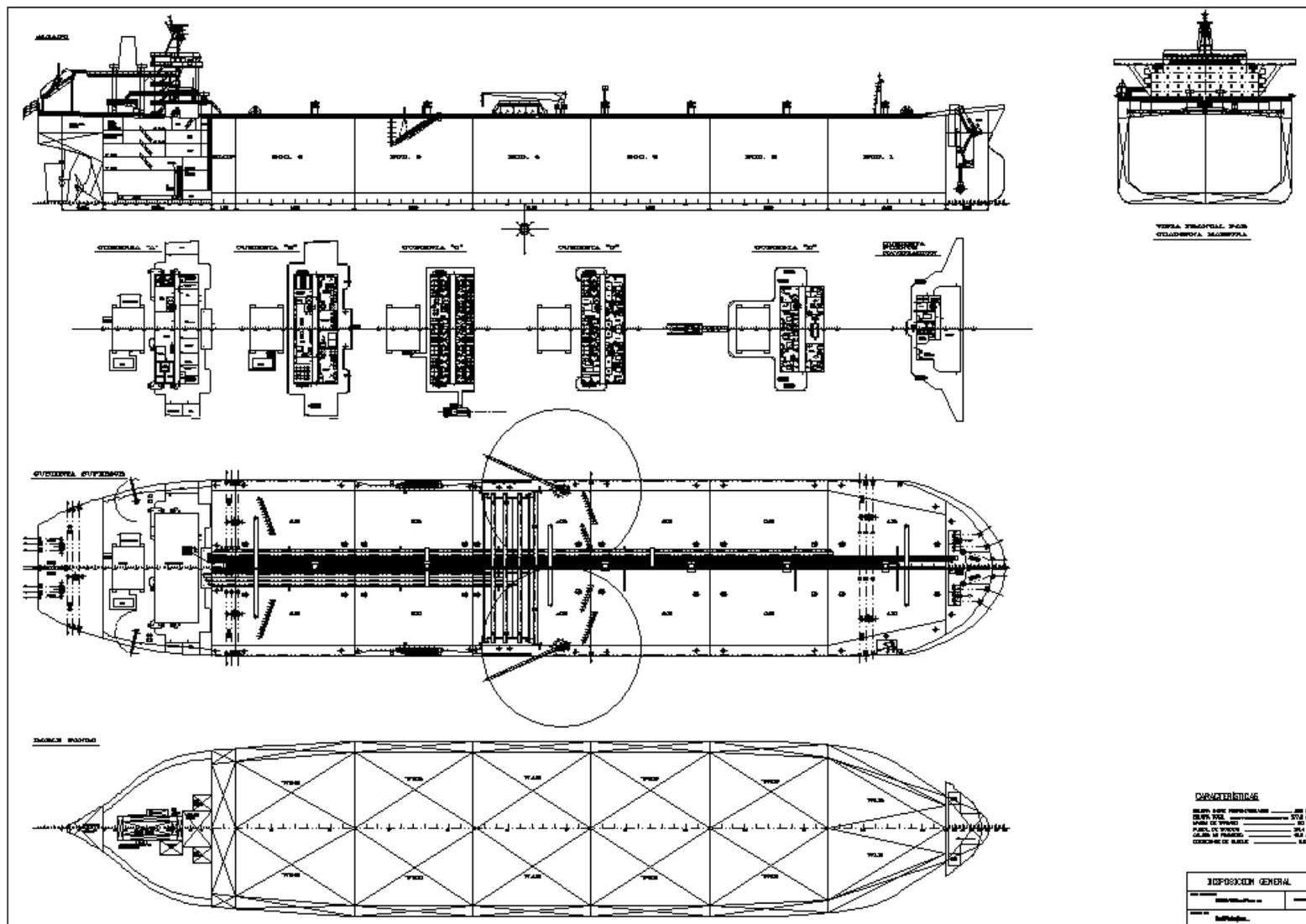
Para la realización de la disposición general, se tuvieron en cuenta a rasgos generales los siguientes aspectos en este orden:

- En primer lugar, como es lógico, las dimensiones principales del buque proyecto calculadas en anteriores cuadernillos.
- La disposición general típica de los petroleros Suezmax modernos.
- La cantidad de crudo que debía albergar el buque proyecto según especificación, en los tanques de carga, así como la cantidad de lastre necesaria teniendo en cuenta la normativa vigente, para estimar el doble fondo y el doble costado.
- La eslora máxima permitida de cada tanque de carga, dando además a los tanques de lastre del doble fondo esta misma eslora
- La eslora aproximada por formulación para estas dimensiones, de la cámara de máquinas, así como el tamaño del motor.
- Para la habilitación, se tomaron unas dimensiones normales en este tipo de buques, de forma que se pudiera dar cabida a las 36 personas de la tripulación, con todos los servicios correspondientes. Además, según especificación debía de haber un camarote para el personal del Canal de Suez, para personal de reparaciones.

	Dimensiones máximas permitidas Canal de Suez	Dimensiones buque proyecto
Eslora (m)	294.13	266
Manga (m)	53.44	50
Calado (m)	17.678	17,13

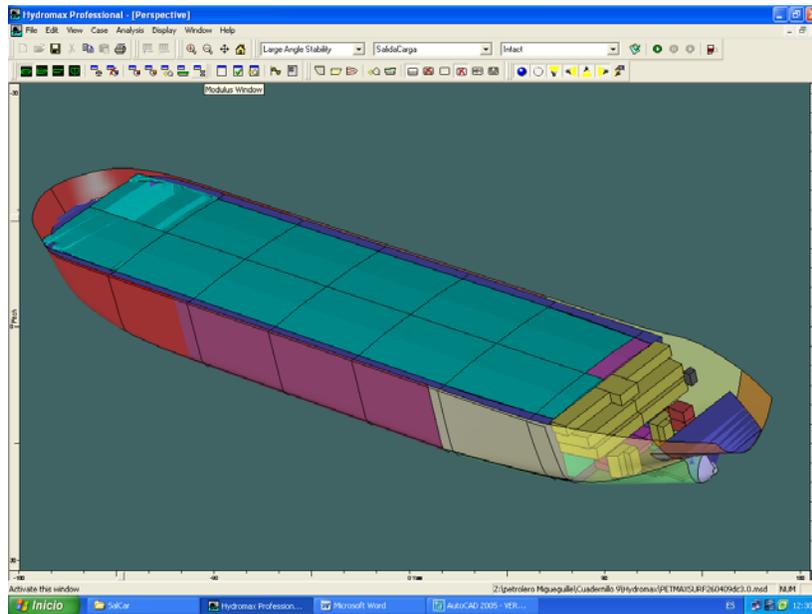
Se adjunta un esquema de la disposición de tanques de este tipo de buques:





4.4. Cálculos de arquitectura naval

Se usó el programa Hidromax, a partir de los datos de Maxsurf obtenidos ya en las formas del buque. Una vez se tuvieron definidos todos los tanques de carga, lastre y de cámara de máquinas en los cuadernillos de disposición general y cámara de máquinas, se calcularon los brazos de adrizamiento, las características hidrostáticas y las capacidades y centros de gravedad de todos estos tanques.



Se calcularon también los distintos francobordos y arqueos:

Francobordos y calados definitivos	Valor (m)
FB _{verano}	6.97
d _{real verano}	17.15
FB _{tropical}	6.61
d _{real tropical}	17.31
FB _{invierno}	7.33
d _{real invierno}	16.79
FB _{Atlántico Norte}	7.33
d _{real Atlántico Norte}	16.79
FB _{agua dulce}	6.35
d _{real agua dulce}	17.49

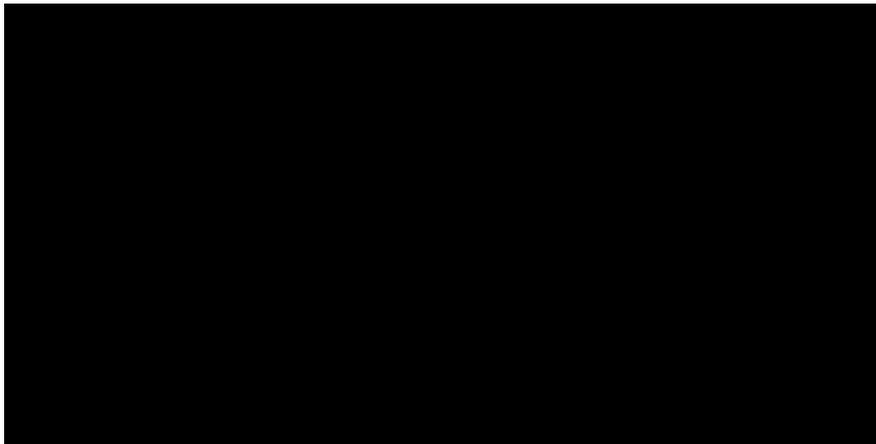
ARQUEOS	
A. BRUTO	86941 GT
A. NETO	73118 NT
A. FISCAL	67258 GT

4.5. Predicción de potencia

Este cuadernillo tiene como objetivo dimensionar tanto el timón como el propulsor y la elección del motor principal de nuestro buque.

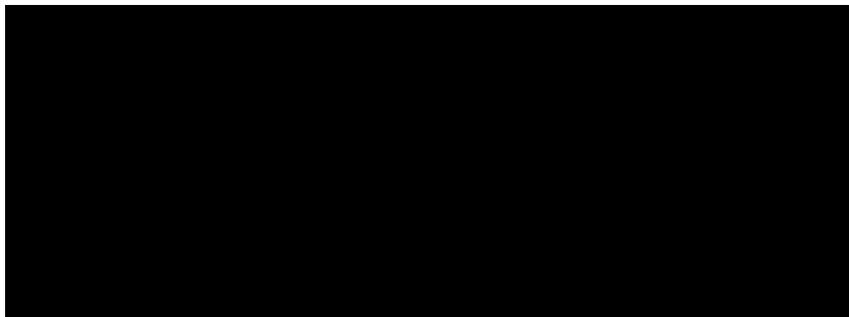
Analíticamente el proceso consiste en calcular la resistencia al avance mediante fórmulas empíricas, lo que nos lleva a la potencia de remolque teniendo en cuenta la velocidad del buque (requisito de proyecto) y finalmente, previo cálculo de los rendimientos que constituyen en rendimiento propulsivo, a la potencia de salida del motor.

En vez de realizar los cálculos directamente, utilizamos el programa proporcionado por la cátedra de motores de la ETSIN, cuyos datos de salida nos proporcionó el propulsor óptimo. A continuación se describen las características del propulsor (diámetro, número de palas, velocidad, etc.), su geometría (distribución del paso, de espesores, etc.) y finalmente calculamos la cartilla de trazado.



Llegado este punto, seleccionamos el motor principal de entre los disponibles en el mercado que sea acorde con el punto de trabajo seleccionado. Nos decidimos por un S79 MC-C8 de la marca MAN de seis cilindros con una potencia de 26311 BHP a 91 rpm.

El último punto de este cuadernillo consiste en dimensionar el timón del buque, especificando su altura, cuerda, espesor, área y relaciones de alargamiento, espesor y compensación. Como comprobación, nos aseguramos de que este timón permite cumplir con los requisitos de maniobrabilidad.



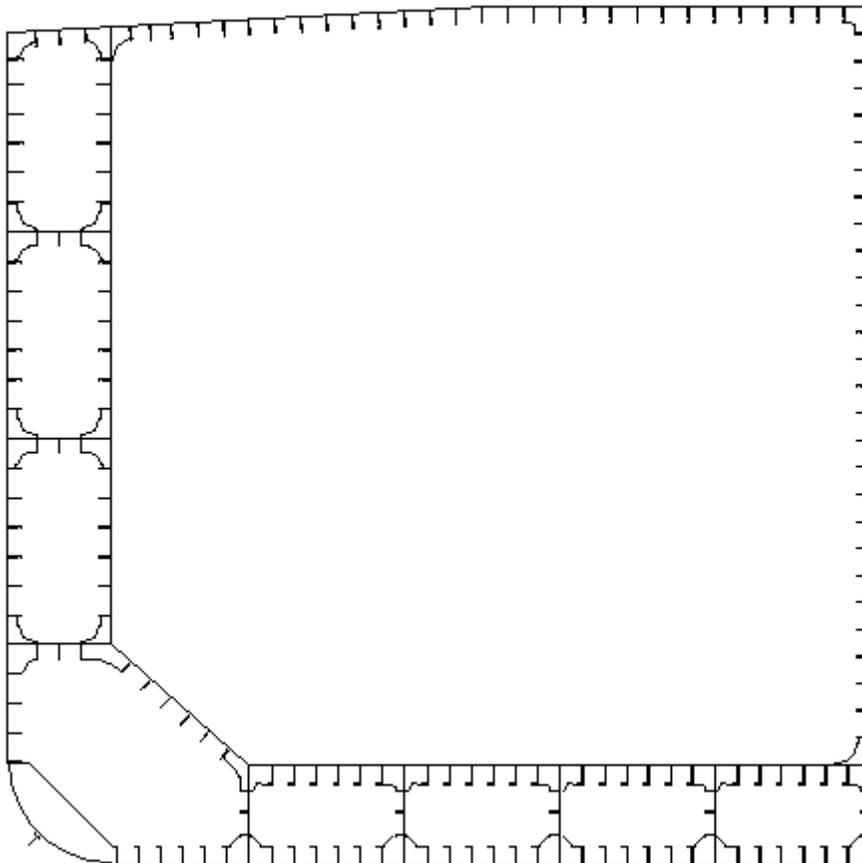
Para acabar, demostramos que dadas las formas del buque (cuadernillo 2) y las dimensiones del timón y la hélice, se cumplen los requisitos mínimos de los huelgos dados por la sociedad de clasificación.

4.6. Cuaderna Maestra.

Este cuadernillo consistía básicamente en el cálculo de la cuaderna maestra. Usamos una tabla de excel, y ayudados por la biblioteca del programa de la Lloyd's "RulesCalc" que nos dio el modulo de cada refuerzo con su plancha asociada, hayamos el escantillón de la cuaderna maestra, comprobando que se cumplía con los mínimos exigidos por nuestra Sociedad de Clasificación, L.R.S. Se tuvo que hacer algunas modificaciones hasta llegar a la cuaderna maestra final, que soporta las sollicitaciones de esfuerzos y momentos hallados en las situaciones de carga.

El buque proyecto se diseña con acero dulce de límite elástico 235 N/mm², lo cual se justifica en este cuadernillo.

La cuaderna maestra queda de la siguiente manera:



4.7. Cámara de máquinas.

En este cuadernillo, diseñamos la cámara de máquinas, ubicando los elementos que de ella forman parte.

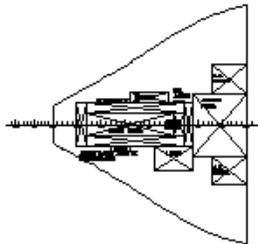
Partimos del motor principal, ya seleccionado en el cuadernillo 5, de los motores auxiliares, los cuales quedan definidos tras el balance eléctrico del cuadernillo 11, y de las calderas, que también quedan definidas en este mismo cuadernillo, tras un balance de vapor.

A continuación se definen los servicios cuyos elementos se ubican en el interior de la cámara de máquinas y se van situando los mismos:

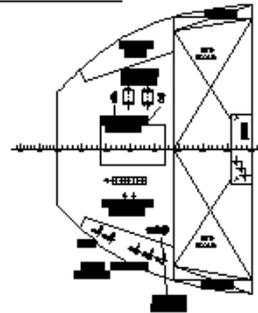
- Servicio de combustible
- Servicio de lubricación del cárter y de las camisas
- Servicio de refrigeración
- Servicio de aire comprimido para el arranque del motor
- Servicio de exhaustación del motor principal
- Servicio de ventilación
- Servicio de lastre
- Servicio de sentinas
- Servicio contra incendios
- Servicios de la carga: descarga, gas inerte y limpieza de tanques
- Servicios de habilitación (aire acondicionado)
- Servicios ecológicos: planta de tratamiento de aguas y agua sanitaria
- Planta generadora de vapor: el balance de vapor nos lleva a utilizar 2 calderas de 45 tons/h de producción de vapor.
- Línea de ejes

A continuación figura un croquis de la cámara de máquinas.

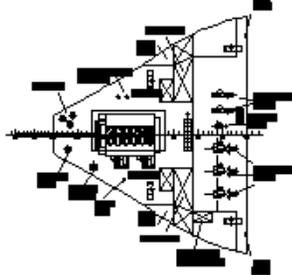
DOBLE FONDO (1.8 m)



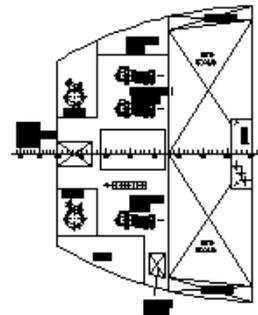
8ª PLATAFORMA (18.4m)



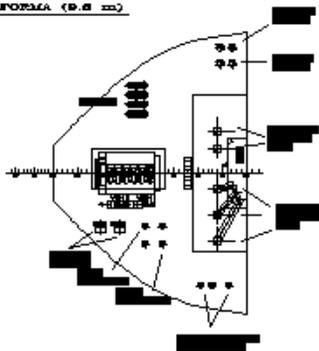
NIVEL DE CÁMARA DE MÁQUINAS (8.8 m)



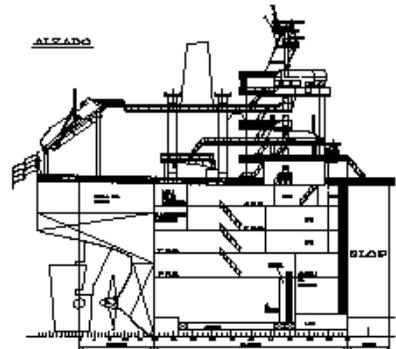
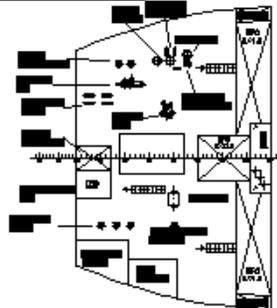
9ª PLATAFORMA (17.8 m)



1ª PLATAFORMA (8.8 m)



4ª PLATAFORMA (8.1 m)



CÁMARA DE MÁQUINAS		
Area Alceada	1025.00 m ²	1025.00 m ²
Redes en	Red. 1025.00 m ²	

CARACTERÍSTICAS	
CALERA ENTRE PERFORACIONES	300 ft.
CÁMARA TOTAL	377.8 ft.
MARCA DE TRAZADO	40 ft.
PUNTO DE TRAZADO	24.1 ft.
CALADO DE PROYECTO	18.8 ft.
COEFICIENTE DE FLUJO	0.420

4.8. Peso en rosca y centros de gravedad.

Para el cálculo del peso en rosca del buque, se calcula el peso dividiéndolo en tres partidas principales:

- Acero: el cual se calcula una vez se ha definido la cuaderna maestra mediante el método Aldwinckle descrito en dicha referencia.
- Maquinaria: se toman los pesos de las partidas conocidas, como es el motor ya escogido en el cuadernillo 5. en caso de no tener alguno de los pesos se hace por comparación con otros proyectos.
- Equipo y habilitación: se calculan los pesos siguiendo la formulación de la referencia 3, o bien por comparación con otros proyectos.

Finalmente se componen todos los pesos obtenidos, así como los centros de gravedad, para obtener el total.

	Peso (T)	Lcg (m)	Zcg (m)
Acero	20875,98	121,92	11,39
Maquinaria	2467	29,55	10,21
Equipo y habilitación	2569,2	42,4	26,3
Total	25912,21	103,13	12,76

4.9. Situaciones de carga y estabilidad en averías

Este cuadernillo se trata de analizar el comportamiento del buque ante las distintas situaciones típicas de carga que tendrá a lo largo de su vida útil. Se realiza el mismo análisis también para una serie de situaciones de avería que son descritas en este cuadernillo. Para todo esto se utiliza el programa Hidromax, ya utilizado en otros cuadernillos.

Básicamente se calculan los siguientes datos:

- % de llenado de cada tanque así como tanques dañados.
- Datos hidrostáticos.
- Estabilidad para grandes ángulos para: 0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80° y 90°.
- Valores de KN para el desplazamiento obtenido en los datos hidrostáticos.
- Gráfica de estabilidad a grandes ángulos.
- Curvas y tabla correspondientes a:
 - Distribución de empujes.
 - Distribución de pesos.
 - Momentos flectores.
 - Esfuerzos cortantes.

4.10. Equipo y servicios.

En este cuadernillo se estudian en profundidad los servicios que no lo han sido en el cuadernillo de la cámara de máquinas (cuadernillo 7):

- Servicios de gobierno: el servomotor
- Servicio de cubierta: fondeo, amarre y remolque
- Servicios de acceso: accesos al buque y a la acomodación, grúas y accesos a la zona de carga.
- Sistemas de salvamento: dispositivos individuales y embarcaciones de supervivencia
- Servicios de acomodación: en esta sección se estudia en particular lo que concierne a la habilitación: mamparos, forros y revestimientos, escaleras, pasillos, mobiliario, así como diversos servicios (agua sanitaria, cocina y oficinas, gambuzas, etc.)
- Servicios de navegación y comunicaciones
- Servicio de alumbrado: navegación, interior y exterior.

4.11. Planta eléctrica

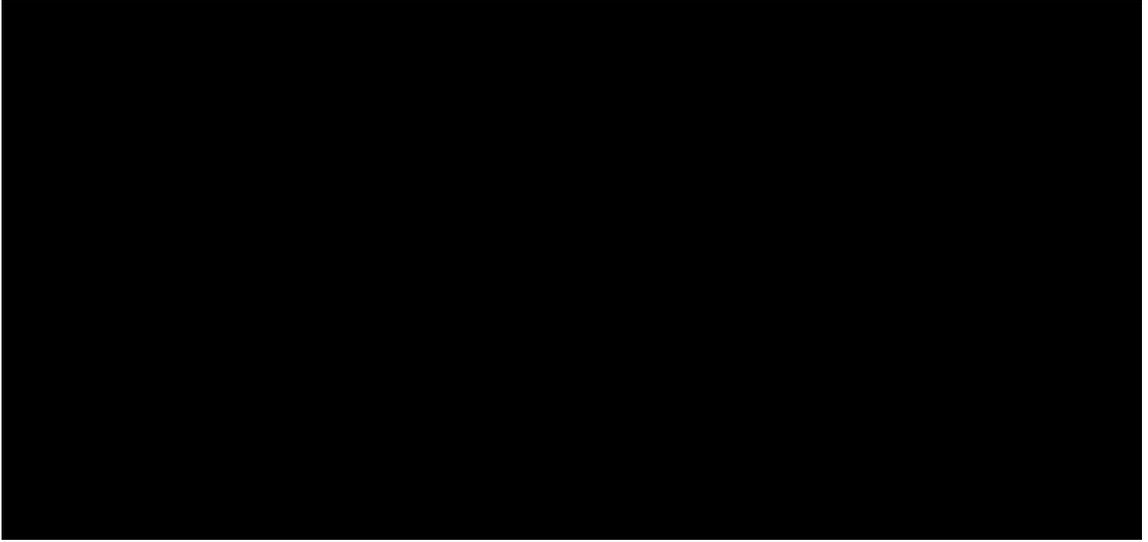
En este cuadernillo, el objetivo es definir la planta eléctrica de nuestro buque para lograr que sea autónomo en cuanto a electricidad se refiere y que pueda navegar en situación de emergencia con los servicios imprescindibles para ello. Tendremos dos sistemas de distribución eléctrica principales: uno trifásico a 440V para consumidores de fuerza y otro a 220V para el alumbrado y servicios varios. Por otro lado, el generador de emergencia alimentará otra red de distribución.

Tras definir los consumidores eléctricos y su consumo unitario, definimos las situaciones de carga que vamos a estudiar: navegación, maniobra, carga y descarga, estancia en puerto y emergencia. Una vez definido esto, realizamos el balance eléctrico, que nos lleva a tres grupos generadores de la marca Wärtsilä (6L20C) de 700 kW y uno de emergencia de 150 KVA. de potencia.

4.12. Presupuesto.

El presupuesto se realiza siguiendo las indicaciones de la referencia 26, en la cual se estima el presupuesto por partidas diferentes, separando el valor de los materiales empleados y la cantidad de horas de mano de obra usadas para cada una de dichas partidas. Para ello se usan una serie de expresiones que se indican en dicha referencia. En algunos casos, directamente se hace una estimación del presupuesto, por consulta de catálogos, astilleros, y comparación con otros proyectos, ya que como ya se comenta en este cuadernillo, es posible que los resultados obtenidos mediante estas fórmulas, resulten hoy en día en ocasiones, algo alejados de la realidad.

También se hace una comparación con precios de buques de características similares a día de hoy, y se explica el modo de financiación en este mercado.



5. EJEMPLO DE VIAJE.

El buque de proyecto ha sido diseñado para el transporte de crudo sin tener ninguna restricción de navegación. De todas maneras, el tráfico de petróleo por vía marítima está localizado geográficamente entre los países productores de petróleo y los grandes países industrializados.

Por otra parte, las dimensiones de nuestro buque son las dimensiones características de petroleros Suezmax. Por lo tanto, estudiaremos aquí un viaje típico entre el golfo Pérsico y Bilbao, ya que es condición del proyecto que el barco cumpla con los requisitos de entrada en puerto de Bilbao. El puerto de salida será la terminal petrolífera de Ras Tanura



Usando la página web www.distances.com hallamos la distancia por mar entre estos dos puertos: 5934 nm, pasando por el canal de Suez.

Usando la página web de “McQuilling Brokerage Partners”, se calculó el coste de dicho viaje. Hubo que meter una serie de inputs como son la velocidad media, el consumo de combustible, el precio del mismo, la estancia en puerto y otra serie de datos, que nos calcularán el número de días, el coste fijo diario, y por tanto el flete de los mismos.

El precio del combustible se tomó para el HFO 650 \$/mt y para el MDO a 1030 \$/mt. El viaje vía Canal de Suez dura 28,1 días.

Según McQuilling, el flete total del buque de menor tamaño en el viaje vía Canal de Suez es de 5.276.400 \$.



Trayecto RAS TANURA - BILBAO



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº1:

Dimensionamiento

Proyecto nº:	1748
Tutor:	D. Francisco Alonso Thous
Alumnos:	D. Guillermo Zamarripa Solano D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1.- Especificaciones de proyecto.....	3
2.- Base de datos.....	4
3.- Regresiones.....	6
3.1- Regresiones directas.....	6
3.2- Regresiones indirectas	9
4.- Dimensionamiento.....	12
4.1 Generación de alternativas.....	15
4.2 Criterio de selección.....	15
5.- Selección de la mejor alternativa.....	16
6.- Estabilidad inicial.....	18
7.- Francobordo.....	21
8.- Anexos.....	24

1. ESPECIFICACIONES DEL PROYECTO.

Las especificaciones del buque a desarrollar como proyecto de fin de carrera son las expuestas a continuación:

TIPO DE BUQUE: Petrolero para crudo (FP < 60° y RVP < 1 atm). Buque de cubierta corrida, habilitación y cámara de maquinas a popa. Proa y popa de bulbo, doble casco, codaste abierto, timón tipo MARINER y cofferdam entre tanques de combustible y mar.

CLASIFICACION Y COTA: LR + 100 A1, DOUBLE HULL OIL TANKER, CSR, IWS, LI, LMC, SCM, UMS, 1 ICE.

PESO MUERTO: 165.000 TPM

PROPULSION/VELOCIDAD: Motor 2T directamente acoplado. Hélice paso fijo. 15,5 nudos en pruebas con motor al 90% MCR y 10% margen de mar.

AUTONOMIA/CAPACIDADES: Capacidad de carga 184.000 m³, 12 tanques de carga y dos tanques de derrames (Tanques de carga pintados CSR y TOTAL). Capacidad de combustible (de tres tipos: 4.5, 1.5 y 0.1% de Azufre) de 4.400 m³
Capacidad de lastre: Suficiente para navegar en condiciones de mal tiempo (no tifón)
Se preparará un tanque de carga para condición tifón.

HABILITACION: 34 cabinas individuales con baño privado, dos cabinas reserva con baño privado mas 1 rancho de 6 personas.

SISTEMA DE CARGA/LASTRE: 3 turbobombas de carga para descargar en 15 horas (sin lavado) a 130 mca. 2 electrobombas de lastre de capacidad suficiente para lastrar en 15 horas a 35 mca. 2 eyectores carga (800 m³/hora) y una bomba de achique de 300 m³/hora a 135 mca y un eyector de lastre 400 m³/hora a 40 mca. Eyectores accionados por las bombas de sus sistemas.

MAQUINARIA AUXILIAR: 3 diesel generadores, caldereta mixta de escapes, dos calderas principales, y hélice transversal a proa.

AMARRE: Requerimientos superpuerto de Bilbao, aumentando en un largo proa y popa. Bitas alije (OCIMF, EXXON).

OTROS REQUERIMIENTOS: Serpentes calefacción (SHELL), grúa mangueras (OCIMF, EXXON). No se requiere paso por el canal de Panamá (futuro). Calado máximo inferior a 17,5 m

2. BASE DE DATOS.

La base de datos se ha completado a partir de las siguientes fuentes: *Clarkson Register, Significant Ships*. El criterio de búsqueda ha sido la similitud del peso muerto y de la velocidad. Los buques que comprende la base de datos cumplen con la normativa ICE CLASS. En algunos casos se ha encontrado a qué grupo de requisitos pertenecen. Además son de construcción posterior al año 2001, en consecuencia todos tienen doble casco. Suponemos también que muchos cumplen los estándares de las CSR

Por otra parte, se han seleccionado los buques de relación L/B mas bajo para minimizar los costes de producción. La relación más baja encontrada es de 5,26, aunque hemos de hacer notar que otro valor muy repetido para ese ratio es 5,28, que utilizaremos para la selección de buques de cara a la generación de alternativas.

La base de datos comprende buques de entre 160000 TPM y 165000 TPM.

Esta base de datos será analizada y depurada a continuación para llegar a obtener las dimensiones principales óptimas de nuestro buque proyecto.

Podemos sacar con esta base de datos una tabla de valores adimensionales limites con el fin de poder descartar alternativas de buques inviables. Incluiremos esta tabla en el epígrafe de selección de alternativas.

El buque de nuestra base de datos que mas se asemeja a las características de nuestro proyecto es el "EUROCHAMPION2004". Tomaremos este buque como buque base para iniciar los cálculos de estimación de las dimensiones principales de nuestro buque. A continuación detallan mas características del buque base.

Buque: EUROCHAMPION2004
Numero IMO: 9299666
Llamada: SVBW

Eslora total: 274 m	Motor: B&W 6S70MC-C
Manga: 50 m	Potencia: 25680 BHP a 91 rpm
Calado: 17,4 m	Tipo de casco: doble
Sociedad de Clasificación: LR*S CSR	Capacidad: 182.968 m ³
Peso Muerto: 164.608 TPM	Tanques: 12
GT: 85.431	Bombas: 3
NT: 53.684	Segregaciones: 3
ICE: 1C	Caudal máximo carga: 12000 t/h
Velocidad: 15,6 kts	Bunker: 4189 ton

BASE DE DATOS.

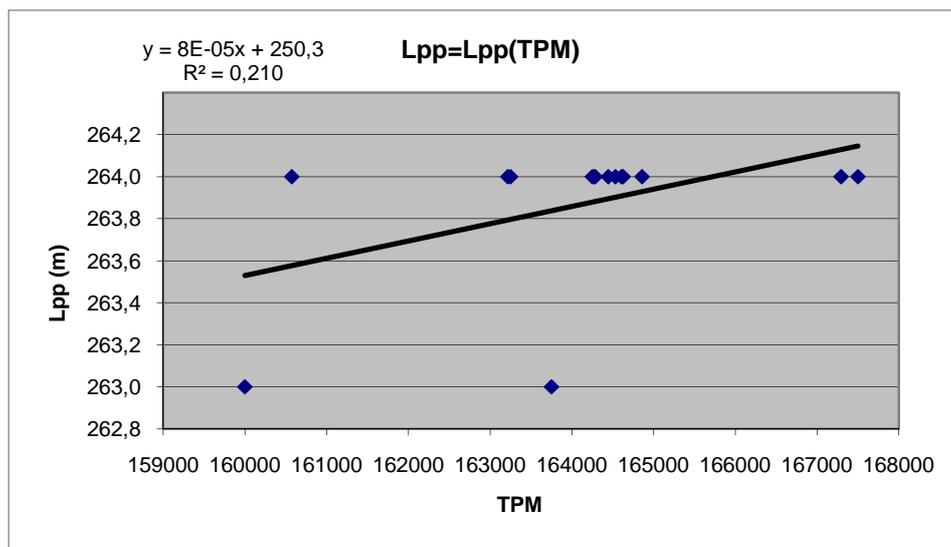
BARCO	AÑO	TPM	LOA (m)	Lpp (m)	B (m)	d (m)	v (kns)	D (m)	consum (t/dia)	LBD	V (m³)	lastre (m³)	PR (t)	BHP	r.p.m.	S. Clasif.	ICE
Archangel	2006	163216	274	264	50	17	15,6	23,58		311220	181420	59534	28035	25680	91	LR*S	1A
Besiktas	2001	164626	274,2	264	50	17,1	15,5	23,68		312605	182988	59915	28252	25320	91	AB	
Besiktas Bosphorus	2005	163750	274	263	50	16,9	14,5	23,43		308051	182014	59678	28117	24982	91	AB	
Cape Baker	2002	164274	274	264	50	17	15,5	23,55		310887	182596	59820	28198	25320	91	GL	E
Cumhuriyet	2001	164859	274,2	264	50	17	15,5	23,54	70	310704	183247	59978	28287	25300	91	NK	
Eurochampion2004	2005	164608	274	264	50	17,4	15,6	24,10		318095	182968	59910	28249	25680	91	LR*S	1C
Four Smile	2001	160573	274,2	264	48	17,1	15,2	23,78		301330	178483	58819	27630	16700	91	AB	
Silia T	2002	164286	274,2	264	50	17	15	23,55		310884	182610	59823	28200	25320	91	AB*S	DO
Sonangol Kassarje	2005	159999	274	263	48	16,3	15,5	22,68		286310	177845	58664	27542	22920	91	AB	
Unicorn	2002	164250	274,2	264	50	17	15,5	23,55	67	310895	182570	59814	28194	25320	91	AB	
DELTA HELLAS	2009	167500	274	264	48	16	15.80	23,10		292723	186788	61291	28693	25023	91	LR*S	
EVRIDIKI	2007	167294	274,18	264	50	17,323	15.20	23,10		304920	186558	60987	28661	27517	91	LR*S	

3. REGRESIONES

3.1 Regresiones directas

3.1.1 $L_{pp}=L_{pp}(TPM)$

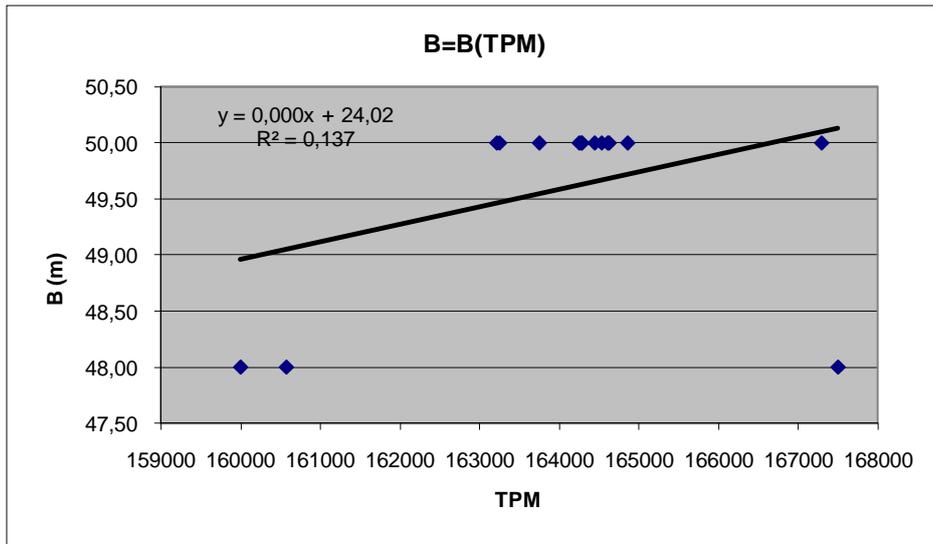
En esta curva se calculó la regresión de la eslora entre perpendiculares sobre el peso muerto. Es un valor sensible a agentes externos al predimensionamiento, lo cual se puede apreciar en la dispersión de los datos, pero siempre es interesante tenerlo en cuenta en las primeras valoraciones.



El valor de la eslora del buque de proyecto que se deduce de la tabla es $L_{pp} = 264$ m.

3.1.2 $B=B(TPM)$

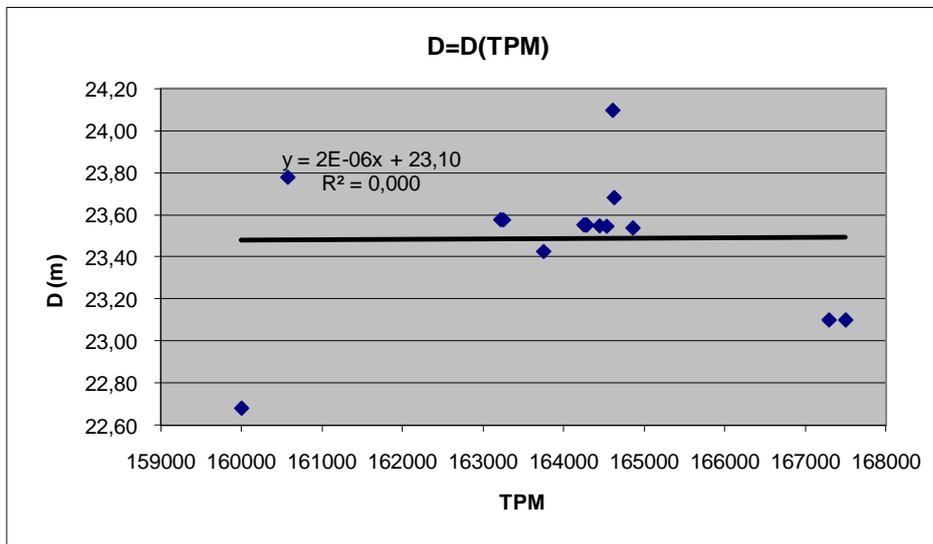
En este caso con una regresión exponencial se observa que el coeficiente de relación es bajo, lo cual implica una gran dispersión. A pesar de saber de la proporcionalidad existente entre estos dos valores, se ha implementado una línea de tendencia exponencial, ya que el programa encargado de hacer estas curvas daba errores al establecer una curva de tendencia lineal. De todas formas se aprecia una tendencia casi lineal en la curva (página siguiente).



La manga que se deduce de la grafica anterior es B=50 m

3.1.3 D=D(TPM)

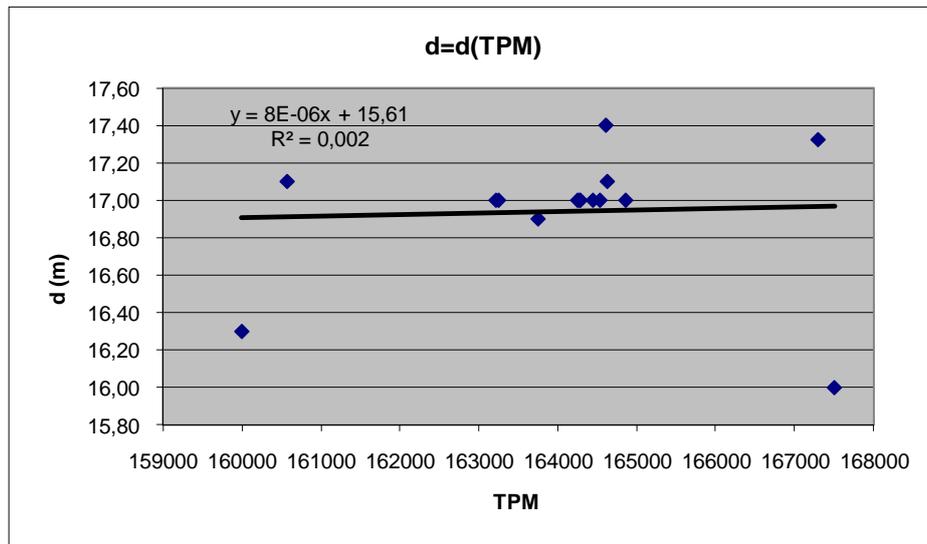
En el caso del puntal, la dispersión de datos se observa claramente ya que la aproximación de los datos con una regresión lineal resulta en un coeficiente de correlación muy malo.



El puntal así obtenido tiene el valor de D=23.50 m.

3.1.4 $d=d(\text{TPM})$

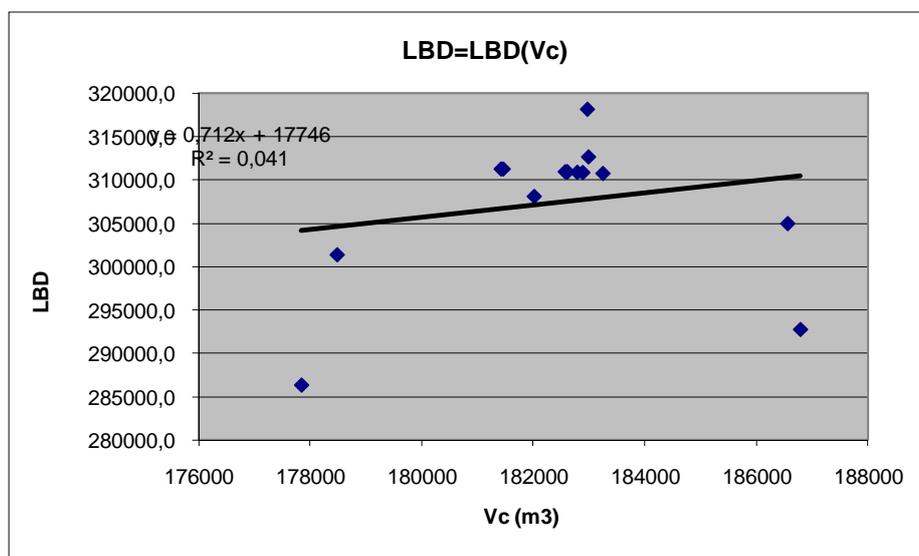
Para el caso del calado, el coeficiente de correlación es malo. Las distintas regresiones están sufriendo errores de dispersión mayores de lo normal debido a que los puntos de la nube no siguen una tendencia clara porque tienen valores muy próximos, tanto en ordenadas como en abscisas. Aún así, sabemos que la línea de tendencia tiene sentido físico además de matemático, ya que el calado y el peso muerto han de ser directamente proporcionales.



El calado que se deduce de esta gráfica es $d=16.90$ m.

3.1.5 $LBD=LBD(Vc)$

Utilizaremos esta regresión para comparar el volumen del “cajón” de nuestro buque, es decir, el paralelepípedo circunscrito, con la capacidad total del buque. Se observa al hacer la regresión, que el ajuste lineal es mejor que los anteriores (0,04).



De la anterior gráfica sacamos el valor de $LBD=308500 \text{ m}^3$.

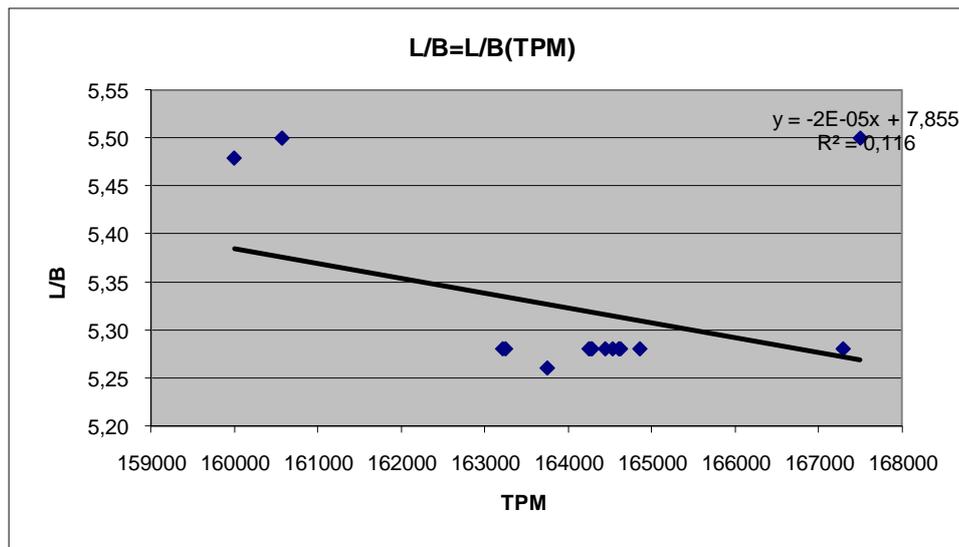
Si se miran los resultados últimos de los otros procedimientos usados posteriormente en este cuadernillo, comprobamos que los valores no difieren mucho de los que finalmente se tomarán por buenos. Esto significa que la base de datos es aceptable, como también lo es la metodología usada hasta el momento.

3.2 Regresiones indirectas

Como consecuencia de las desviaciones aparecidas en las regresiones directas, se tendrán en cuenta también las correspondientes a una serie de valores adimensionalizados, que aportarán mayor información acerca de las relaciones estudiadas y proporcionarán una mayor precisión a los cálculos.

3.2.1 L/B=L/B(TPM)

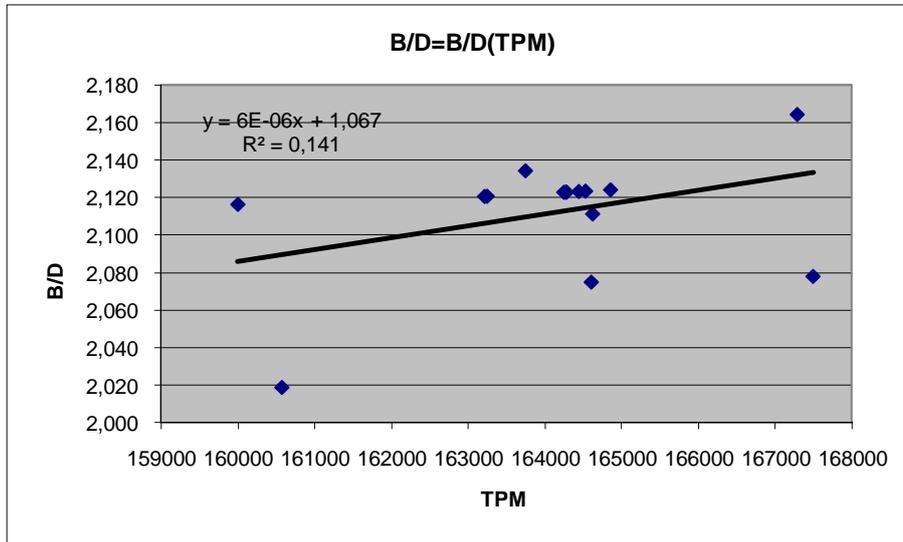
Para el caso de L/B la se puede observar la dispersión de los datos con una regresión lineal. La grafica tiene el siguiente aspecto:



El valor para nuestro buque de proyecto es $L/B=5.32$. El dato del resultado final de este cuadernillo es de $L/B=5.279$. Vemos que no nos alejamos mucho de la solución final.

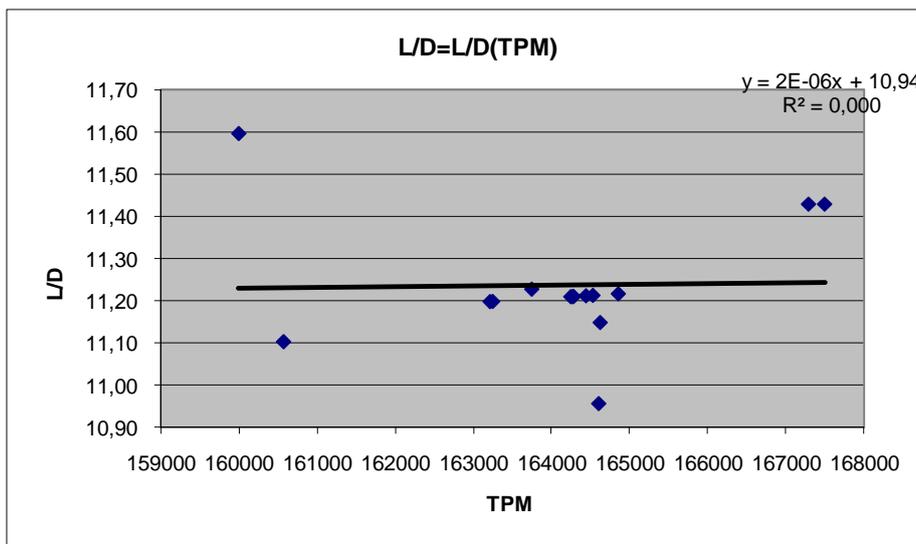
3.2.2 B/D=B/D(TPM)

Vemos aquí que el coeficiente de correlación es bajo. El valor obtenido de la gráfica es de $B/D = 2.12$. El valor al que se llegará al final de este cuadernillo es de $B/D = 2.08$, lo que nos indica que no vamos mal encaminados.



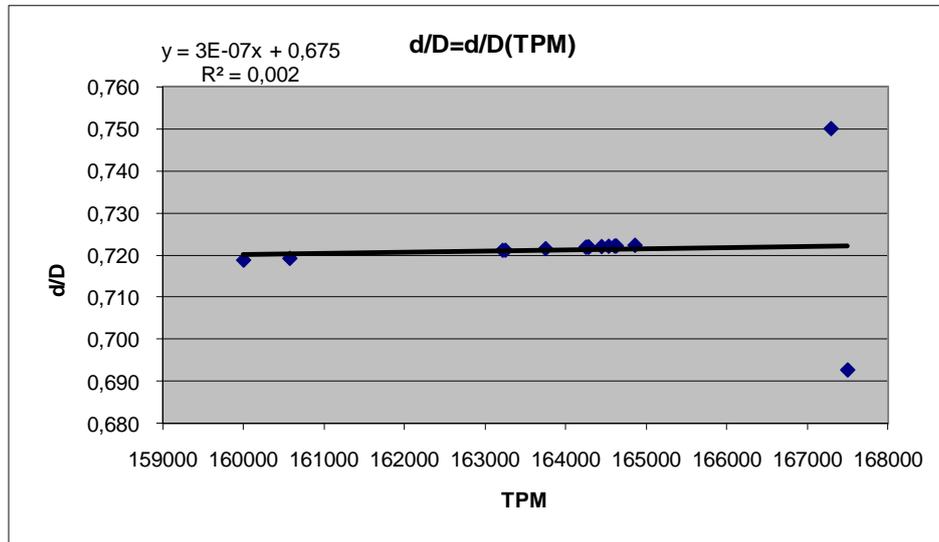
3.2.3 L/D=L/D(TPM)

El valor que se ha obtenido de esta gráfica ha sido de $L/D=11.24$. Teniendo en cuenta que el valor final de este número adimensional es de 10.98 se puede decir que es un valor aceptable, a pesar de un índice de correlación tan bajo.



3.2.4 d/D=d/D(TPM)

En este caso la mayoría de los datos han sido hallados extrapolando. Esto se debe a que no se disponía en la base de datos del valor D. Los valores que figuran en la tabla son sacados de la media de la proporción de otros datos verdaderos de una base de datos posterior, sacado de otro registro de barcos similares



Esta tabla no se puede considerar en este método debido a su origen.

Hay que señalar que circulan actualmente valores de referencia para estos cocientes adimensionales. Estos vienen de la acumulación de datos de muchos petroleros que, aunque de poca edad, no son comparables a los petroleros de nueva construcción, que respetan nuevos criterios de construcción.

Lo discutido hasta ahora ha sido solo meramente orientativo. Desarrollaremos ahora un proceso de dimensionamiento basándonos en nuestro buque base.

4. DIMENSIONAMIENTO.

Siguiendo los pasos expuestos en el libro “Proyecto de Buque Mercante” del profesor Manuel Meizoso, antes de generar las alternativas realizamos un proceso iterativo con el que obtendremos una primera estimación de dimensiones, velocidad, potencia y pesos.

El proceso iterativo se inicia con el peso en rosca; debido a que se trata de un buque de volumen, se supondrá el peso en rosca proporcional al volumen de bodegas. Con el dato del peso en rosca y dado que disponemos del dato del peso muerto (165.000 tons) podemos calcular fácilmente el desplazamiento que no es más que la suma de los dos datos anteriores.

Eslora, manga y puntal son los siguientes datos a obtener: la eslora es proporcional a la raíz cúbica del desplazamiento, la manga lo es a la eslora y el producto L.B.D lo es al volumen de bodegas, despejándose de aquí el valor del puntal:

$$\Delta = PR + PM$$

$$L_i = L_b \cdot \left(\frac{\Delta_i}{\Delta_b} \right)^{1/3}$$

$$B_i = L_i \cdot \frac{B}{L}$$

$$D_i = L_i \cdot \frac{D}{L}$$

Los valores de B/L y D/L provienen de base de datos.

El siguiente dato que se requiere es el valor del número de Froude, que se puede calcular directamente con los datos de que se dispone en este punto de la iteración. A continuación se calculan los coeficientes de bloque, maestra, prismático y de flotación (coeficientes de carena) que también se pueden calcular con los datos disponibles. Al cálculo del coeficiente de bloque se le aplica una corrección respecto al buque base el cual se explica a continuación:

$$FN_i = \frac{v_p}{\sqrt{g \cdot L_i}}$$

$$k_{CBp} = k_{CBb} = \frac{CB_b}{1.137 - 0.5 \cdot FN_b}$$

$$CB_i = (1.137 - 0.5 \cdot FN_b) \cdot k_{CB}$$

$$CM_i = 1 - 2 \cdot FN_i^4$$

$$CP_i = \frac{CB_i}{CM_i}$$

Con estos coeficientes ya se puede obtener un valor del calado que es la última dimensión principal que faltaba:

$$d_i = \frac{\Delta_i}{1.025 \cdot 1.003 \cdot L_i \cdot B_i \cdot CB_i}$$

Para calcular los pesos del buque (acero, maquinaria y equipo) se requiere primero el cálculo de la potencia propulsora. Usaremos la fórmula de KUPRAS. Con este dato ya se calculan los pesos del acero, maquinaria y equipos.

El peso del acero está aumentado con una constante k , que Lloyd's Register estima entre 1,03 y 1,05, valor este último que hemos seleccionado para los cálculos. Esto se debe a que hoy en día los petroleros siguen las CSR (*Common Structure Rules*) en su construcción, lo cual implica que los buques tendrán un peso de acero mayor que los construidos con anterioridad a estas normas. Las CSR se aplican sólo desde 2007, así es que para que los cálculos sean más correctos, introducimos esta constante en el cálculo del peso del acero.

El peso en rosca será la suma de estos tres y es este valor el que se compara con el calculado inicialmente para ver si es necesaria una nueva iteración:

$$BHP_i = BHP_i(KUPRAS)$$

$$W_{STi} = 0.025 \cdot L_i^{1.5} \cdot B_i \cdot D_i^{0.5} \cdot k$$

$$W_{OAi} = 277 + 0.115 \cdot L_i \cdot B_i$$

$$W_{Qi} = 8 \cdot BHP_i^{0.5}$$

Peso del acero
Peso del equipo
Peso de la maquinaria

$$PR_i = W_{STi} + W_{OAi} + W_{Qi}$$

En el proceso iterativo mostrado en el anexo I, se obtiene como resultado después de tres iteraciones y con un error de iteración no superior a un uno por mil, los siguientes datos (pagina siguiente):

Buque proyecto 1ª estimacion	
PM (t)	165000
PR (t)	31030
DISW (t)	196029
V de carga (m³)	184000
v (kns)	15,5
FN	0,156
Lpp (m)	265,44
B (m)	50,27
d (m)	17,27
D (m)	23,97
BHP	25465
CB	0,827
CM	0,9988
CP	0,8283

4.1 Generación de alternativas

Con el fin de estudiar otras posibilidades generaremos otras alternativas haciendo variar los parámetros L/B, L/D de la siguiente manera:

$$L/B = L/B \cdot (0.98 + 0.01 \cdot N); N \in [1;3]$$

$$L/D = L/D \cdot (0.98 + 0.01 \cdot N); N \in [1;3]$$

Las alternativas se adjuntan en el anexo II.

4.2 Criterio de selección.

En el apartado anterior hemos generado 9 alternativas. Como criterio de selección, rechazaremos aquellas alternativas que no cumplan las especificaciones de proyecto. A continuación se da una tabla con estos valores:

Parámetros	TPM	Vc (m³)	D (m)
	> 165000	>184000	< 17,5

Después de efectuar esta selección nos quedamos con tres alternativas:

Alternativas	L (m)	B (m)	D (m)	d (m)	LBD (m3)	TPM	Vc (m3)
1	265,4	50,4	23,9	17,3	319280,3	167962,6	186779,0
2	265,4	50,4	23,6	17,1	316087,5	166283,0	184911,2
4	265,4	49,9	23,9	17,3	316087,5	166283,0	184911,2

5.-SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Dentro de las tres anteriores opciones se optó por elegir aquella que hiciera mínimos los costes de construcción. Estos se calculan con la siguiente formula:

$$CC = tps \cdot WS + CEC + cep \cdot PB + chf \cdot nch \cdot NT + cpe \cdot tps \cdot PER + cva \cdot CC$$

- tps: coste unitario del acero montado (2.100 €/ton)
- WS: peso de acero (tons)
- CEC: coste de manipulación y contención de la carga (1.500.000 €)
- cep: coeficiente del coste de propulsión y maquinaria auxiliar (270 €/KW)
- PB: potencia (KW)
- chf: coste unitario de la tripulación (39.000 €/tripulante)
- nch: nivel de calidad de la habitación (1,05)
- NT: número de tripulantes (36+6)
- cpe: coeficiente de comparación de costes (1,28)
- PER: Peso de l equipo restante
- cva: coeficiente de costes varios aplicados (0,08)

Con los datos de estos coeficientes los resultados de los costes de construcción para las distintas alternativas son los siguientes:

Alternativas	L (m)	B (m)	D (m)	d (m)	BHP	WS (t)	WQ (t)	WE (t)	CC (€)
1	265,4	50,4	23,9	17,3	25057,47772	27950,9	1266,4	1815,5	78091191,4
2	265,4	50,4	23,6	17,1	24868,19167	27810,8	1261,6	1815,5	77729943,6
4	265,4	49,9	23,9	17,3	24915,2	27671,4	1262,8	1800,09756	77377092,1

La tabla completa se encuentra en el anexo II. Para la predicción de potencia se ha usado el método de KUPRAS.

La alternativa 4 es la de menor coste de construcción. Por tanto será la escogida por el momento.

Comprobamos ahora la factibilidad de cada alternativa comprobando los volúmenes bajo cubierta (VBC) de cada alternativa. Para estimar cada VBC usamos la formula de J. Torroja:

$$VBC = \frac{PR + PM}{1.025} + L \cdot B \cdot C_F \cdot (D - d)$$

donde

$$CF = \sqrt{CB} - 0.025$$

De esta manera tenemos unos valores de VBC según la siguiente tabla:

Alternativas	L (m)	B (m)	D (m)	d (m)	CF	VBC (m3)
1	265,4	50,4	23,9	17,3	0,8856	280008,49
2	265,4	50,4	23,6	17,1	0,8856	277208,41
4	265,4	49,9	23,9	17,3	0,8856	277208,41

A continuación hay que calcular el valor con el que habrá que comparar este valor del volumen bajo cubierta. Lo obtendremos a partir de los datos del buque base sobre volúmenes de lastre (V_L), carga (V_C) y combustible (V_{comb}):

$$VBC = VBC_b \cdot \frac{V_{Lp} + V_{CARGAp} + V_{COMBp}}{V_{Lb} + V_{CARGAb} + V_{COMBp}} = 270186.31m^3$$

Todas las alternativas son factibles. Por ser la más barata, escogemos la alternativa 4. El buque proyecto queda de la siguiente manera:

Mejor alternativa	
PM (t)	166282,9869
PR (t)	28545,87
DISW (t)	194828,86
V de carga (m ³)	184911
v (kns)	15,50
FN	0,156
Lpp (m)	265,44
B (m)	49,90
d (m)	17,26
D (m)	23,87
BHP	24915,2
CB	0,829
CM	0,9988
CP	0,830

6. ESTABILIDAD INICIAL

Además de cumplir las restricciones mencionadas, es de esperar que la carena definida hasta el momento tenga unas cualidades en cuanto a su comportamiento en estabilidad suficiente. Es cierto que estos cálculos no son definitivos pero si discriminatorios a la hora de aceptar o rechazar nuevas opciones. El valor más representativo para estas cualidades es el de la altura metacéntrica, GM.

Los coeficientes de la carena hasta ahora calculados son los siguientes:

CB	0,829
CM	0,9988
CP	0,8343
CF	0,8856

Calculamos ahora la posición longitudinal del centro de carena, X_c , dato que usaremos para el calculo del GM. Para hallar X_c usamos la formula de Troost:

$$X_c = (17.5 \cdot CP - 12.5) \cdot \frac{L}{100} = 5.56m$$

La altura metacéntrica (GM) se calculará en función de otras alturas ya conocidas o que se puedan calcular, es decir:

$$GM = KB + BM - KG$$

- GM: altura metacéntrica
- KB: altura del centro de carena
- BM: radio metacéntrico transversal
- KG: altura del centro de gravedad

Calculo de la altura del centro de gravedad KG.

Para obtener el centro de gravedad es necesario calcular la posición del centro de gravedad de los distintos pesos (peso muerto, maquinaria, equipo y habilitación y acero). Las distintas fórmulas se obtuvieron del libro de M. Meizoso “El proyecto basico del buque mercante”.

- ZC: centro de gravedad del peso muerto

$$ZC = \frac{D - DF}{2} + DF = 13.05m$$

siendo DF la altura del doble fondo. Esta altura del doble fondo según *Common Structural Rules for Oil Tankers* sección 5.3 página 1 es el valor mínimo entre $B/15$ (siempre que sea mayor de 1 m; sino se toma 1m como valor de $B/15$) y 2 m. En esta ocasión $B/15$ es 3.34 m, así que se toma $DF = 2$ m.

- ZS: centro de gravedad del acero

$$ZS = 0.01 \cdot D \cdot \left[46.6 + 0.135 \cdot (0.81 - CB) \cdot \left(\frac{L}{B} \right)^2 \right] + \frac{L}{B - 6.5} \cdot 0.06 \cdot D = 19.92m$$

- ZQ: centro de gravedad de la maquinaria

$$ZQ = 0,17 \times d + 0,36 \times D = 11.61m.$$

- ZE: centro de gravedad del equipo

$$ZE = D + 1,25 + 0,01 \times (L - 125) = 26.75m.$$

De esta manera el centro de gravedad se calcula mediante:

$$KG = \frac{ZC \cdot PM + ZS \cdot WS + ZQ \cdot WQ + ZE \cdot WE}{DISW} = 14.07m$$

Calculo de altura del centro de carena KB

La altura del centro de carena la hallamos con la fórmula de NORMAND:

$$KB = \frac{1}{3} \cdot \left(2.5 - \frac{CB}{\alpha} \right) \cdot d = 8.98m$$

$$\text{donde } \alpha = \frac{1}{3} + \frac{2}{3} \cdot CB = 0.8887$$

Calculo del radio metacéntrico transversal BM

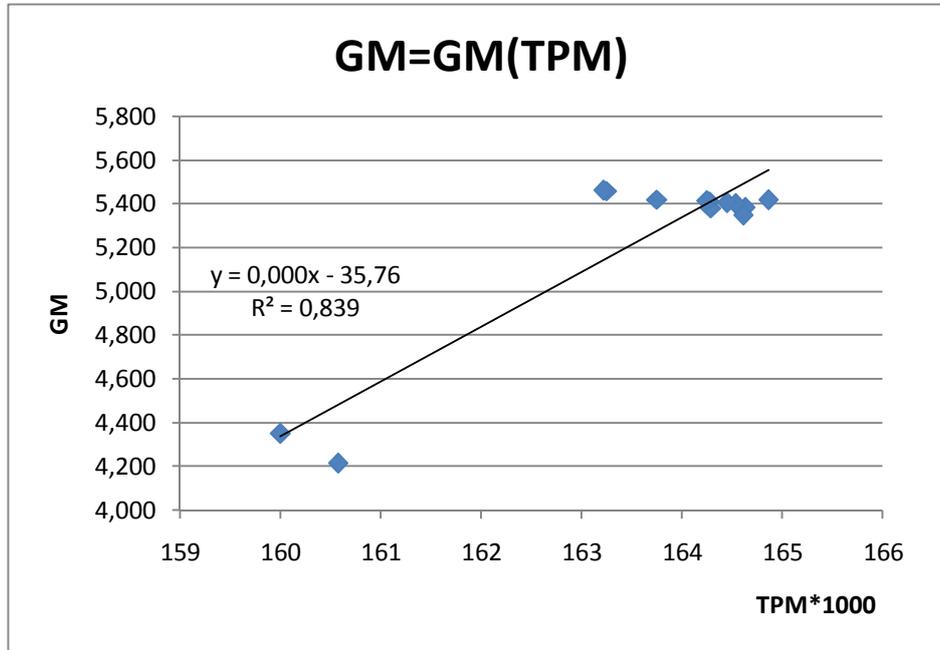
Para hallar el radio metacéntrico transversal usamos la formula de BLASOV con el α arriba calculado:

$$BM = \frac{(0.0902 \cdot \alpha - 0.02) \cdot B^2}{CB \cdot d} = 10.54m$$

Con esto la altura metacéntrica queda:

$$GM = KB + BM - KG = 5.367m$$

Para comprobar la validez de estos datos, calcularemos la altura metacéntrica de los buques de la base de datos inicial y comprobaremos si este valor de nuestro buque de proyecto se encuentra más o menos sobre una recta de regresión ajustada. Los resultados se presentan en la siguiente gráfica.



BARCO	KG (m)	KB (m)	BM (m)	GM (m)
Alaska	14,04	8,87	10,63	5,46
Archangel	14,04	8,87	10,63	5,46
Besiktas	14,10	8,92	10,57	5,38
Besiktas Bosphorus	14,09	8,81	10,69	5,42
Cape Baker	14,08	8,87	10,63	5,41
Cumhuriyet	14,08	8,86	10,63	5,42
Discovery	14,09	8,87	10,63	5,40
Eurochampion2004	14,11	9,07	10,38	5,35
Four Smile	14,45	8,92	9,74	4,21
Silia T	14,12	8,87	10,63	5,38
Sonangol Kassarje	14,38	8,50	10,22	4,35
Triathlon	14,09	8,87	10,63	5,40
Unicorn	14,08	8,87	10,63	5,41
DELTA HELLAS	15,612	8,341	10,406	3,134
EVRIKIKI	13,902	9,031	10,429	5,558
BUQUE PROYECTO	14,15	8,97	10,54	5,37

7. FRANCOBORDO

Para la determinación del francobordo del buque a proyectar se partirá también de los datos correspondientes al buque base, teniendo en cuenta que a partir de ahora lo que se tendrá en cuenta será el francobordo tabular. Las ecuaciones de este apartado se obtuvieron del libro de M. Meizoso, “El proyecto base del buque mercante”. Tratamos con un buque de tipo A, transporte de carga líquida a granel, así que interpolando en la tabla correspondiente, obtenemos un francobordo tabular para el buque base y para el de proyecto sin correcciones de:

$$FBC_B = 3099.08mm$$

$$FBC_p = 3103.12mm$$

Las correcciones necesarias son:

Corrección por CB>0.68.

Esta corrección hay que aplicarla en ambos casos ya que los coeficientes de bloque respectivos son: CBb = 0,829 y CBp = 0,833. La corrección por esta razón es un factor que irá multiplicando al francobordo tabular con la siguiente ecuación:

$$C2 = \frac{CB85D + 0.68}{1.36} = \frac{1.01 * CB + 0.68}{1.36}$$

Esta corrección para el buque base y el de proyecto respectivamente tiene valores: C2b= 1,1156; C2p = 1,1186.

Corrección por puntal.

Esta corrección se aplica cuando el puntal es mayor que el cociente L/15, lo cual ocurre en ambos casos (base y proyecto). Esta corrección irá sumada a la obtenida en el apartado anterior.

$$C3 = \left(D - \frac{L}{15} \right) \cdot 250$$

El valor de esta corrección para buque base y de proyecto son respectivamente C3b = 1625 mm.; C3p = 1612.83mm.

Corrección por superestructuras.

En este caso, la superestructura no es una superestructura efectiva, pues no tiene manga suficiente para poder considerarse tal (tiene que tener la manga del buque o tener los costados a una distancia inferior a un 4% de la manga a los costados)

Corrección por arrufo.

La última corrección que aplicaremos será la corrección por arrufo.

$$C4 = \left(1 - \frac{A}{100}\right) \cdot (4.168 \cdot L + 125) \cdot \left(0.75 - \frac{E}{2 \cdot L}\right) = 719.9mm$$

siendo A el porcentaje del área de la curva real de arrufo respecto al área de la curva estándar. A su vez este valor se calcula por medio de la tabla del coeficiente A, que viene dado en función del tipo de curva real de arrufo y el valor de los arrufos en proa y popa en porcentaje de los estándar. En nuestro caso tomamos una curva de arrufo tipo c que es aquella en que la curva de arrufo arranca de 2/3 de la semi-eslora, y como porcentaje del arrufo real 50%.

FRANCOBORDO TOTAL.

Podemos ya calcular el francobordo del buque de proyecto y compararlo con el valor resultante de restar puntal y calado.

$$FBp = FBt * C2 + C3 + C4 = 5803.85 \text{ mm}$$

Podemos calcular ahora el calado de francobordo aunque sólo obtendremos un valor aproximado, porque aún habría que hacer correcciones por estabilidad y escantillón y calcular la altura mínima en proa.

$$d_{FB} = D - FBp = 24.10 - 5.8 = 18.3 \text{ m}$$

A la vista de estos resultados, podemos decir que aparentemente existe un margen suficiente entre el calado estimado (17.23 m.) y el que obtenemos mediante la estimación anterior (18.3 m.)

8. ANEXOS.

ANEXO I: Iteraciones iniciales.

Buque base: "EUROCHAMPION2004"		Buque proyecto 1ª estimacion	
PM (t)	164608	PM (t)	165000
PR (t)	28249,00	PR (t)	31019
DISW (t)	192857,00	DISW (t)	196020
V de carga (m³)	182968	V de carga (m³)	184000
v (kns)	15,60	v (kns)	15,5
FN	0,158	FN	0,156
Lpp (m)	264	Lpp (m)	265,44
B (m)	50	B (m)	50,27
d (m)	17,4	d (m)	17,27
D (m)	24,10	D (m)	23,97
BHP	25680	BHP	25054
CB	0,823	CB	0,827
CM	0,9988	CM	0,9988
CP	0,824	CP	0,8283

ΔPM (t)	-392
ΔVc (m3)	-1032

error	8,81%		0,63%		0,04%		0,00%
-------	-------	--	-------	--	-------	--	-------

PR ₀ (t)	28316
DISW ₀ (t)	193316

PR ₁ (t)	30812	PR ₂ (t)	31006	PR ₃ (t)	31020	PR ₄ (t)	31019
DISW ₁ (t)	195812	DISW ₂ (t)	196006	DISW ₃ (t)	196020	DISW ₄ (t)	196019

Lpp ₀ (m)	264,21
B ₀ (m)	50,04
D ₀ (m)	24,20

Lpp ₁ (m)	265,34	Lpp ₂ (m)	265,43	Lpp ₃ (m)	265,44	Lpp ₄ (m)	265,44
B ₁ (m)	50,25	B ₂ (m)	50,27	B ₃ (m)	50,27	B ₄ (m)	50,27
D ₁ (m)	23,99	D ₂ (m)	23,97	D ₃ (m)	23,97	D ₄ (m)	23,97

FN ₀	0,1565
-----------------	--------

FN ₁	0,1562	FN ₂	0,1562	FN ₃	0,1562	FN ₄	0,1562
-----------------	--------	-----------------	--------	-----------------	--------	-----------------	--------

CB ₀	0,8196
Kcb ₀	0,7742
CM ₀	0,9988
CP ₀	0,8206
CF ₀	0,8803

CB ₁	0,8223	CB ₂	0,8248	CB ₃	0,8273	CB ₄	0,8298
Kcb ₁	0,7765	Kcb ₂	0,7789	Kcb ₃	0,7813	Kcb ₄	0,7836
CM ₁	0,9988	CM ₂	0,9988	CM ₃	0,9988	CM ₄	0,9988
CP ₁	0,8232	CP ₂	0,8258	CP ₃	0,8283	CP ₄	0,8308
CF ₁	0,8818	CF ₂	0,8832	CF ₃	0,8845	CF ₄	0,8859

d ₀	17,35
----------------	-------

d ₁	17,37	d ₂	17,32	d ₃	17,27	d ₄	17,22
----------------	-------	----------------	-------	----------------	-------	----------------	-------

VB	16,22373549
(1+x)	0,853801944
etad	0,839659204
BHP ₀	25069,45168

VB	16,15	VB	16,049	VB	15,9454	VB	15,8414
(1+x)	0,8535	(1+x)	0,8535	(1+x)	0,85352	(1+x)	0,85352
etad	0,8469	etad	0,8537	etad	0,86045	etad	0,86709
BHP ₁	25152	BHP ₂	25102	BHP ₃	25054,1	BHP ₄	25019,1

Ws ₀	27748
Woa ₀	1797
Wq ₀	1267

Ws ₁	27927	Ws ₂	27941	Ws ₃	27942	Ws ₄	27942
Woa ₁	1810	Woa ₂	1811	Woa ₃	1812	Woa ₄	1812
Wq ₁	1269	Wq ₂	1267	Wq ₃	1266	Wq ₄	1265

PR ₁	30812
-----------------	-------

PR ₂	31006	PR ₃	31020	PR ₄	31019	PR ₄	31018
-----------------	-------	-----------------	-------	-----------------	-------	-----------------	-------

ANEXO II: Generación de alternativas.

Alternativas	L	B	D	d	LBD	TPM	Vc	L/B	L/D	PR	CB	CF	VBC
1	265,44	50,40	23,87	17,26	319280	167962,6	186779	5,267	11,122	28834,2	0,829	0,8856	280008,49
2	265,44	50,40	23,63	17,08	316087	166283,0	184911	5,267	11,235	28545,9	0,829	0,8856	277208,405
3	265,44	50,40	23,39	16,92	312958	164636,6	183080	5,267	11,347	28263,2	0,829	0,8856	274463,767
4	265,44	49,90	23,87	17,26	316087	166283,0	184911	5,320	11,122	28545,9	0,829	0,8856	277208,405
5	265,44	49,90	23,63	17,08	312927	164620,2	183062	5,320	11,235	28260,4	0,829	0,8856	274436,321
6	265,44	49,90	23,39	16,92	309828	162990,3	181250	5,320	11,347	27980,6	0,829	0,8856	271719,13
7	265,44	49,40	23,87	17,26	312958	164636,6	183080	5,373	11,122	28263,2	0,829	0,8856	274463,767
8	265,44	49,40	23,63	17,08	309828	162990,3	181250	5,373	11,235	27980,6	0,829	0,8856	271719,13
9	265,44	49,40	23,39	16,92	306761	161376,5	179455	5,373	11,347	27703,6	0,829	0,8856	269028,841

Alternativas	VB	(1-x)	PDB	ETAD	ETAO	ETAH	ETARE	ETAM	PB (bhp)	WS (t)	WQ (t)	WE (t)	cc (€)
1	15,87	0,85352	20707,46	0,87	0,60	1,43	1,01	0,98	25057,48	27950,9	1266,4	1815,5	78091191,4
2	15,87	0,85352	20551,04	0,87	0,60	1,43	1,01	0,98	24868,19	27810,8	1261,6	1815,5	77729943,6
3	15,87	0,85352	20397,16	0,87	0,60	1,43	1,01	0,98	24681,99	27672,8	1256,8	1815,5	77374131,9
4	15,87	0,85352	20589,92	0,86	0,60	1,42	1,01	0,98	24915,25	27671,4	1262,8	1800,1	77377092,1
5	15,87	0,85352	20434,56	0,87	0,60	1,43	1,01	0,98	24727,25	27532,7	1258,0	1800,1	77019324,3
6	15,87	0,85352	20281,73	0,87	0,60	1,43	1,01	0,98	24542,31	27396,1	1253,3	1800,1	76666940,2
7	15,87	0,85352	20474,04	0,86	0,60	1,42	1,01	0,98	24775,02	27397,4	1259,2	1785,0	76676955,2
8	15,87	0,85352	20319,73	0,86	0,60	1,42	1,01	0,98	24588,29	27260,1	1254,5	1785,0	76322599,3
9	15,87	0,85352	20167,92	0,87	0,60	1,43	1,01	0,98	24404,59	27124,8	1249,8	1785,0	75973575,9



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº2:

Formas

Proyecto nº:

1748

Tutor:

D. Francisco Alonso Thous

Alumnos:

D. Guillermo Zamarripa Solano
D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1.- Introducción.....	3
2.- Características principales de las formas.....	4
3.- Perfil de proa.....	5
3.1- Parametros del bulbo de proa.....	6
3.2- Otros parámetros de la proa.....	7
4.- Perfil de popa.....	8
4.1 Definición de forma.....	8
5.- Cuerpo cilindrico.....	11
6.- Generación de formas.....	12
7.- Curva de areas.....	14
PLANO DE FORMAS.....	15

1. INTRODUCCION.

Las formas que se adopten para el buque de proyecto deben permitir el cumplimiento de los requerimientos de la especificación como:

- Capacidades de los tanques de carga, lastre y combustible.
- Peso muerto del buque (contractual).
- Estabilidad adecuada en cada una de las situaciones de carga y lastre.
- Velocidad/potencia que vienen fijadas en la especificación.

Posteriormente, tras cualquier tipo de modificación que pueda resultar necesaria, las líneas pueden variarse, siendo este primer plano de formas una base inicial sobre la que trabajar.

2. CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LAS FORMAS

2.1. Dimensiones y coeficientes principales

Las características del buque proyecto definidas en el proceso de predimensionamiento y optimización son las siguientes:

Buque Proyecto	
PM (t)	166282,98
PR (t)	28545,87
DISW (t)	194828,86
V de carga (m ³)	184911
v (kns)	15,50
FN	0,156
Lpp (m)	265,44
B (m)	49,9
d (m)	17,26
D (m)	23,87
BHP	24915,2
CB	0,829
CM	0,9988
CP	0,830

3. PERFIL DE PROA.

Una de las primeras decisiones en cuanto a las formas ha de ser si la proa tiene o no bulbo. La proa sin bulbo es más económica a la hora de la construcción y un bulbo de proa sólo se utilizará en el caso de que al hacerlo se redujera la resistencia y por tanto se aumentara la velocidad o disminuyera la potencia requerida y con ello el consumo de combustible.

La adopción del bulbo de proa puede resultar beneficiosa al influir en la resistencia a la marcha del buque y en su coeficiente propulsivo. El bulbo actúa como una falsa proa inicial por debajo de la línea de flotación; éste crea una pequeña ola que al interferir con la creada por la proa verdadera que está situada más a popa, tiende a neutralizar, o al menos amortiguar, el sistema de olas total, y así reduce la resistencia a la marcha del buque. Está comprobado que cuando los sistemas de olas creados por la proa y la popa están desfasados, la resistencia a la marcha disminuye apreciablemente; el bulbo se encarga de provocar este desfase sin necesidad de modificar los parámetros fundamentales del buque.

Los parámetros que se emplean en la elección de este elemento son el coeficiente de bloque (CB) y la relación eslora-manga (L/B). Teniendo en cuenta los diagramas de Watson y Gilfillan conjuntamente, se puede observar:

- El bulbo de proa es ventajoso para buques rápidos con un coeficiente de bloque superior a 0,625 y un número de Froude mayor que 0,26.
- No presenta ventajas para buques con coeficiente de bloque entre 0,625 y 0,725.
- Vuelve a ser una desventaja para buques con coeficiente de bloque entre 0,725 y 0,825, aunque no probablemente para coeficiente de bloque superiores a 0,825.

Estos argumentos se refieren a casos del buque cargado. El bulbo de proa ofrece sus mayores ventajas en condición de lastre, especialmente en buques de formas llenas y con coeficientes de bloque superiores a 0,75, como es el caso de nuestro petrolero. Debido a que en condiciones de carga, no resulta desventajoso utilizar un bulbo en la proa si el coeficiente de bloque es tan grande, y en condiciones de lastre es claramente ventajoso con estas formas tan llenas, decidimos emplearlo.

Con todos estos argumentos, nuestra opción fue utilizar un bulbo en la proa de nuestro buque de proyecto.

3.1. Parámetros del bulbo de proa

Existen varios parámetros que definen el bulbo de proa los cuales pasamos a definir a continuación:

La **altura del bulbo (h)** es la ordenada sobre la línea de base del punto de protuberancia máxima. La línea de agua correspondiente se denomina línea de agua “x” (LA x). Para obtener un buen rendimiento del bulbo, éste debe estar relativamente próximo a la flotación, aunque no tendrá nunca una altura inferior a 0,35.Tpr, que en nuestro caso da como resultado 6.00 m. Generalmente h oscilará entre el 35% y 55% del calado máximo a proa y en mayor número de casos entre el 40% y el 50% de dicho calado. En nuestro caso elegimos una altura de bulbo de un 55% del calado, con lo cual obtenemos una altura $h = 9.88$ m.

La **protuberancia (x)** es la abscisa del punto situado más a proa del contorno longitudinal del bulbo, referido a la perpendicular de proa. Se adimensionaliza con el valor de la eslora entre perpendiculares (Lpp). Este parámetro puede obtenerse a partir de un buque base similar al del proyecto, con la siguiente formulación:

$$100 \cdot x_p = 100 \cdot x_b + k_1 \cdot (CB_p - CB_b) - k_2 \cdot \left[\left(\frac{L}{B} \right)_p - \left(\frac{L}{B} \right)_b \right]$$

Los coeficientes k1 y k2 puede admitirse que tienen los siguientes valores:

$$\begin{aligned} k_1 &= 8 \\ k_2 &= 0,4 \end{aligned}$$

Dispusimos de unas formas parecidas a las de nuestro buque cuyos datos para este cálculo fueron los siguientes:

$$CB_b = 0,829 \quad \left(\frac{L}{B} \right)_b = 5.28 \quad x_b = 4.21 \text{ m.}$$

Con estos datos, obtuvimos un valor de $x_p = 4.21032$ m. El valor final de las formas ha sido de 4.6 m.

Otro parámetro a mencionar sobre el bulbo es el **área proyectada (Ap)** del mismo sobre la cuaderna 20, que coincide con la perpendicular de proa del buque. Al igual que la protuberancia se adimensionaliza con el valor del área de la cuaderna maestra, la cual suele coincidir con la cuaderna número 10,. A modo orientativo, para petroleros de este calibre, según la obra “*Proyectos de formas*” José Fernández. Nuñez Basañez, se puede tomar un valor de hasta un 14%. En nuestro caso, el valor del área proyectada del bulbo en la cuaderna 0 esta entorno al 16% que es aceptable.

La forma seleccionada del bulbo ha sido la circular, tendiendo ligeramente a la forma de peonza, que es la forma de bulbo recomendada para buques que deben hacer alternativamente viajes en carga y en lastre. Esta forma evita también el slamming, tan severo para buques con fondo plano en la proa.

3.2. Otros parámetros de la proa.

Además del bulbo de proa, hay que comentar el semiángulo de entrada en la flotación (α) y el lanzamiento (β).

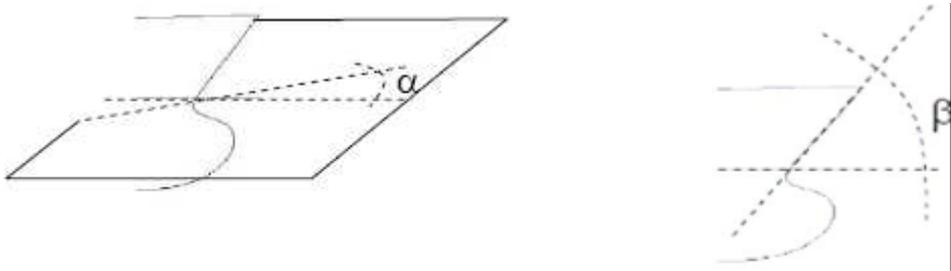


Figura 2. 1 - Ángulos de flotación y lanzamiento

El primero es el que forma la línea de flotación o línea de agua 6, en la roda y en el codaste en el plano de flotación con la proyección en el mismo de la línea base. Según las fórmulas empíricas el valor de α sería el siguiente:

$$\alpha = 125.67 \cdot \frac{B}{L_{PP}} - 162.25 \cdot C_p^2 + 234.32 \cdot C_p^3 + 0.1551 \cdot \left[X_{CC} + 6.8 \cdot \frac{d_{PP} - d_{PC}}{d} \right]^3$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación obtenemos $\alpha = 49.05^\circ$, que es casi (110°) el mismo valor que obtenemos al medir en los planos.

Por otra parte, fijandonos en buques similares, dispusimos de un ángulo vertical con la flotación (β) de aproximadamente 60° .

4. PERFIL DE POPA.

Debido a las exigencias del proyecto, se ha dotado al buque de un bulbo de popa, el cual proporciona una estela más uniforme, aumentando así el rendimiento propulsivo. Además, se sabe que para los buques de una sola hélice y formas llenas, es recomendable la colocación de un bulbo de popa, puesto que consigue uniformizar el flujo de agua a la entrada de la hélice, retrasando el desprendimiento de la capa límite, compensando el incremento de resistencia, gracias al aumento de rendimiento propulsor al mejorar la distribución de la estela.

Habrá que tener en cuenta además diversos aspectos en la construcción de la popa así como:

- La ubicación de la hélice debe ser tales que disponga de un espacio libre adecuado que evite problemas de vibraciones.
- La provisión de un buen flujo hacia el timón para asegurar buen rumbo y estabilidad en el mismo.
- La terminación del buque en unas líneas de agua tales que se minimice la separación y por tanto la resistencia.
- La terminación de la estructura del buque de tal manera que proporcione el soporte adecuado para el timón y la hélice además del espacio necesario para el equipo de gobierno, amarre por popa, equipo de remolque, etc. y sea económico de construir.

Los efectos de la adopción de un bulbo en la popa del buque son los siguientes:

- Mejora del campo de la estela en el disco de la hélice.
- Disminución de los riesgos de cavitación y demás problemas que surgen como consecuencia de estas vibraciones.
- Aumento del rendimiento propulsivo debido al efecto combinado de los aumentos de estela efectiva y rendimiento rotativo-relativo.
- Incremento desfavorable de la resistencia friccional, que en ciertos casos puede dar lugar a un aumento de la EHP. Esto último podría mejorarse ya que si el bulbo está adecuadamente diseñado, el incremento de resistencia friccional se puede equilibrar con una disminución de la resistencia viscosa de presión y por tanto una disminución neta de la potencia.

4.1 Definición de forma.

Para definir adecuadamente la zona del codaste del buque tendremos que hacer un cálculo aproximado de la hélice que vamos a incorporar a nuestro buque.

Se intentará disponer de una hélice del mayor diámetro posible, ya que, cuanto mayor sea este, mayor será el rendimiento del propulsor, aunque hay otra serie de parámetros que han de tenerse en cuenta al determinar el propulsor, sobre todo los relacionados con la posible existencia de cavitación.

El diámetro del propulsor tiene unas limitaciones que vienen dadas por las sociedades de clasificación (en nuestro caso Lloyd's Register of Shipping) Las sociedades de clasificación incluyen en sus reglas recomendaciones sobre los valores mínimos que deben tener los huelgos entre hélice y casco para que las vibraciones excitadas por la hélice no excedan de unos niveles razonables.

Para el caso de buques con un solo propulsor (nuestro caso), las claras mínimas exigidas por Lloyd's Register son las siguientes (valores en mm.):

- $ah = A \cdot K \cdot D$
 - A toma distintos valores en función del número de palas de la hélice. Supondremos, por similitud con el buque base que tendremos 4 palas. Si $Z = 4$ entonces $A = 1$
 - $K_1 = \left(0.1 + \frac{L_{PP}}{3050}\right) \cdot \left(\frac{3.48 \cdot C_B \cdot BHP}{L_{PP}^2} + 0.3\right) = 0.2517$
- $bh = 1.5 \cdot K \cdot D$
- $ch = 0.12 \cdot D$
- $dh = 0.03 \cdot D$

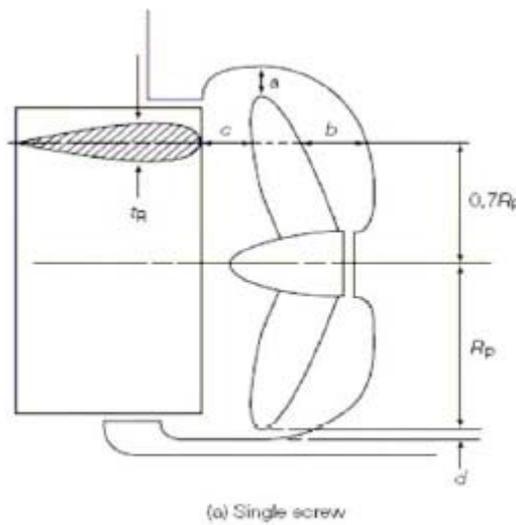


Figura 2. 2 - Huelgos del codaste según Lloyd's Register

Como valor preliminar del diámetro de nuestra hélice (diam) tomaremos el valor del de nuestro buque base, debido a la enorme similitud entre las dimensiones. Esto es 8.2 m. Una vez elegida la hélice, la altura de la línea de ejes que hemos tomado respetando todas las condiciones de la sociedad de clasificación es de 4.5 m sobre la línea base.

Adjuntamos aquí una tabla comparativa de los huelgos reales y aquellos mínimos definidos por la sociedad de clasificación:

Huelgos	LR (m)	Real (m)
a	2,06	3,95
b	3,095	3,095
c	0,984	1,56
d (% a L.B.)	0,246	0,4

5. CUERPO CILINDRICO.

El cuerpo cilíndrico es la parte central del buque. Por el tipo de barco con el que tratamos, las formas en esta zona serán bastante cuadradas y en forma de U, lo cual se demuestra en el alto valor del coeficiente de bloque.

La longitud del cuerpo cilíndrico se calcula con la siguiente fórmula empírica:

$$L_{CC} = (-658 + 1607 \cdot CP - 914 \cdot CP^2) \cdot L_{PP} = 46.52\% L_{PP} = 123.16m$$

A la vista de nuestras formas, el cuerpo cilíndrico abarca unas diez nueve cuadernas, con una distancia entre cuadernas de 12,24 m, lo cual nos da una longitud del cuerpo cilíndrico de 124 m, que es una cifra bastante aproximada a la obtenida por fórmulas empíricas.

6. GENERACION DE FORMAS.

La base de las formas obtenidas es un plano de formas de un buque del los ejemplos del programa Maxsurf, al cual se le han practicado unas transformaciones afines para dotarle de las dimensiones principales de nuestro buque de proyecto.

Posteriormente se modificó la forma del bulbo de proa para conseguir un bulbo de unas características conforme a los cálculos realizados en el apartado 3.1 de este cuadernillo. Al mismo tiempo, las formas del bulbo han sido conformadas siguiendo en la medida de lo posible las formas del bulbo de nuestro buque base. En cuanto a las formas en la zona de popa, se realizaron también ligeras modificaciones para conseguir una altura de eje acorde a lo obtenido en los cálculos del apartado 4.1.

Se observa de la comparación de los coeficientes de carena de la formas y del proyecto, que éstas son bastante aproximadas.

	PROYECTO	FORMAS
CP	0,8343	0,839
CB	0,833	0,828
CM	0,9988	0,988
xcc	5,56	4,814

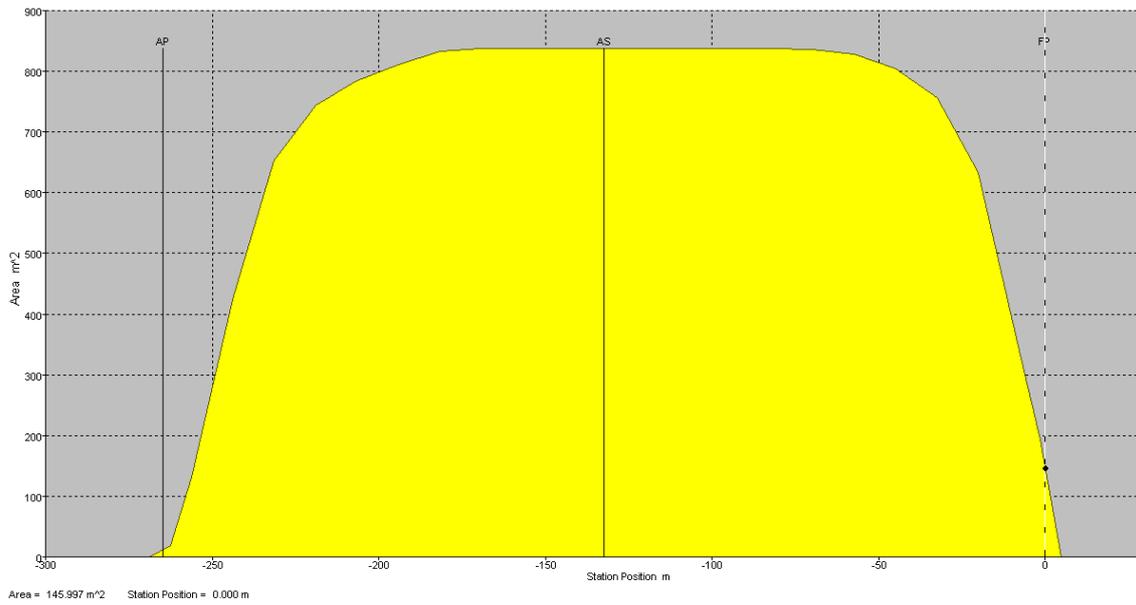
Los datos en este punto del proyecto figuran en la siguiente tabla (página siguiente):

Measurement	Value	Units
Displacement	195740,148	tonne
Volume	190965,998	m ³
Draft to Baseline	16,927	m
Immersed depth	16,931	m
Lwl	272,302	m
Beam wl	50	m
WSA	19682,974	m ²
Max cross sect area	836,185	m ²
Waterplane area	12245,232	m ²
Cp	0,839	
Cb	0,828	
Cm	0,988	
Cwp	0,899	
LCB from zero pt	-127,551	m
LCF from zero pt	-131,835	m
KB	8,76	m
KG	0	m
BMt	12,238	m
BMI	330,367	m
GMt	20,998	m
GMI	339,127	m
KMt	20,998	m
KMI	339,127	m
Immersion (TPc)	125,514	tonne/cm
MTc	2495,518	tonne.m
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	71732,048	tonne.m
Precision	Medium	50 stations

7. CURVA DE AREAS.

La curva de áreas seccionales representa la posición de las cuadernas de trazado en abscisas y el área de la cuaderna hasta el calado en ordenadas.

Seguidamente se muestra la obtenida para nuestro buque con el programa MAXSURF.





Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº3:

Disposición general

Proyecto nº:	1748
Tutor:	D. Francisco Alonso Thous
Alumnos:	D. Guillermo Zamarripa Solano D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1.- Introducción.....	3
2.- Doble casco.....	3
2.1- Doble fondo mínimo.....	4
2.2- Doble costado mínimo	4
2.3- Doble fondo y doble costado definitivos.....	4
3.- Estudio de la disposición general.....	5
3.1- Zona de carga	6
3.2- Pique de proa	7
3.3- Pique de popa.....	8
3.4- Cámara de máquinas.....	8
3.5- Superestructura.....	9
3.6- Guardacalor y chimenea.....	10
4.- Resumen.....	11
DISPOSICIÓN GENERAL.....	12

1. INTRODUCCION.

La disposición general, representada en el plano de disposición general que se adjunta al final del cuaderno, se ha diseñado basándose en las disposiciones generales de buques similares construidos últimamente y según las normas fijadas por el Lloyd's Register of Shipping (L.R.S.).

Características Generales.

- El buque será de cubierta corrida, con cámara de máquinas, cámara de bombas y acomodación situadas a popa.
- El buque será del tipo petrolero para crudo, con tanques de lastre segregado y una sola hélice propulsora.
- La zona de carga dispondrá de doble casco en toda su longitud en cumplimiento del Convenio MARPOL 73/78.
- La estructura cumplirá con las recomendaciones de la Sociedad de Clasificación y con lo especificado en los Convenios de la OMI, SOLAS y MARPOL.
- Se dispondrán espacios de habilitación para 36 hombres y un rancho para 6 trabajadores más del Canal de Suez.
- La eslora reglamentaria (LL) corresponde según L.R.S. al 96% de la eslora en la flotación al 85% del calado mínimo, por tanto en nuestro caso es 264.3 m.

2. DOBLE CASCO.

Todos los petroleros deben tener tanques y espacios de doble fondo y doble costado para proteger los tanques de carga, y no deben usarse para transportar cargas de crudo. Según el MARPOL (Regla 18 del Anexo I) los tanques de lastre tendrán una capacidad tal que :

- Permita al buque navegar en condiciones de lastre sin necesidad de introducir agua de lastre en los tanques de carga.
- El calado de trazado en la cuaderna maestra (dm), excluyendo correcciones de arrufo o quebranto, nunca será inferior a:
$$d_m = 2 + 0.02 \cdot L = 7.30m$$
- Los calados en las perpendiculares de proa y popa corresponderán a los determinados por el calado en el centro del buque (dm), con un asiento apopante no superior a $0,015 \cdot L = 3.97m$.
- Calado en la perpendicular de proa no menor de $(2 + 0,0125 \cdot L) = 5.31m$.
- En cualquier caso, el calado en la perpendicular de popa no será nunca inferior al necesario para garantizar la inmersión total de la hélice.

Los tanques de carga tendrán un tamaño y forma tales, que una hipotética fuga de petróleo del costado o fondo en cualquier punto de la eslora del buque, produzca un

daño limitado. En esta zona del doble casco y doble fondo es donde se sitúan los tanques de lastre independiente.

Hay que tener en cuenta también que además del doble casco, los piques de proa y popa también llevan lastre.

2.1. Doble fondo mínimo.

La altura mínima el doble fondo (ddb) según L.R.S.(P4;Ch9;Tabla 9.1.1.), será el valor mínimo entre los dos siguientes:

$$d_b = \text{Max}\left(\frac{B}{15}; 1\right) = \text{Max}\left(\frac{B}{15}; 1\right) = 3.343m$$

$$d_b = 2m$$

Por tanto el doble fondo mínimo sería de 2m.

2.2. Doble costado mínimo

El mínimo espesor del doble costado (d_s) según L.R.S.(P4;Ch9;Tabla 9.1.1.), será el valor mínimo de los dos siguientes:

$$d_s = \text{Max}\left(0.5 + \frac{TPM}{20000}; 1\right) = 8.75m$$

$$d_s = 2m$$

Por tanto el doble costado mínimo sería de 2m.

2.3. Doble fondo y doble costado definitivos

Tras calcular el doble fondo y costados mínimos exigidos por el L.R.S., tomaremos la decisión definitiva de cuales serán estas distancias, teniendo en cuenta principalmente que nos debe caber el agua de lastre suficiente para cumplir con las anteriores condiciones descritas expuestas en el MARPOL. Hay que dejar además que nuestros tanques de carga tengan las dimensiones suficientes para los 184000 m³ de volumen de carga exigidos por la especificación. Por último, para este cálculo aproximado, podemos servirnos de la relación entre la capacidad de lastre y el peso muerto o bien el desplazamiento de nuestro buque base, para que la relación en el buque proyecto sea similar, concluyendo así que nuestro buque necesita una capacidad de tanques de lastre de unos 60000 m³. Teniendo en cuenta pues todo esto, se decide que las distancias del doble casco sean :

$$d_b = 2.9m$$

$$d_s = 3m$$

Con un calculo aproximado vemos que se respeta el volumen de lastre de aproximadamente 60000 m³.

La sección transversal de nuestro buque en la zona de carga, será de la siguiente forma. La inclinación del mamparo en las esquinas de doble fondo evita la acumulación de tensiones en las mismas:

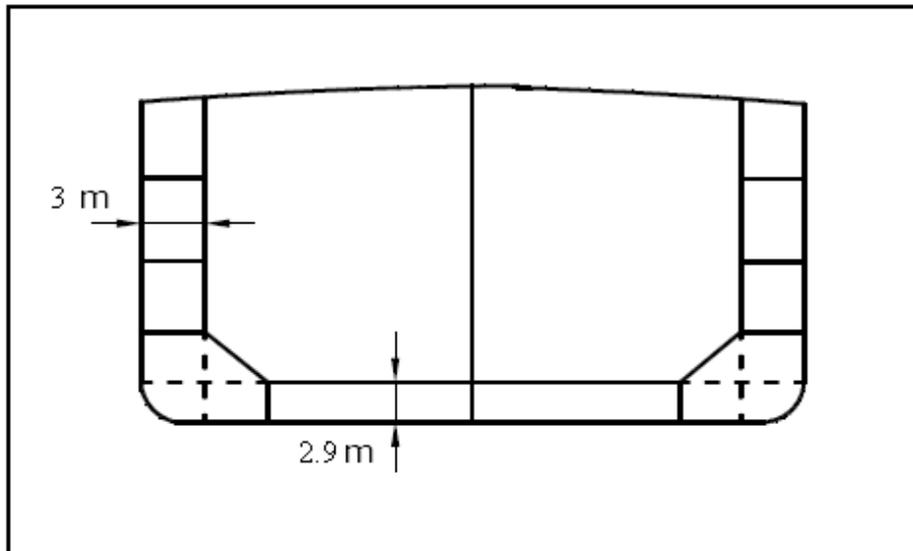


Figura 3. 1 - Sección transversal buque proyecto

3. ESTUDIO DE LA DISPOSICION GENERAL

Para abordar el estudio de nuestra disposición general, diferenciaremos entre seis principales zonas en el buque :

- Zona de carga
- Pique de proa
- Pique de popa
- Cámara de máquinas
- Superestructura
- Guardacalor y chimenea

Según la “Common Tanker Rules” habrá unos mamparos estancos obligatorios para todos los petroleros de tal forma que nos limitarán las zonas anteriormente mencionadas:

- Mamparo de colisión de proa
- Mamparo de pique de popa
- Un mamparo a cada lado de la zona de cámara de máquinas

Los demás mamparos estancos se situarán en la zona de carga a intervalos regulares lo más alejados posibles, siempre cumpliendo con los requisitos de subdivisión, inundación y estabilidad en averías. Además, cada zona tendrá el espacio entre cuadernas conveniente.

3.1. Zona de carga

La zona de carga se extiende desde el mamparo a proa de la cámara de máquinas hasta el mamparo de colisión de proa. En esta zona están incluidos los dos tanques slop que se encuentran en la zona más a popa de la zona de carga, es decir desde el mamparo de proa de la cámara de máquinas hacia proa. Estos tanques tendrán una eslora de 6.8 m y cada uno la semimanga del buque (menos el doble costado) en esa zona. Su capacidad se incluye dentro de la capacidad de carga del buque, y debe de ser según reglamentación, mayor del 2% de la carga total. En nuestro caso, con las dimensiones que hemos dado a los tanques slop, tenemos un volumen alrededor del 3.2 %.

En la zona de carga se dispondrá una estructura longitudinal en la que la separación máxima entre bulárcamas viene dada por el L.R.S. (P4;Ch1;6.4.2) como $0,006.L+3,2$, siendo en el caso del buque de proyecto 4.79 m.

El número de mamparos transversales que debe tener el buque proyecto no está especificado en la tabla correspondiente a la norma del LR debido a que su eslora es mayor de 190 m (P3;Ch3;4.1.1;Tabla 3.4.1). Por las especificaciones del proyecto, se decide que el buque va estar dividido por 9 mamparos transversales que se extiendan a lo largo de todo el puntal del buque. Son los siguientes de popa a proa :

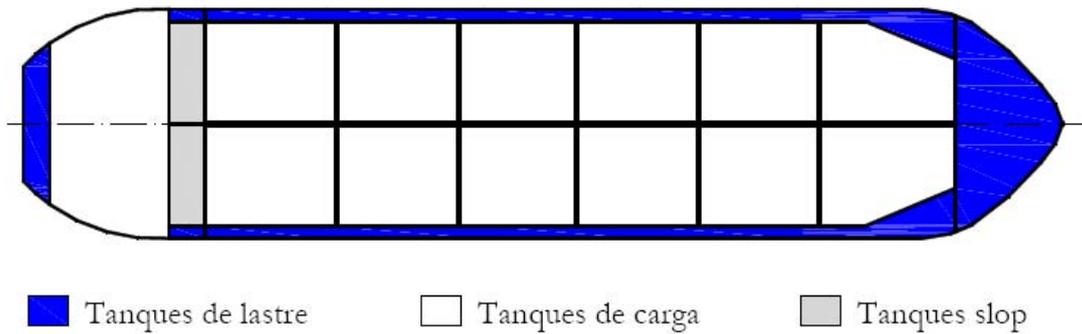
- Mamparo del pique de popa
- Mamparo de proa de cámara de bombas (sala de máquinas)
- Mamparo de proa de los tanques slop
- Los 6 mamparos (incluido el de colisión de proa) que dividen la zona de carga en 6 anillos transversales.

La longitud máxima de los tanques de carga ($L_{máxcarga}$) se calcula con la expresión dada en (P4 Ch 9, 1.3.9 y Tabla 9.1.4):

$$L_{c_{max}} = \left(0.25 \cdot \frac{b_i}{B} + 0.15 \right) \cdot L_L = \left(0.25 \cdot \frac{2}{50.14} + 0.15 \right) \cdot 187.1 = 42.37m$$

siendo b_i la distancia mínima entre el costado del buque y el mamparo longitudinal exterior del tanque de que se trate, medida perpendicularmente al plano de crujía, al nivel correspondiente al francobordo de verano asignado.

Por razones de resistencia estructural y estabilidad, será necesario el uso de un mamparo longitudinal para subdividir la zona de carga una fila de tanques a babor y otra a estribor por cada anillo transversal de la zona de carga, de tal forma que habrá 12 tanques en total más los tanques de decantación. La disposición queda de la siguiente manera:



Así, teniendo en cuenta que la longitud aproximada de la zona de carga será de 210 m para albergar toda la carga y los tanques de lastre, la eslora de cada tanque de carga será 34 m. De este modo las bulárcamas tendrán una separación de 3.4 m, existiendo pues 10 claras entre bulárcamas en cada tanque de carga, y un total de 60 + 2 (tanque de decantación) claras entre bulárcamas en la zona de carga.

Con un calculo aproximado vemos que se respeta el volumen de carga de 184000 m³.

El buque es de estructura longitudinal en la zona de carga por lo que no habrá cuadernas en esta zona.

3.2. Pique de proa

El pique de proa es la zona que se sitúa a proa del mamparo de colisión. La posición de este mamparo queda determinado por las reglas del L.R.S. (P3;Ch3;4.2.1.;Tabla .4.2.). Llegará hasta la cubierta de francobordo y según las normas, tendrá una localización entre 10 y 0,08.LL; que tomando el valor de nuestra L_L resulta que estará situado entre 10 m y 21.2 m desde la perpendicular de proa hacia popa. Elegimos una distancia a la perpendicular de proa de 12 m. Esta decisión se ha tomado teniendo en cuenta también el espacio necesario en el resto de las zonas del buque, pique de popa, cámara de máquinas, tanques slop y zona de carga y lastre.

El pique de proa aloja lastre, y es soporte de los equipos de fondeo. La estructura del pique de proa será transversal con una separación entre cuadernas de 600 mm, por tanto como su eslora desde el mamparo de colisión a la perpendicular de proa es de 12 m, habrá 20 claras de cuadernas entre ambos.

El espaciado entre bulárcamas será de 2.4 m. De esta manera tendremos una bulárcama cada 4 cuadernas.

3.3. Pique de popa

El pique de popa es la zona a popa del mamparo más a popa del buque, llamado también mamparo de prensaestopas. Este mamparo encerrará la bocina y la bocina de la limera del timón en un compartimento estanco. Además dicho mamparo podría llegar sólo hasta la primera cubierta por encima de la línea de flotación a plena carga, siempre que el compartimento que quede a popa sea estanco.

En el pique de popa dispone de estructura transversal con una separación entre cuadernas de 600 mm. El mamparo del pique de popa está obligado por el L.R.S. (P3;Ch3;4.1.1.) y su distancia a la mecha del timón queda fijada en 12 m. De este modo la eslora de éste será múltiplo de la separación de cuadernas, existiendo 20 claras entre cuadernas.

La clara de bulárcamas será de 2.4 m. Así habrá una bulárcama cada 4 cuadernas.

3.4. Cámara de máquinas

Como es habitual en este tipo de buques, la cámara de máquinas se sitúa completamente a popa. Esta zona comprende, los tanques situados entre el mamparo principal de proa de cámara de bombas y el mamparo del pique de popa, incluyendo los tanques de doble fondo y costado, el interior del guardacalor y el interior de la chimenea.

El doble fondo y costado de la cámara de máquinas incluye tanques de combustible (que no deben estar en contacto directo con el mar), de aceite, tanques de reboses, etc, así como tomas de mar, pozos y tanque de sentina y cofferdams, pero todo esto será descrito con mayor detalle en el cuadernillo 7 de cámara de máquinas.

Por otro lado para hacer una estimación de la eslora de la cámara de máquinas se utiliza la expresión sacada del “*Proyecto Básico Del Buque Mercante*”:

$$L_{cm} = 0.28 \cdot L_{pp}^{0.67} + 0.48 \cdot MCO^{0.35} = 30.21m$$

- $L_{pp} = 265,44m$
- $MCO = 33638 \text{ BHP}$.

Tomaremos la eslora de cámara de máquinas de 31.2 m (eslora suficiente viendo la del buque base). Se toma una distancia entre cuadernas de 780 mm, de tal forma que siendo 31.2 múltiplo de esta cantidad, habrá 40 claras entre cuadernas. Por tanto los mamparos de popa y proa que limitan la cámara de máquinas están a 12 y 41.2 m respectivamente, de la mecha del timón.

La clara de bulárcamas será en esta zona de 3.12 m, de tal manera que tendremos una bulárcama cada 4 cuadernas.

La altura de doble fondo en cámara de máquinas es la misma que la zona de carga (2.9 m), pero podría ser algo menor en la zona de la bancada del motor para que sea posible la alineación del eje. La estructura de la bancada o polín del motor deberá ser reforzada tal y como indique el fabricante del mismo, así como sus dimensiones. A proa de la sala de máquinas se situará la sala de bombas. En la sala de máquinas habrá las plataformas horizontales alrededor del motor que sean necesarias (normalmente 3), y unos mamparos verticales límite de tanques, los cuales se les hará coincidir con los mamparos transversales de proa y popa de la superestructura y la chimenea. Todo esto se puede ver esquemáticamente en el plano de disposición general.

3.5. Superestructura.

La superestructura está dispuesta en cubierta principal sobre cámara de máquinas. En ella se encuentra la habilitación, que estará en una estructura separada de la chimenea evitando así vibraciones y ruidos molestos para la tripulación.

Se han dispuesto 3 cubiertas y un puente de navegación, con una altura entre cubiertas de 3m, de tal forma que la altura libre en cada camarote quedará de unos 2,3m. Así, teniendo en cuenta que habrá 3 cubiertas A, B, C, más la del puente de navegación, el puntal aproximado de la superestructura será de unos 18 m, ya que la cubierta A está a la altura de la cubierta principal. En relación a su eslora y manga, no hay una reglamentación muy estricta al respecto, pero observando la superestructura de nuestro buque base y otros proyectos, la superestructura se extiende desde el mamparo de proa de la sala de máquinas hacia aproximadamente la mitad de la eslora de ésta.

Para la manga, hay que dejar el espacio suficiente en los costados, de tal forma que la manga también suele ser de aproximadamente la mitad de la manga total del buque y centrándola según el plano de crujía del buque. En cualquier caso, eslora y manga se concretan según las necesidades.

Se ha comprobado la similitud de la disposición de los compartimentos y camarotes de distintos proyectos en lo que se refiere a la estructuración en las distintas cubiertas, quedando la habilitación distribuida de la siguiente forma por cubiertas:

- **Cubierta A** : cámaras frigoríficas, equipos de aire acondicionado, lavandería, sala contra incendios, camarote para 6 trabajadores de reparaciones, etc.
- **Cubierta B** : cocinas, comedores para la tripulación y los oficiales, oficina y sala de control de la carga.
- **Cubiertas C, D y E** : camarotes de toda la tripulación, con unas dimensiones dentro de las características del buque y teniendo en cuenta que según la especificación del proyecto se necesitará espacio para 36 personas (capitán, armador, oficiales, alumnos o invitados y tripulación).

Los camarotes de la habilitación se disponen en diferentes categorías, atendiendo al espacio disponible. De esta forma la disposición de camarotes quedaría de la siguiente forma:

- Cubierta C : 18 camarotes para la tripulación.
- Cubierta D : 4 camarotes para oficiales , 4 para alumnos y 4 dormitorios, en total 12 camarotes.
- Cubierta E : 3 camarotes con sus correspondientes oficinas para el capitán, armador, jefe de máquinas, más 3 dormitorios

Ver más detalles de cubiertas y compartimentos en el plano de disposición general.

3.6. Guardacalor y chimenea

Estas estructuras se disponen teniendo en cuenta la situación del motor principal y las calderas. Por tanto están inmediatamente a popa de la superestructura destinada a la habilitación, aunque como ya se indicó, separada de la misma para evitar ruidos y vibraciones en la medida de lo posible para la tripulación.

Los cuatro mamparos del guardacalor (dos longitudinales y dos transversales) van reduciendo el espacio que delimitan a medida que ascienden, ya que los equipos que van suelen acompañar a los tubos de exhaustación van siendo menores.

La chimenea es el conjunto de exhaustación a la atmósfera de los gases de combustión de calderas y motores, formando una estructura sobre el guardacalor. Las misiones de la chimenea son básicamente la de dirigir los gases de forma que no caigan sobre la cubierta. Además, suele ir en los colores característicos y con el escudo de la compañía armadora.

4. RESUMEN

Después de justificar anteriormente las decisiones tomadas en el cálculo de la eslora de cada una de las zonas del buque, queremos aquí hacer un resumen de las mismas. En lo que respecta a la manga, todas estas zonas ocupan toda la manga del buque en la zona en la que se encuentren, excluyendo por supuesto el doble costado.

Zona	Eslora (m)	Cuadernas		Clara de cuadernas (mm)	Clara de bulárcamas (mm)	
		popa	proa			
Pique de popa	12	0	20	600	2400	
Cámara de máquinas	31,2	20	60	780	3120	
Zona de carga	Slop	6,8	60	62	850	3400
	Tanques 6	34	62	72	850	3400
	Tanques 5	34	72	82	850	3400
	Tanques 4	34	82	92	850	3400
	Tanques 3	34	92	102	850	3400
	Tanques 2	34	102	112	850	3400
	Tanques 1	34	112	122	850	3400
Pique de proa	12	122	142	600	2400	

Además de todas las principales zonas descritas, el buque dispone de una serie de elementos que se verán en el plano de disposición general y que podemos nombrar aquí de forma muy general:

- Amuradas, estructuras verticales y de baja altura que se colocan a los costados del buque, con el fin de impedir el embarque de agua sobre la cubierta y proteger a la tripulación que circula de caídas al mar. También hay amuradas abiertas o barandillas formadas por candeleros y nervios, cumpliendo también unas normas específicas de la Sociedad de Clasificación.
- Manifolds y grúas manifolds.
- Grúas de provisiones.
- Elementos de amarre y fondeo.
- Alumbrado.
- Mástiles de proa y popa.
- Elementos de salvamento.

Algunos de estos y otros equipos serán enumerados con detalle en el cuadernillo 10 de equipos y servicios.



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº4:

Calculos de arquitectura naval

Proyecto nº:	1748
Tutor:	D. Francisco Alonso Thous
Alumnos:	D. Guillermo Zamarripa Solano D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1.- Introducción.....	3
2.- Tablas de características hidrostáticas.....	4
3.- Tablas y gráficas de brazos de adrizamiento.....	15
4. Capacidades y centros de gravedad de los tanques.....	18
5.- Cálculo de francobordo.....	21
6.- Cálculo del arqueo.....	27

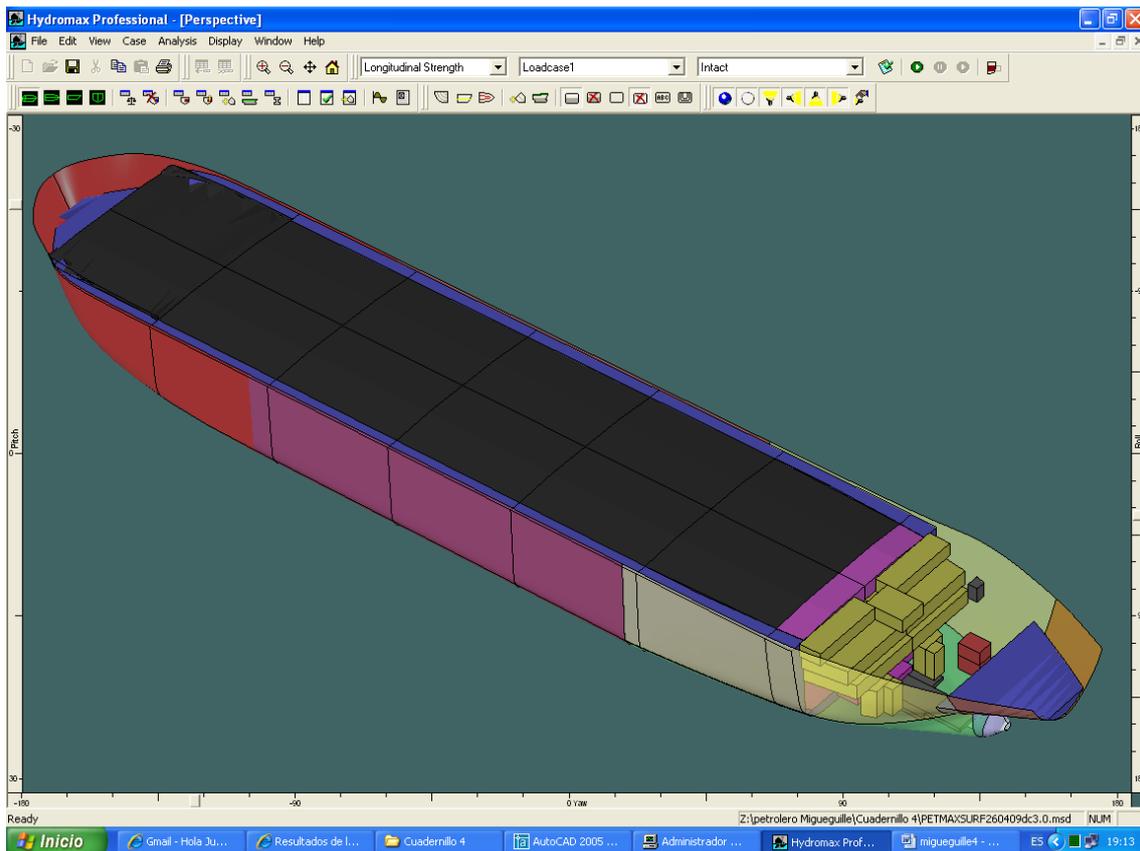
1. INTRODUCCIÓN

En este cuadernillo se presentan los cálculos de Arquitectura Naval del buque proyecto, una vez que ya se han definido las formas y la disposición general en los cuadernillos 2 y 3 respectivamente.

Los cálculos se han realizado con el programa Hydromax Pro y son los que a continuación se nombran :

- Características hidrostáticas.
- Brazos de adrizamiento.
- Capacidades y centros de gravedad de tanques.

En primer lugar hay que introducir en el programa las dimensiones y situación de todos los tanques de lastre y carga calculados en el cuadernillo 3 de disposición general, así como el resto de los tanques de cámara de máquinas calculados en el cuadernillo 7. De esta forma, resulta una disposición de tanques de modo general como se muestra en la siguiente figura :



2. TABLAS DE CARACTERISTICAS HIDROSTATICAS

Expondremos aquí las características hidrostáticas obtenidas con el programa Hidromax Pro, para trimados de -2, -1, 0, 1, y 2 m, y 17 calados de entre 6 y 22 m, ambos incluidos, con intervalos de 1 m para cada trimado.

Trimado -2 m.

Draft Amidsh. m	2.5	3.571	4.643	5.714	6.786
Displacement tonne	25632	37451	49545	61828	74247
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	3.5	4.571	5.643	6.714	7.786
Draft at AP m	1.5	2.571	3.643	4.714	5.786
Draft at LCF m	2.562	3.631	4.701	5.771	6.841
Trim (+ve by stern) m	-2	-2	-2	-2	-2
WL Length m	260.807	262.129	263.233	264.661	264.672
WL Beam m	49.095	49.752	49.939	49.989	49.998
Wetted Area m ²	11040.8	11702.8	12310.4	12911.9	13505.3
Waterpl. Area m ²	10585.3	10907.4	11108.1	11249.5	11359.0
Prismatic Coeff.	0.694	0.73	0.753	0.767	0.78
Block Coeff.	0.569	0.622	0.659	0.686	0.709
Midship Area Coeff.	0.93	0.938	0.946	0.953	0.965
Waterpl. Area Coeff.	0.827	0.836	0.845	0.85	0.858
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	19.113	15.631	13.745	12.533	11.681
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	8.278	7.965	7.761	7.537	7.36
KB m	1.378	1.921	2.47	3.019	3.569
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	72.233	53.057	41.71	34.256	29.049
BML m	1784.44	1285.28	1007.23	830.644	707.882
GMt m	56.541	37.934	27.151	20.255	15.604
GML m	1768.74	1270.16	992.674	816.643	694.437
KMt m	73.611	54.978	44.18	37.275	32.618
KML m	1785.81	1287.20	1009.70	833.663	711.452
Immersion (TPc) tonne/cm	108.521	111.823	113.88	115.33	116.452
MTc tonne.m	1704.37	1788.28	1848.95	1898.16	1938.34
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	25292.8	24793.8	23476.5	21855.6	20219.6
Max deck inclination deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.4	-0.4	-0.4	-0.4	-0.4

Draft Amidsh. m	7.857	8.929	10	11.071	12.143
Displacement tonne	86775	99394	112090	124856	137682
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	8.857	9.929	11	12.071	13.143
Draft at AP m	6.857	7.929	9	10.071	11.143
Draft at LCF m	7.911	8.982	10.052	11.122	12.191
Trim (+ve by stern) m	-2	-2	-2	-2	-2
WL Length m	264.286	263.632	263.052	262.464	261.826
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	14093.9	14679.4	15263.7	15850.9	16339.9
Waterpl. Area m ²	11449.0	11523.3	11588.1	11646.5	11700.7
Prismatic Coeff.	0.792	0.803	0.813	0.822	0.83
Block Coeff.	0.729	0.746	0.76	0.773	0.785
Midship Area Coeff.	0.97	0.973	0.976	0.978	0.98

Waterpl. Area Coeff.	0.866	0.874	0.881	0.887	0.894
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	11.046	10.551	10.147	9.803	9.496
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	7.218	7.096	6.936	6.707	6.356
KB m	4.119	4.668	5.218	5.766	6.315
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	25.22	22.289	19.973	18.101	16.562
BML m	617.442	547.621	492.316	447.504	410.479
GMt m	12.33	9.952	8.188	6.868	5.879
GML m	604.551	535.284	480.531	436.27	399.796
KMt m	29.339	26.957	25.191	23.867	22.877
KML m	621.561	552.29	497.533	453.27	416.794
Immersion (TPc) tonne/cm	117.375	118.137	118.801	119.4	119.955
MTc tonne.m	1972.185	2000.146	2024.92	2047.773	2069.349
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	18673.1	17262.7	16017.9	14964.5	14126.8
Max deck inclination deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.4	-0.4	-0.4	-0.4	-0.4

Draft Amidsh. m	13.214	14.286	15.357	16.429	17.5
Displacement tonne	150568	163523	176584	189769	203118
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	14.214	15.286	16.357	17.429	18.5
Draft at AP m	12.214	13.286	14.357	15.429	16.5
Draft at LCF m	13.258	14.322	15.386	16.45	17.514
Trim (+ve by stern) m	-2	-2	-2	-2	-2
WL Length m	260.335	259.762	261.627	265.568	270.723
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	16891.1	17548.1	18136.2	18724.2	19449.6
Waterpl. Area m ²	11754.8	11839.0	11939.8	12072.8	12234.0
Prismatic Coeff.	0.84	0.847	0.845	0.837	0.826
Block Coeff.	0.798	0.807	0.808	0.803	0.794
Midship Area Coeff.	0.982	0.983	0.984	0.984	0.988
Waterpl. Area Coeff.	0.903	0.912	0.913	0.909	0.904
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	9.199	8.89	8.553	8.193	7.808
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	5.771	4.865	3.858	2.89	1.835
KB m	6.863	7.412	7.962	8.515	9.072
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	15.281	14.206	13.298	12.512	11.817
BML m	379.675	356.671	338.378	325.489	316.882
GMt m	5.149	4.625	4.27	4.04	3.904
GML m	369.542	347.089	329.35	317.016	308.969
KMt m	22.144	21.618	21.26	21.028	20.889
KML m	386.538	364.083	346.34	334.004	325.954
Immersion (TPc) tonne/cm	120.51	121.373	122.407	123.77	125.423
MTc tonne.m	2091.774	2133.722	2186.38	2261.645	2359.284
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	13529.8	13200.0	13158.7	13378.8	13837.8
Max deck inclination deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.4	-0.4	-0.4	-0.4	-0.4

Trimado -1 m.

Draft Amidsh. m	2.5	3.571	4.643	5.714	6.786
Displacement tonne	25314	37125	49223	61509	73932
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	3	4.071	5.143	6.214	7.286
Draft at AP m	2	3.071	4.143	5.214	6.286
Draft at LCF m	2.528	3.599	4.67	5.741	6.812
Trim (+ve by stern) m	-1	-1	-1	-1	-1
WL Length m	261.134	262.463	263.714	264.649	264.661
WL Beam m	48.908	49.66	49.918	49.982	49.996
Wetted Area m ²	11027.3	11680.4	12299.6	12901.3	13494.9
Waterpl. Area m ²	10579.9	10903.2	11110.5	11252.2	11361.6
Prismatic Coeff.	0.75	0.771	0.784	0.793	0.803
Block Coeff.	0.652	0.688	0.714	0.734	0.752
Midship Area Coeff.	0.949	0.951	0.958	0.964	0.97
Waterpl. Area Coeff.	0.828	0.837	0.844	0.851	0.859
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	12.456	10.844	9.977	9.422	9.028
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	7.391	7.359	7.262	7.143	7.033
KB m	1.325	1.879	2.434	2.987	3.54
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	72.93	53.472	41.978	34.432	29.172
BML m	1807.66	1295.54	1014.71	835.685	711.48
GMt m	57.281	38.384	27.448	20.458	15.752
GML m	1792.01	1280.46	1000.18	821.71	698.06
KMt m	74.255	55.351	44.412	37.42	32.713
KML m	1808.99	1297.42	1017.14	838.672	715.02
Immersion (TPc) tonne/cm	108.465	111.78	113.905	115.357	116.479
MTc tonne.m	1705.37	1787.09	1850.82	1900.10	1940.17
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	25306.3	24869.4	23579.1	21961.3	20324.9
Max deck inclination deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2

Draft Amidsh. m	7.857	8.929	10	11.071	12.143
Displacement tonne	86463	99084	111787	124560	137401
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	8.357	9.429	10.5	11.571	12.643
Draft at AP m	7.357	8.429	9.5	10.571	11.643
Draft at LCF m	7.883	8.954	10.025	11.096	12.166
Trim (+ve by stern) m	-1	-1	-1	-1	-1
WL Length m	263.972	263.389	262.854	262.377	262.011
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	14083.5	14670.9	15258.9	15846.6	16330.7
Waterpl. Area m ²	11450.7	11525.8	11594.0	11655.9	11718.3
Prismatic Coeff.	0.813	0.822	0.83	0.836	0.842
Block Coeff.	0.768	0.781	0.793	0.803	0.811
Midship Area Coeff.	0.974	0.977	0.979	0.981	0.983

Waterpl. Area Coeff.	0.868	0.875	0.882	0.888	0.894
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	8.731	8.496	8.298	8.122	7.952
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	6.943	6.862	6.721	6.511	6.14
KB m	4.092	4.643	5.194	5.744	6.294
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	25.31	22.362	20.038	18.16	16.617
BML m	619.992	549.659	494.362	449.598	413.203
GMt m	12.443	10.046	8.274	6.947	5.954
GML m	607.125	537.344	482.598	438.385	402.54
KMt m	29.402	27.005	25.232	23.904	22.911
KML m	624.084	554.303	499.556	455.342	419.497
Immersion (TPc) tonne/cm	117.392	118.162	118.861	119.496	120.136
MTc tonne.m	1973.44	2001.59	2028.12	2052.83	2079.30
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	18776.3	17372.9	16141.8	15101.7	14278.5
Max deck inclination deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2

Draft Amidsh. m	13.214	14.286	15.357	16.429	17.5
Displacement tonne	150312	163311	176414	189650	203048
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	13.714	14.786	15.857	16.929	18
Draft at AP m	12.714	13.786	14.857	15.929	17
Draft at LCF m	13.235	14.303	15.37	16.437	17.504
Trim (+ve by stern) m	-1	-1	-1	-1	-1
WL Length m	261.374	261.508	263.636	267.607	272.905
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	17005.4	17573.1	18164.0	18759.6	19436.1
Waterpl. Area m ²	11781.4	11875.5	11982.5	12119.0	12274.3
Prismatic Coeff.	0.849	0.853	0.85	0.842	0.829
Block Coeff.	0.82	0.826	0.825	0.818	0.808
Midship Area Coeff.	0.984	0.985	0.986	0.987	0.988
Waterpl. Area Coeff.	0.901	0.908	0.909	0.906	0.9
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	7.77	7.545	7.279	6.965	6.613
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	5.546	4.479	3.432	2.197	1.11
KB m	6.844	7.395	7.948	8.503	9.062
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	15.331	14.249	13.333	12.542	11.842
BML m	383.023	360.667	342.664	329.853	320.488
GMt m	5.22	4.689	4.327	4.092	3.952
GML m	372.911	351.107	333.658	321.404	312.599
KMt m	22.175	21.644	21.281	21.045	20.904
KML m	389.867	368.062	350.612	338.357	329.55
Immersion (TPc) tonne/cm	120.783	121.747	122.845	124.244	125.836
MTc tonne.m	2107.25	2155.63	2212.86	2291.51	2386.19
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	13692.5	13365.3	13321.5	13545.3	14005.8
Max deck inclination deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Trim angle (+ve by stern) deg	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2

Trimado 0 m.

Draft Amidsh. m	2.5	3.571	4.643	5.714	6.786
Displacement tonne	25033	36828	48923	61208	73631
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	2.5	3.571	4.643	5.714	6.786
Draft at AP m	2.5	3.571	4.643	5.714	6.786
Draft at LCF m	2.5	3.571	4.643	5.714	6.786
Trim (+ve by stern) m	0	0	0	0	0
WL Length m	261.318	262.758	264.493	264.606	264.36
WL Beam m	48.738	49.591	49.904	49.979	49.997
Wetted Area m ²	11008.1	11666.6	12287.3	12890.3	13483.9
Waterpl. Area m ²	10564.3	10897.4	11108.5	11252.4	11361.9
Prismatic Coeff.	0.805	0.81	0.812	0.819	0.825
Block Coeff.	0.766	0.771	0.778	0.789	0.8
Midship Area Coeff.	0.953	0.953	0.959	0.965	0.97
Waterpl. Area Coeff.	0.829	0.836	0.842	0.851	0.86
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	5.649	5.969	6.16	6.278	6.353
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	6.471	6.707	6.756	6.745	6.702
KB m	1.298	1.856	2.413	2.968	3.522
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	73.452	53.801	42.207	34.591	29.282
BML m	1823.909	1305.369	1020.79	840.069	714.586
GMt m	57.823	38.73	27.693	20.632	15.877
GML m	1808.281	1290.298	1006.276	826.11	701.181
KMt m	74.75	55.656	44.619	37.559	32.804
KML m	1825.207	1307.225	1023.203	843.037	718.108
Immersion (TPc) tonne/cm	108.306	111.72	113.884	115.36	116.482
MTc tonne.m	1701.754	1786.446	1850.736	1900.917	1940.92
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	25262.3	24893.1	23644.6	22039.8	20402.9
Max deck inclination deg	0	0	0	0	0
Trim angle (+ve by stern) deg	0	0	0	0	0

Draft Amidsh. m	7.857	8.929	10	11.071	12.143
Displacement tonne	86162	98786	111493	124274	137131
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	7.857	8.929	10	11.071	12.143
Draft at AP m	7.857	8.929	10	11.071	12.143
Draft at LCF m	7.857	8.929	10	11.071	12.143
Trim (+ve by stern) m	0	0	0	0	0
WL Length m	263.701	263.159	262.676	262.304	262.128
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	14073.2	14662.6	15252.7	15753.6	16333.0
Waterpl. Area m ²	11450.8	11528.2	11598.7	11664.9	11736.2
Prismatic Coeff.	0.833	0.839	0.845	0.85	0.855
Block Coeff.	0.811	0.82	0.828	0.834	0.84
Midship Area Coeff.	0.974	0.977	0.98	0.982	0.983

Waterpl. Area Coeff.	0.868	0.876	0.883	0.889	0.895
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	6.4	6.427	6.437	6.429	6.395
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	6.67	6.612	6.492	6.29	5.9
KB m	4.075	4.626	5.178	5.729	6.28
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	25.393	22.43	20.098	18.217	16.671
BML m	622.242	551.687	496.254	451.638	415.951
GMt m	12.541	10.13	8.349	7.019	6.024
GML m	609.39	539.387	484.506	440.44	405.305
KMt m	29.467	27.056	25.276	23.945	22.951
KML m	626.316	556.313	501.432	457.367	422.231
Immersion (TPc) tonne/cm	117.394	118.187	118.91	119.589	120.319
MTc tonne.m	1973.921	2003.158	2030.781	2057.714	2089.46
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	18858.1	17464.1	16245.6	15222.9	14417.3
Max deck inclination deg	0	0	0	0	0
Trim angle (+ve by stern) deg	0	0	0	0	0

Draft Amidsh. m	13.214	14.286	15.357	16.429	17.5
Displacement tonne	150070	163116	176270	189563	203013
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	13.214	14.286	15.357	16.429	17.5
Draft at AP m	13.214	14.286	15.357	16.429	17.5
Draft at LCF m	13.214	14.286	15.357	16.429	17.5
Trim (+ve by stern) m	0	0	0	0	0
WL Length m	262.626	263.792	266.164	270.061	275.025
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	17031.3	17653.6	18188.8	18797.6	19458.3
Waterpl. Area m ²	11825.7	11921.4	12033.4	12170.6	12318.2
Prismatic Coeff.	0.857	0.857	0.853	0.844	0.833
Block Coeff.	0.843	0.844	0.841	0.833	0.823
Midship Area Coeff.	0.985	0.986	0.987	0.988	0.989
Waterpl. Area Coeff.	0.901	0.904	0.904	0.901	0.896
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	6.321	6.183	5.983	5.718	5.402
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	5.149	4.102	2.924	1.532	0.41
KB m	6.831	7.384	7.94	8.497	9.058
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	15.381	14.293	13.368	12.57	11.864
BML m	388.388	365.655	347.757	334.722	324.443
GMt m	5.286	4.751	4.381	4.141	3.995
GML m	378.293	356.113	338.77	326.293	316.575
KMt m	22.213	21.677	21.307	21.067	20.922
KML m	395.219	373.04	355.696	343.219	333.501
Immersion (TPc) tonne/cm	121.237	122.219	123.366	124.773	126.287
MTc tonne.m	2134.229	2183.75	2244.922	2325.301	2416.114
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	13844.6	13524.3	13476.9	13698.9	14156.0
Max deck inclination deg	0	0	0	0	0
Trim angle (+ve by stern) deg	0	0	0	0	0

Trimado 1 m.

Draft Amidsh. m	2.5	3.571	4.643	5.714	6.786
Displacement tonne	24784	36561	48644	60924	73344
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	2	3.071	4.143	5.214	6.286
Draft at AP m	3	4.071	5.143	6.214	7.286
Draft at LCF m	2.479	3.549	4.619	5.69	6.762
Trim (+ve by stern) m	1	1	1	1	1
WL Length m	261.341	263.118	264.431	264.563	264.027
WL Beam m	48.912	49.66	49.92	49.985	49.999
Wetted Area m ²	10972.5	11648.1	12273.0	12877.8	13472.5
Waterpl. Area m ²	10536.5	10882.2	11101.1	11248.9	11360.3
Prismatic Coeff.	0.744	0.765	0.778	0.791	0.802
Block Coeff.	0.645	0.682	0.708	0.731	0.751
Midship Area Coeff.	0.953	0.954	0.96	0.966	0.971
Waterpl. Area Coeff.	0.824	0.833	0.841	0.851	0.861
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	-1.239	1.033	2.303	3.107	3.657
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	5.583	6.021	6.239	6.337	6.376
KB m	1.299	1.852	2.407	2.961	3.514
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	73.816	54.011	42.385	34.724	29.382
BML m	1831.51	1311.79	1025.33	843.483	717.236
GMt m	58.184	38.941	27.874	20.771	15.983
GML m	1815.88	1296.72	1010.82	829.529	703.837
KMt m	75.115	55.863	44.792	37.685	32.896
KML m	1832.81	1313.64	1027.74	846.444	720.75
Immersion (TPc) tonne/cm	108.02	111.564	113.809	115.323	116.466
MTc tonne.m	1691.93	1782.30	1848.51	1899.92	1940.68
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	25167.4	24846.9	23664.1	22084.7	20459.2
Max deck inclination deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Trim angle (+ve by stern) deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

Draft Amidsh. m	7.857	8.929	10	11.071	12.143
Displacement tonne	85875	98499	111209	123998	136871
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	7.357	8.429	9.5	10.571	11.643
Draft at AP m	8.357	9.429	10.5	11.571	12.643
Draft at LCF m	7.833	8.905	9.976	11.049	12.122
Trim (+ve by stern) m	1	1	1	1	1
WL Length m	263.45	262.946	262.514	262.272	262.269
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	14063.4	14654.6	15247.0	15745.1	16410.3
Waterpl. Area m ²	11449.6	11529.8	11603.3	11676.8	11753.7
Prismatic Coeff.	0.813	0.821	0.829	0.836	0.841
Block Coeff.	0.767	0.781	0.792	0.802	0.81
Midship Area Coeff.	0.975	0.978	0.98	0.982	0.984

Waterpl. Area Coeff.	0.869	0.877	0.884	0.89	0.896
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	4.053	4.346	4.565	4.725	4.825
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	6.393	6.352	6.255	6.022	5.629
KB m	4.066	4.618	5.169	5.72	6.271
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	25.469	22.493	20.156	18.273	16.725
BML m	624.194	553.567	498.094	454.049	418.631
GMt m	12.624	10.201	8.416	7.084	6.088
GML m	611.349	541.275	486.354	442.86	407.994
KMt m	29.535	27.111	25.325	23.993	22.996
KML m	628.26	558.185	503.263	459.769	424.902
Immersion (TPc) tonne/cm	117.381	118.203	118.957	119.711	120.499
MTc tonne.m	1973.65	2004.33	2033.34	2064.43	2099.34
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	18919.2	17535.6	16334.1	15330.2	14542.5
Max deck inclination deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Trim angle (+ve by stern) deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

Draft Amidsh. m	13.214	14.286	15.357	16.429	17.5
Displacement tonne	149846	162935	176148	189506	203007
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	12.714	13.786	14.857	15.929	17
Draft at AP m	13.714	14.786	15.857	16.929	18
Draft at LCF m	13.196	14.272	15.348	16.425	17.501
Trim (+ve by stern) m	1	1	1	1	1
WL Length m	263.832	266.41	269.088	272.877	274.874
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	17055.1	17619.6	18222.9	18893.3	19488.9
Waterpl. Area m ²	11862.2	11965.6	12090.6	12225.6	12352.0
Prismatic Coeff.	0.841	0.837	0.833	0.826	0.825
Block Coeff.	0.812	0.811	0.809	0.803	0.803
Midship Area Coeff.	0.985	0.986	0.987	0.988	0.989
Waterpl. Area Coeff.	0.899	0.898	0.899	0.896	0.899
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	4.853	4.803	4.667	4.452	4.177
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	4.741	3.697	2.312	0.933	-0.149
KB m	6.824	7.379	7.937	8.497	9.06
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	15.432	14.338	13.404	12.596	11.884
BML m	392.827	370.447	353.524	339.922	327.357
GMt m	5.348	4.809	4.431	4.184	4.033
GML m	382.743	360.918	344.552	331.509	319.507
KMt m	22.256	21.717	21.34	21.093	20.944
KML m	399.651	377.826	361.461	348.419	336.418
Immersion (TPc) tonne/cm	121.612	122.671	123.953	125.336	126.633
MTc tonne.m	2156.11	2210.75	2281.66	2361.76	2438.42
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	13985.2	13673.8	13623.1	13836.6	14289.1
Max deck inclination deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Trim angle (+ve by stern) deg	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2

Trimado 2 m.

Draft Amidsh. m	2.5	3.571	4.643	5.714	6.786
Displacement tonne	24578	36323	48388	60658	73072
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	1.5	2.571	3.643	4.714	5.786
Draft at AP m	3.5	4.571	5.643	6.714	7.786
Draft at LCF m	2.466	3.532	4.6	5.67	6.74
Trim (+ve by stern) m	2	2	2	2	2
WL Length m	261.276	263.557	264.284	264.338	263.72
WL Beam m	49.06	49.729	49.936	49.99	50
Wetted Area m ²	10937.0	11625.6	12257.9	12864.3	13460.6
Waterpl. Area m ²	10499.1	10859.3	11089.5	11242.3	11355.6
Prismatic Coeff.	0.692	0.724	0.747	0.765	0.781
Block Coeff.	0.556	0.609	0.649	0.68	0.706
Midship Area Coeff.	0.953	0.955	0.961	0.967	0.972
Waterpl. Area Coeff.	0.819	0.829	0.84	0.851	0.861
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	-8.201	-3.946	-1.585	-0.086	0.944
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	4.541	5.293	5.71	5.919	6.043
KB m	1.328	1.869	2.417	2.967	3.517
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	73.966	54.131	42.514	34.836	29.466
BML m	1831.79	1314.64	1028.58	846.072	719.237
GMt m	58.307	39.045	27.994	20.877	16.064
GML m	1816.13	1299.55	1014.06	832.112	705.835
KMt m	75.295	56.001	44.932	37.803	32.983
KML m	1833.12	1316.51	1031.00	849.039	722.754
Immersion (TPc) tonne/cm	107.636	111.329	113.69	115.256	116.418
MTc tonne.m	1678.11	1774.59	1844.68	1897.52	1938.98
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	25011.0	24751.5	23640.2	22100.5	20486.6
Max deck inclination deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Trim angle (+ve by stern) deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4

Draft Amidsh. m	7.857	8.929	10	11.071	12.143
Displacement tonne	85600	98224	110937	123735	136627
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	6.857	7.929	9	10.071	11.143
Draft at AP m	8.857	9.929	11	12.071	13.143
Draft at LCF m	7.811	8.883	9.955	11.028	12.104
Trim (+ve by stern) m	2	2	2	2	2
WL Length m	263.217	262.747	262.395	262.298	262.892
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	14053.8	14646.9	15241.9	15735.7	16435.4
Waterpl. Area m ²	11447.9	11530.8	11607.8	11689.1	11786.9
Prismatic Coeff.	0.794	0.804	0.814	0.821	0.826
Block Coeff.	0.727	0.745	0.759	0.771	0.779
Midship Area Coeff.	0.975	0.978	0.981	0.982	0.984

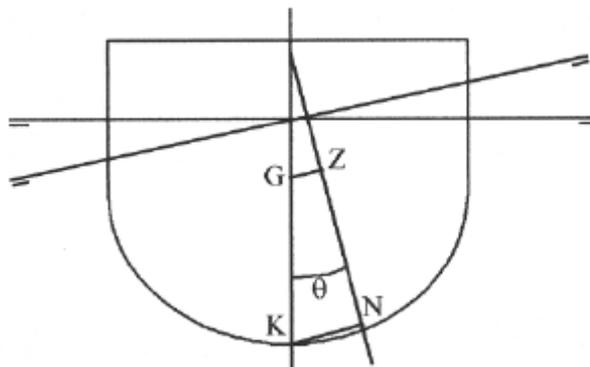
Waterpl. Area Coeff.	0.87	0.878	0.885	0.891	0.897
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	1.692	2.253	2.683	3.008	3.24
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	6.102	6.085	5.992	5.729	5.162
KB m	4.067	4.617	5.168	5.718	6.27
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	25.538	22.552	20.211	18.327	16.778
BML m	626.056	555.331	499.916	456.497	423.261
GMt m	12.692	10.261	8.472	7.141	6.146
GML m	613.21	543.039	488.178	445.311	412.629
KMt m	29.605	27.17	25.378	24.045	23.048
KML m	630.124	559.948	505.084	462.215	429.531
Immersion (TPc) tonne/cm	117.364	118.213	119.003	119.837	120.84
MTc tonne.m	1973.33	2005.24	2035.96	2071.45	2119.41
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	18960.2	17589.2	16403.4	15421.5	14654.7
Max deck inclination deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Trim angle (+ve by stern) deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4

Draft Amidsh. m	13.214	14.286	15.357	16.429	17.5
Displacement tonne	149641	162777	176054	189475	203025
Heel to Starboard degrees	0	0	0	0	0
Draft at FP m	12.214	13.286	14.357	15.429	16.5
Draft at AP m	14.214	15.286	16.357	17.429	18.5
Draft at LCF m	13.182	14.262	15.344	16.426	17.504
Trim (+ve by stern) m	2	2	2	2	2
WL Length m	265.334	268.995	272.342	275.849	274.976
WL Beam m	50	50	50	50	50
Wetted Area m ²	17087.8	17673.5	18317.5	18928.1	19515.7
Waterpl. Area m ²	11899.5	12021.4	12153.6	12284.9	12382.8
Prismatic Coeff.	0.824	0.818	0.814	0.809	0.817
Block Coeff.	0.781	0.779	0.777	0.775	0.784
Midship Area Coeff.	0.985	0.986	0.987	0.988	0.989
Waterpl. Area Coeff.	0.897	0.894	0.893	0.891	0.901
LCB from Amidsh. (+ve fwd) m	3.366	3.399	3.328	3.164	2.942
LCF from Amidsh. (+ve fwd) m	4.304	3.191	1.732	0.353	-0.592
KB m	6.824	7.381	7.94	8.503	9.068
KG m	16.927	16.927	16.927	16.927	16.927
BMt m	15.482	14.383	13.439	12.62	11.902
BML m	397.329	376.514	359.897	345.603	329.916
GMt m	5.405	4.862	4.478	4.221	4.065
GML m	387.252	366.994	350.936	337.204	322.08
KMt m	22.306	21.763	21.379	21.124	20.97
KML m	404.153	383.895	367.837	354.106	338.984
Immersion (TPc) tonne/cm	121.994	123.243	124.598	125.945	126.948
MTc tonne.m	2178.52 2	2245.79 8	2322.69 7	2401.94 7	2458.27 5
RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1) tonne.m	14114.7	13813.6	13759.4	13958.4	14404.8
Max deck inclination deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Trim angle (+ve by stern) deg	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4

3. TABLAS Y GRAFICAS DE BRAZOS DE ADRIZAMIENTO

Al igual que en el caso de las características hidrostáticas, los brazos de adrizamiento se obtienen mediante el programa Hidromax Pro.

Se trata de estudiar los brazos de adrizamiento KN, en función del desplazamiento, para los ángulos de escora de : 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70° y 80°. Cada una de estas escoras se analiza para desplazamientos que van desde el peso del buque en rosca hasta el desplazamiento en plena carga, incluyendo un margen de sobrepeso. El peso en rosca esta estimado en el primer cuadernillo y es 28545,87 T , y el desplazamiento a plena carga y 100% de consumos en la tabla 9.6 del cuadernillo 9 y es 194828,86 T. Por tanto haremos los cálculos para desplazamientos de entre 25000 T y 200000 T.

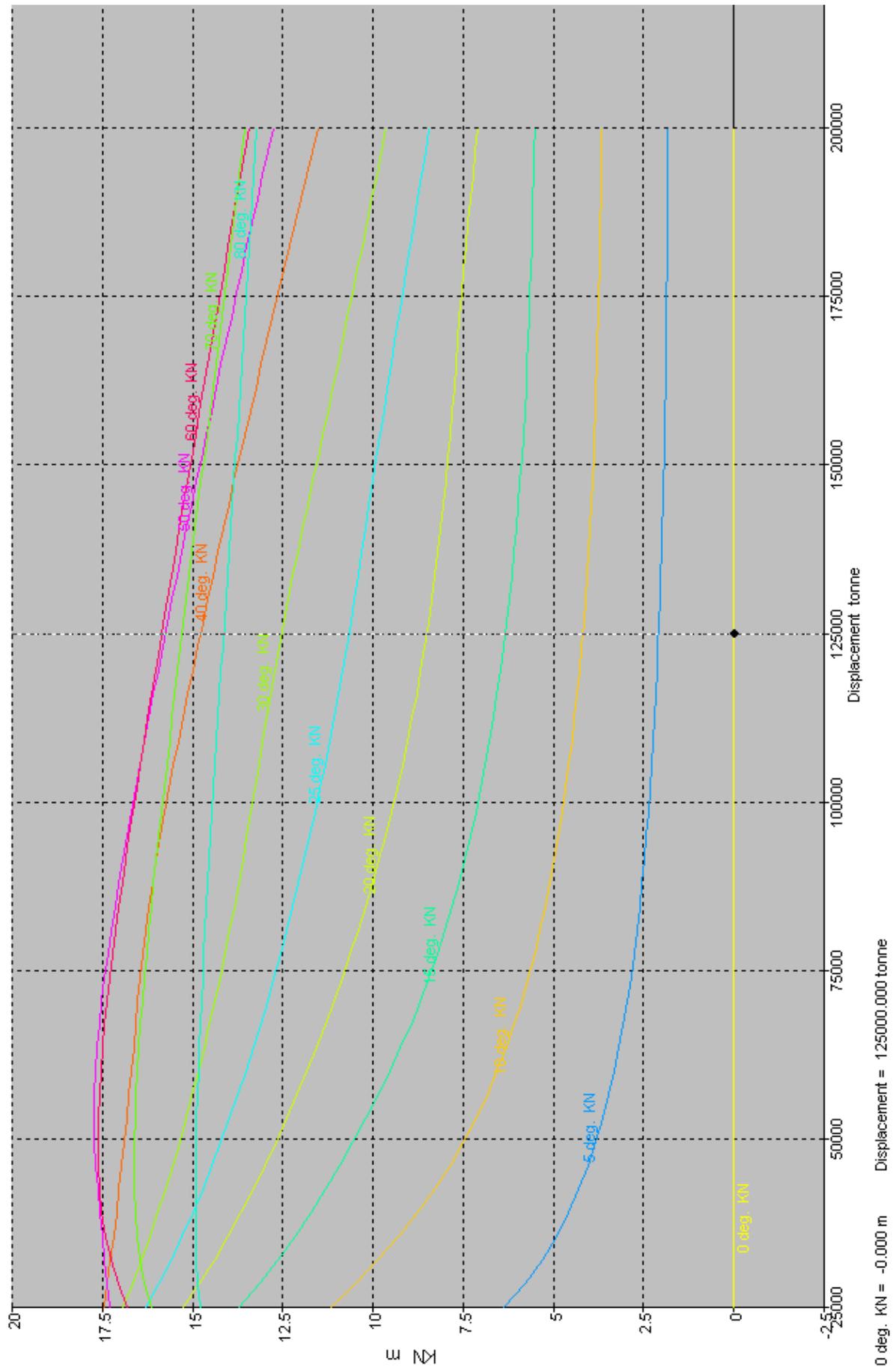


KN viene dado por la expresión : $KN = GZ + KG \cdot \text{sen } q$

Los valores de KN para los distintos desplazamientos son los siguientes:

displacement (t)	Angulos											
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	40°	50°	60°	70°	80°
25000	0	6.395	11.151	13.699	15.265	16.277	16.919	17.448	17.305	16.799	16.141	14.794
28500	0	5.802	10.484	13.151	14.818	15.927	16.659	17.358	17.376	17.041	16.324	14.854
32000	0	5.319	9.872	12.644	14.403	15.597	16.414	17.271	17.443	17.257	16.447	14.889
35500	0	4.919	9.305	12.172	14.014	15.288	16.181	17.188	17.509	17.411	16.529	14.907
39000	0	4.582	8.78	11.73	13.649	14.995	15.96	17.109	17.569	17.515	16.578	14.914
42500	0	4.295	8.3	11.314	13.306	14.718	15.75	17.034	17.626	17.58	16.602	14.913
46000	0	4.047	7.871	10.921	12.98	14.456	15.55	16.962	17.681	17.614	16.609	14.903
49500	0	3.831	7.488	10.548	12.671	14.206	15.359	16.892	17.721	17.622	16.602	14.888
53000	0	3.641	7.146	10.194	12.377	13.969	15.177	16.824	17.734	17.609	16.583	14.868
56500	0	3.471	6.838	9.857	12.096	13.742	15.004	16.759	17.724	17.582	16.553	14.845
60000	0	3.32	6.561	9.537	11.827	13.525	14.838	16.696	17.694	17.541	16.516	14.819
63500	0	3.185	6.312	9.233	11.569	13.317	14.678	16.635	17.648	17.49	16.473	14.791
67000	0	3.063	6.086	8.948	11.322	13.117	14.526	16.577	17.587	17.429	16.425	14.761
70500	0	2.953	5.881	8.683	11.084	12.926	14.379	16.521	17.514	17.359	16.371	14.728
74000	0	2.854	5.694	8.437	10.854	12.741	14.238	16.459	17.432	17.284	16.313	14.693
77500	0	2.764	5.523	8.208	10.633	12.563	14.102	16.384	17.341	17.203	16.251	14.658
81000	0	2.682	5.367	7.996	10.421	12.391	13.972	16.299	17.244	17.116	16.187	14.621
84500	0	2.607	5.223	7.8	10.216	12.225	13.845	16.206	17.141	17.025	16.119	14.582

displacement (t)	Angulos											
	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	40°	50°	60°	70°	80°
88000	0	2.539	5.09	7.618	10.019	12.064	13.723	16.105	17.033	16.931	16.049	14.544
91500	0	2.477	4.968	7.449	9.832	11.908	13.605	15.998	16.921	16.833	15.977	14.504
95000	0	2.42	4.856	7.293	9.655	11.757	13.49	15.885	16.805	16.733	15.903	14.463
98500	0	2.368	4.753	7.147	9.488	11.611	13.38	15.767	16.686	16.631	15.829	14.422
102000	0	2.32	4.658	7.012	9.33	11.469	13.273	15.644	16.564	16.527	15.754	14.38
105500	0	2.276	4.57	6.887	9.181	11.331	13.169	15.518	16.439	16.421	15.677	14.337
109000	0	2.236	4.489	6.77	9.041	11.198	13.066	15.389	16.312	16.314	15.599	14.295
112500	0	2.198	4.414	6.661	8.91	11.069	12.958	15.257	16.186	16.206	15.521	14.252
116000	0	2.164	4.345	6.56	8.786	10.945	12.845	15.122	16.057	16.097	15.442	14.209
119500	0	2.132	4.282	6.466	8.671	10.826	12.727	14.985	15.926	15.987	15.363	14.165
123000	0	2.103	4.223	6.379	8.562	10.713	12.605	14.845	15.794	15.877	15.284	14.121
126500	0	2.076	4.169	6.298	8.461	10.605	12.479	14.704	15.662	15.767	15.204	14.077
130000	0	2.051	4.119	6.223	8.366	10.502	12.349	14.562	15.528	15.656	15.123	14.033
133500	0	2.028	4.072	6.153	8.277	10.404	12.216	14.417	15.395	15.545	15.043	13.989
137000	0	2.006	4.03	6.089	8.193	10.307	12.08	14.271	15.26	15.434	14.962	13.944
140500	0	1.987	3.991	6.029	8.116	10.208	11.943	14.124	15.125	15.322	14.881	13.9
144000	0	1.969	3.955	5.974	8.043	10.107	11.803	13.975	14.989	15.211	14.8	13.855
147500	0	1.952	3.921	5.924	7.976	10.006	11.663	13.825	14.852	15.099	14.719	13.811
151000	0	1.937	3.891	5.877	7.913	9.903	11.522	13.674	14.716	14.986	14.639	13.766
154500	0	1.923	3.863	5.834	7.854	9.8	11.381	13.521	14.579	14.874	14.558	13.722
158000	0	1.911	3.837	5.795	7.801	9.696	11.24	13.368	14.441	14.761	14.478	13.679
161500	0	1.899	3.814	5.758	7.751	9.591	11.099	13.213	14.302	14.648	14.398	13.635
165000	0	1.889	3.792	5.725	7.703	9.485	10.958	13.057	14.162	14.534	14.317	13.592
168500	0	1.879	3.773	5.695	7.652	9.379	10.818	12.901	14.022	14.421	14.237	13.55
172000	0	1.871	3.755	5.668	7.598	9.273	10.679	12.744	13.881	14.306	14.156	13.507
175500	0	1.863	3.74	5.643	7.542	9.166	10.541	12.587	13.739	14.192	14.076	13.465
179000	0	1.856	3.725	5.62	7.483	9.06	10.403	12.429	13.596	14.077	13.995	13.423
182500	0	1.85	3.712	5.6	7.421	8.953	10.267	12.27	13.452	13.961	13.915	13.381
186000	0	1.845	3.701	5.582	7.357	8.847	10.131	12.111	13.308	13.845	13.834	13.339
189500	0	1.84	3.691	5.566	7.29	8.741	9.996	11.951	13.163	13.729	13.753	13.297
193000	0	1.836	3.682	5.55	7.221	8.634	9.862	11.792	13.018	13.612	13.672	13.256
196500	0	1.832	3.675	5.53	7.149	8.528	9.728	11.634	12.87	13.495	13.59	13.214
200000	0	1.829	3.668	5.505	7.076	8.421	9.596	11.476	12.724	13.377	13.509	13.172



4. CAPACIDADES Y CENTRO DE GRAVEDAD DE LOS TANQUES

A continuación se presentan las tablas donde se reflejan las capacidades y centros de gravedad de cada uno de los tanques, según su contenido.

En el plano de disposición general así como en el de cámara de máquinas, se puede observar la situación exacta de cada uno de los tanques, así como la nomenclatura empleada para los mismos.

Tanques de carga:

Nombre	Capacidad (m³)	Peso (t)	Xcg (m)	Ycg (m)	Zcg (m)
Cargo 6 B	15569.391	13830.29	67.117	-10.665	13.932
Cargo 6 E	15569.391	13830.29	67.117	10.665	13.932
Cargo 5 B	15747.032	13988.089	101	-10.789	13.946
Cargo 5 E	15747.032	13988.089	101	10.789	13.946
Cargo 4 B	15747.032	13988.089	135	-10.789	13.946
Cargo 4 E	15747.032	13988.089	135	10.789	13.946
Cargo 3 B	15747.032	13988.089	169	-10.789	13.946
Cargo 3 E	15747.032	13988.089	169	10.789	13.946
Cargo 2 B	15746.799	13987.882	203	-10.789	13.946
Cargo 2 E	15746.799	13987.882	203	10.789	13.946
Cargo 1 B	14184.43	12600.029	235.958	-9.914	14.276
Cargo 1 E	14184.43	12600.029	235.958	9.914	14.276
TOTAL	185483.432				
Slop B	2996.743	2736.027	46.612	-10.251	13.892
Slop E	2996.743	2736.027	46.612	10.251	13.892
TOTAL	5993.486				

Tanques de lastre:

Nombre	Capacidad (m³)	Peso (t)	Xcg (m)	Ycg (m)	Zcg (m)
WB Slop Babor	733.473	751.957	46.622	-15.948	8.807
WB Slop Estr	733.473	751.957	46.622	15.948	8.807
WB 6 Babor	4092.045	4195.164	67.356	-16.807	7.917
WB 6 Estr	4092.045	4195.164	67.356	16.807	7.917
WB 5 Babor	4592.086	4707.806	101.017	-17.559	7.149
WB 5 Estr	4592.086	4707.806	101.017	17.559	7.149
WB 4 Babor	4594.19	4709.964	134.998	-17.564	7.153
WB 4 Estr	4594.19	4709.964	134.998	17.564	7.153
WB 3 Babor	4590.581	4706.263	168.998	-17.56	7.158
WB 3 Estr	4590.581	4706.263	168.998	17.56	7.158
WB 2 Babor	4450.243	4562.389	202.714	-17.385	7.246
WB 2 Estr	4450.243	4562.389	202.714	17.385	7.246
WB 1 Babor	3582.104	3672.373	236.237	-15.652	8.539

WB 1 Estr	3582.104	3672.373	236.237	15.652	8.539
WB Pique proa	4833.333	4955.133	259.786	0	10.753
WB pique popa	642.753	658.95	9.075	0	11.94
TOTAL	58745.53				

Tanques de cámara de máquinas:Tanques de Fuel Oil:

Nombre	Capacidad (m³)	Peso (t)	Xcg (m)	Ycg (m)	Zcg (m)
HFO Serv. D. Babor	59.394	56.086	30.33	-7.15	5.9
HFO Serv. D. Estr	59.394	56.086	30.33	7.15	5.9
HFO Almacen 4B	336.285	317.554	40.473	-12.85	22.699
HFO Almacen 4E	336.285	317.554	40.473	12.85	22.699
HFO Almacen 4C	224.406	211.907	38.517	0	22.699
HFO Almacen 3B	843.821	796.82	37.806	-10.38	19.1
HFO Almacen 3E	843.821	796.82	37.806	10.38	19.1
HFO Almacen 2B	929.511	877.737	37.064	-10.009	15.3
HFO Almacen 2E	929.511	877.737	37.064	10.009	15.3
HFO Sedim. Babor	145.939	137.81	33.112	-8.636	5.9
HFO Sedim. Estr	145.939	137.81	33.112	8.636	5.9
TOTAL almacen	4443.64				

NOTA: Los tanques de almacén de HFO pueden separar 3 tipos de combustible, cubriendo los tanques de las plataformas 2 y 3 el 80%, los tanques de costado de la plataforma 4 el 15%, y el tanque central de la plataforma 4 el 5 % de la capacidad total.

Tanques de Diesel:

Nombre	Capacidad (m³)	Peso (t)	Xcg (m)	Ycg (m)	Zcg (m)
D.O. Serv. D Babor	60.55	50.862	40.47	-7.4	2.43
D.O. Serv. D Estr	60.55	50.862	40.47	7.4	2.43
D.O. Almacen	210.984	177.226	38.91	0	2.43

Tanques de Aceite:

Nombre	Capacidad (m³)	Peso (t)	Xcg (m)	Ycg (m)	Zcg (m)
A. Serv. Diario	1.223	1.125	32.26	-3.88	1.7
A. Carter	127.685	117.471	25.26	0	1.7
A. Almacen	23.729	21.831	28.024	18.356	19.1

Tanques de Agua Dulce:

Nombre	Capacidad (m³)	Peso (t)	Xcg (m)	Ycg (m)	Zcg (m)
A.D. Refrig.	36.202	36.202	36.18	13.3	5.9
A.D. Sanitaria	81.332	81.332	14.73	0	19.1
A.D. Calderas	72.771	72.771	14.73	0	22.7

Tanques varios:

Nombre	Capacidad (m³)	Peso (t)	Xcg (m)	Ycg (m)	Zcg (m)
reboses	11.741	10.802	27.6	-4.44	1.7
retornos	1.2	1.104	23.715	-3.88	1.7
lodos	23.972	22.054	31.5	5.44	1.7

5. CALCULO DEL FRANCOBORDO

Por ser un buque proyectado para transportar únicamente cargas líquidas a granel, cumpliendo con las reglas 27.2 y 27.3 del Convenio Internacional sobre Líneas de Carga de 1966, se trata de un buque **tipo A**.

El francobordo se va a calcular según el Anexo del Convenio Internacional Sobre Líneas de Carga (Londres 1966). Las definiciones se encuentran incluidas en la regla 3 de dicho convenio.

Para la realización de los cálculos se emplean las definiciones que se encuentran en dicha regla y que a continuación se detallan.

- **Regla 3.1.** Se tomará como **eslora (L)** el 96 % de la eslora total en una línea de flotación situada a una distancia de la quilla igual al 85 % del puntal mínimo de trazado, medida desde el canto alto de dicha quilla o la eslora desde la cara de proa de la roda hasta el eje de la mecha del timón en dicha flotación, si ésta fuera mayor. Estos dos valores son respectivamente 263,5 m y 266 m. Por tanto nuestra eslora es :

$$L = 266 \text{ m}$$

- **Regla 3.2.** Las perpendiculares de proa y de popa deberán tomarse en los extremos de proa y de popa de la eslora (L). La perpendicular de proa deberá coincidir con la cara de proa de la roda en la flotación en que se mide la eslora.
- **Regla 3.3.** El centro del buque será el punto medio de la eslora (L).
- **Regla 3.4.** A menos que se indique expresamente otra cosa, la **manga (B)** será la manga máxima del buque, medida en el centro del mismo hasta la línea de trazado de la cuaderna. Por tanto **B = 50 m**.
- **Regla 3.5.** El puntal de trazado será la distancia vertical medida desde el canto alto de la quilla hasta el canto alto del bao de la cubierta de francobordo en el costado. Por tanto, **D_{TRAZADO} = 24,1 m**.
- **Regla 3.6.** El **puntal de francobordo (D)** será el puntal de trazado en el centro del buque más el espesor de la plancha de trancanil (traca de cinta, cuadernillo 6) de la cubierta de francobordo, luego D es igual a **24,1 m**.

- **Regla 3.7.** El **coeficiente de bloque (C_b)** vendrá dado por la fórmula:

$$C_b = \frac{\Delta}{L \cdot B \cdot d_1} = \frac{241134}{266 \cdot 50 \cdot 20,49 \cdot 1,025} = 0,863$$

donde Δ es el desplazamiento de trazado del buque en toneladas, excluidos los apéndices tomado a un calado de trazado igual a d_1 , siendo d_1 el 85 % del puntal mínimo de trazado.

- **Regla 3.8.** El francobordo asignado será la distancia medida verticalmente hacia abajo, en el centro del buque, desde el canto alto de la línea de cubierta hasta el canto alto de la línea de carga correspondiente.

- **Regla 3.9.** La cubierta de francobordo será la cubierta completa más alta expuesta a la intemperie y a la mar, dotada de medios permanentes de cierre en todas las aberturas en la parte expuesta de la misma, y bajo la cual todas las aberturas en los costados estén dotadas de medios permanentes de cierre estanco.
- **Regla 3.10.** Una superestructura será una construcción cubierta dispuesta encima de la cubierta de francobordo, que se extienda de banda a banda del buque o cuyo forro lateral no esté separado del forro del costado más de un 4% de la manga (B).
- **Regla 3.11.** Un buque de cubierta corrida será el que no tiene superestructuras sobre la cubierta de francobordo

Con todo lo explicado y calculado en las anteriores definiciones, se expone aquí una tabla resumen de los parámetros de francobordo que serán utilizados :

Parametros de la regla 3	
Eslora de francobordo, L (m)	266
Manga, B (m)	50
Puntal de trazado (m)	24.1
Puntal de francobordo, D (m)	24.1
Desplazamiento de francobordo (t)	241134
Calado de francobordo (m)	16.9
Coficiente de Bloque, C _b	0.863

Francobordo tabular y correcciones.

- **Regla 28.** Siguiendo la Regla 28.1 del Convenio, el francobordo tabular se determina a partir de la “Tabla de francobordo para buques tipo A” expuesta en dicha regla, entrando en la misma con la eslora de francobordo e interpolando linealmente si fuera necesario. Así en nuestro caso, para una L=274,49 m, el francobordo tabular es de **3106 mm**.
- **Regla 30.** Al ser el coeficiente de bloque superior a 0,68, el francobordo tabular se multiplicará por el siguiente factor :

$$\Delta fb_{C_b} = \frac{C_b + 0,68}{1,36} = \frac{0,863 + 0,68}{1,36} = 1,134$$

- **Regla 31.** Al ser el puntal de francobordo D =24,1 m, superior a L/15 = 17.73 m, el francobordo deberá aumentarse en (D - L / 15) R milímetros, siendo R= 250 para esloras de 120 metros o mayores. Resulta por tanto:

$$\Delta fb_{puntal} = \left(24.1 - \frac{266}{15}\right) \cdot 250 = 1591.6mm$$

No se va aplicar la corrección por la superestructura situada a popa, ya que está separada del forro del costado más de 0,04 B, como se puede apreciar en el plano de disposición general. De esta forma no está considerada por el convenio como super estructura. Por especificación de proyecto, este buque es un buque de cubierta corrida

- **Regla 38.** El Convenio define una curva llamada de “arrufo normal” del arrufo de la cubierta de francobordo. Si la curva de arrufo real difiere de la de arrufo normal, entonces se aplican reducciones o adiciones de francobordo dependiendo de si el arrufo real excede o no llega al arrufo normal, respectivamente. Siguiendo las normas de la regla 38.8 y 39.9 del convenio se presentan a continuación las tablas del arrufo normal y del arrufo real para nuestro buque, así como el resultado del cálculo del incremento de francobordo debido a la falta de arrufo tanto a popa como a proa.

curva arrufo normal				
	Situacion	ordenada (mm)	factor	producto
mitad popa	pp	2467	1	2467
	1/6 de L	1095	3	3285
	1/3 de L	276	3	828
	centro barco	0	1	0
mitad proa	centro barco	0	1	0
	2/3 de L	553	3	1659
	5/6 de L	2190	3	6570
	ppr	4933	1	4933

curva arrufo real				
	Situacion	ordenada(mm)	factor	producto
mitad popa	pp	616	1	616
	1/6 de L	0	3	0
	1/3 de L	0	3	0
	centro barco	0	1	0
mitad proa	centro barco	0	1	0
	2/3 de L	0	3	0
	5/6 de L	0	3	0
	ppr	2107	1	2107

	normal (mm)	real (mm)
suma popa	6580	616
suma proa	13162	2107

Siguiendo la norma, hallamos la deficiencia de arrufo en popa y en proa dividiendo por 8 la diferencia de arrufos normal y real en cada zona. La media de estos dos valores nos da la deficiencia de arrufo de la cubierta.

deficiencia de arrufo en popa	745.5	mm
deficiencia de arrufo en proa	1381.875	mm
deficiencia de arrufo en cubierta	1063.6875	mm

La corrección por falta de arrufo a efectuar será la adición del producto de la deficiencia por el factor

$$\left(0,75 - \frac{S}{2L}\right)$$

Donde S es la longitud total de las superestructuras, que en nuestro caso es 0.

Por tanto, la corrección de francobordo es:

$$\Delta fb_{arrufo} = 1063,69 \cdot 0,75 = 797,8mm$$

- **Regla 39.** La altura mínima medida en la perpendicular de proa debe ser mayor que la siguiente:

$$F_B = \left(6075(L/100) - 1875(L/100)^2 + 200(L/100)^3\right) * \\ (2.08 + 0.609Cb - 1.603Cwl - 0.0129(L/d_1)) = 6473mm$$

Midiendo esta distancia en el plano de disposición general vemos que es 9536 mm. Luego esta reglase cumple.

- **Regla 40.1.** El francobordo mínimo de verano será igual al francobordo tabular al cual se la hayan aplicado las correcciones arriba mencionadas. Será por tanto:

$$FB_{verano} = FB_{tabular} \cdot \Delta fb_{c_b} + \Delta fb_{puntal} + \Delta fb_{arrufo} = 5911,6mm$$

El calado de trazado queda:

$$d_{trazado} = D - FB_{verano} = 24,1 - 5,912 = 18.19 m$$

Correcciones por escantillado y estabilidad

Para el cálculo del calado real de verano y del resto de situaciones, se tiene que tener en cuenta las correcciones por escantillón y las correcciones de estabilidad.

- La corrección por escantillón se debe a que el calado tomado para el cálculo del escantillado (calado de escantillado es $d=18\text{m}$ según el cuadernillo 6) es inferior a estos calados calculados, y es el calado al que se asegura la resistencia de la estructura. Por tanto, la corrección será de:

$$d_{\text{trazado}} - d_{\text{escantillado}} = 18.19 - 18 = 0.19\text{m}$$

- La corrección por estabilidad se debe a que en el estudio de estabilidad realizado a plena carga y consumos al 100% (máximo calado), se tiene un calado de $d_{\text{CF}}=17.13\text{ m}$ según se puede ver en el cuadernillo 9. Por tanto:

$$d_{\text{escantillado}} - T_{\text{CF}} = 18 - 17.13 = 0,87\text{ m}$$

En definitiva, el $\text{FB}_{\text{verano}}$ se aumentará en 1.06 m, y por tanto el d_{trazado} disminuirá en la misma cantidad, quedando los siguientes valores:

- $\text{FB}_{\text{verano}} = 6.972\text{ m}$
- $d_{\text{trazado}} = 17.13\text{ m}$
- $d_{\text{real verano}} = d_{\text{trazado}} + e_{\text{quilla}} = 17.13 + 0.024\text{ m} = 17.154\text{m}$

Con estos dos últimos datos corregidos del $\text{FB}_{\text{verano}}$ y del d_{trazado} , hallamos el resto de los francobordos y calados.

Francobordo tropical. Regla 40-3 y 4

- $\text{FB}_{\text{tropical}} = \text{FB}_{\text{verano}} - d_{\text{trazado}} / 48 = 6971 - 17130 / 48 = 6612\text{ mm}$
- $d_{\text{real tropical}} = D - \text{FB}_{\text{tropical}} + e_{\text{quilla}} = 24.1 - 6.612 + 0,026 = 17.314\text{ m}$

Francobordo de invierno. Regla 40-5

- $\text{FB}_{\text{invierno}} = \text{FB}_{\text{verano}} + d_{\text{trazado}} / 48 = 6971 + 17230 / 48 = 7330\text{ mm}$
- $d_{\text{real invierno}} = D - \text{FB}_{\text{invierno}} + e_{\text{quilla}} = 24.1 - 7.33 + 0,026 = 16.79\text{ m}$

Francobordo en el Atlántico Norte, invierno. Regla 40-6

- $\text{FB}_{\text{Atlántico Norte invierno}} = \text{FB}_{\text{invierno}} = 7330\text{ mm}$
- $d_{\text{real Atlántico Norte invierno}} = d_{\text{real invierno}} = 16.79\text{ m}$

Francobordo de agua dulce. Regla 40-7 y 8

- $\text{FB}_{\text{agua dulce}} = \text{FB}_{\text{mínimo agua salada}} - d_{\text{trazado}} / 48 = 6612 - 17130 / 48 = 6353\text{ mm}$
- $d_{\text{real agua dulce}} = D - \text{FB}_{\text{agua dulce}} + e_{\text{quilla}} = 24.1 - 6.353 + 0,024 = 17.49\text{ m}$

Francobordos y calados definitivos

Francobordos y calados definitivos	Valor (m)
FB _{verano}	6.97
d _{real verano}	17.15
FB _{tropical}	6.61
d _{real tropical}	17.31
FB _{invierno}	7.33
d _{real invierno}	16.79
FB _{Atlántico Norte}	7.33
d _{real Atlántico Norte}	16.79
FB _{agua dulce}	6.35
d _{real agua dulce}	17.49

6. CALCULO DEL ARQUEO.

El cálculo del arqueo está basado en dos valores adimensionales: el Arqueo Bruto, GT, y el Arqueo Neto, NT, que se refieren a los valores V (volumen total de todos los espacios cerrados del buque), y V_C (volumen total de los espacios de carga). Ambos expresados en metros cúbicos.

Todos los valores incluidos en el cálculo de los arqueos bruto y neto deben medirse, cualesquiera que sean las instalaciones de aislamiento o de otra índole, hasta la cara interior del forro o de las chapas estructurales de limitación. Además todas las medidas se redondearán al centímetro más próximo.

El cálculo del arqueo del buque se realiza según el Convenio Internacional Sobre Arqueo de Buques.

Definiciones. Regla 2

Hay una serie de definiciones importantes para el cálculo del arqueo, que vienen indicadas en la Regla 2 de dicho Convenio.

- **Regla 2.1.** La cubierta superior es la cubierta completa más alta expuesta a la intemperie y a la mar, dotada de medios permanentes de cierres estancos de todas las aberturas en la parte expuesta de la misma y bajo la cual todas las aberturas en los costados del buque estén dotadas de medios permanentes de cierre estanco.
- **Regla 2.2.** Es la distancia vertical medida desde el canto alto de la quilla hasta la cara inferior de la cubierta superior en el costado. En nuestro caso como ya sabemos, $D_{\text{TRAZADO}} = 24,4 \text{ m}$.
- **Regla 2.3.** La manga es la manga máxima del buque, medida en el centro del mismo, fuera de miembros en los buques de forro metálico. En nuestro caso como ya sabemos, $B = 50 \text{ m}$.
- **Regla 2.4.** Se consideran espacios cerrados todos los limitados por el casco del buque, por mamparos fijos o móviles y por cubiertas o techos que no sean toldos permanentes o móviles.
- **Regla 2.5.** En general son todos aquellos espacios que no pueden ser considerados cerrados según la Regla 2.4. Sin embargo, si alguno de los espacios abiertos cumplen alguna de las condiciones siguientes será tratado como espacio cerrado:
 - Si el espacio está dotado de serretas u otros medios para estibar la carga o provisiones.
 - Si las aberturas están provistas de cualquier sistema de cierre.
 - Si la construcción permite alguna posibilidad de que tales aberturas puedan cerrarse.
- **Pasajero (Regla 2.6).** Por pasajero se entiende toda persona que no sea:
 - El capitán y los miembros de la tripulación u otras personas empleadas o contratadas para cualquier labor de a bordo necesaria para el buque.
 - Un niño menor de un año.

- **Espacios de carga (Regla 2.7).** Los espacios de carga que deben incluirse en el cálculo del arqueo neto son los espacios cerrados adecuados para el transporte de la carga que ha de descargarse del buque, a condición de que esos espacios hayan sido incluidos en el cálculo del arqueo bruto. Estos espacios de carga serán certificados mediante marcas permanentes.
- **Estanto a la intemperie (Regla 2.8).** Estanto a la intemperie significa que el agua no penetrará en el buque cualquiera que sea el estado de la mar.

Arqueo Bruto, GT. Regla 3

El arqueo bruto de un buque, GT, se calcula mediante la siguiente fórmula :

$$GT = K_1 \cdot V$$

Siendo :

- V = Volumen total de todos los espacios cerrados del buque, expresado en m^3 . Aquí se considerará por una parte el volumen encerrado debajo de la cubierta superior y por otro el resto de volúmenes de espacios cerrados por encima de la cubierta superior.
- $K_1 = 0,2 + 0,02 \cdot \log_{10} V$

Se detallan a continuación los volúmenes de los distintos compartimentos de nuestro buque :

Volúmenes de espacios cerrados (m^3)	
Volumen bajo cubierta	272544.39
Volumen guardacalor y chim.	2311
Volumen Habilitacion	6519
Volumen total	281374.39

Resulta por tanto :

$$GT = K_1 \cdot V_{TOTAL} = (0,2 + 0,02 \cdot \log_{10} V_{TOTAL}) \cdot V_{TOTAL} = 86941GT$$

Arqueo Neto, NT. Regla 4

El arqueo neto de un buque, NT, se calcula mediante la siguiente fórmula :

$$NT = K_2 \cdot V_c \cdot \left(\frac{4 \cdot d}{3 \cdot D} \right)^2 + K_3 \cdot \left(N_1 + \frac{N_2}{10} \right)$$

Siendo:

- V_c = volumen total de los espacios de carga en $m^3 = 184000 m^3$ (por especificación)
- $K_2 = 0,2 + 0,02 \cdot \log_{10} (V_c) = 0,305$
- $K_3 = 1,25 \cdot (GT + 10000)/10000 = 12.12$

- $D = 24,4$ m ; puntal de trazado en el centro del buque expresado en metros según la definición dada en la Regla 2.2.
- $d = 16.9$ m ; calado de trazado en el centro del buque expresado en metros. Según la Regla 4.2 es el calado correspondiente a la línea de carga de verano para los buques sujetos a las disposiciones del Convenio Internacional sobre Líneas de Carga
- N_1 = número de pasajeros en camarotes que no tengan más de 8 literas = 0
- N_2 = número de los demás pasajeros = 0
- $N_1 + N_2$ = número total de pasajeros que el buque está autorizado a llevar según el certificado de pasajeros del buque; cuando $N_1 + N_2$ sea inferior a 13, las magnitudes N_1 y N_2 se considerarán igual a cero.
- $GT = 86941$; es el arqueo bruto del buque calculado según lo dispuesto en la Regla 3.

Además, en la anterior fórmula, habrá que tener en cuenta las siguientes consideraciones que aquí comprobamos :

- El factor $(4d/3D)^2$ no se tomará superior a 1. En nuestro caso es $(4d/3D)^2=0,852$
- El término $K_2 \cdot V_c \cdot (4d/3D)^2 = 73118$, no se tomará inferior a $0,25 \cdot GT=21735$
- El arqueo neto no se tomará inferior a $0,30 \cdot GT = 26082$.

Sustituyendo pues en la fórmula anterior con nuestros datos :

$$NT = K_2 \cdot V_c \cdot \left(\frac{4 \cdot d}{3 \cdot D}\right)^2 + K_3 \cdot \left(N_1 + \frac{N_2}{10}\right) = 0,305 \cdot 281374 \cdot 0,852 + 0 = \mathbf{73118 \text{ NT}}$$

Arqueo fiscal

Como ya hemos comentado, para este tipo de buques, a efectos de tasas en puertos, el arqueo de referencia es el arqueo fiscal, que se calcula con la siguiente fórmula :

$$GT(\text{fiscal}) = K_2 \cdot (V_{\text{TOTAL}} - V_2) = \mathbf{67258 \text{ GT(fiscal)}}$$

Siendo :

- $K_2 = 0,2 + 0,02 \cdot \log_{10}(V_{\text{TOTAL}} - V_2)$
- $V_{\text{TOTAL}} = 281374 \text{ m}^3$; el volumen total de espacios cerrados calculado en la tabla de los volúmenes arriba indicada
- $V_2 = 62161 \text{ m}^3$; volumen total de los tanques de lastre segregado.

Tabla resumen de arqueos

ARQUEOS	
A. BRUTO	86941 GT
A. NETO	73118 NT
A. FISCAL	67258 GT



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº5:

Predicción de Potencia

Proyecto nº:	1748
Tutor:	D. Francisco Alonso Thous
Alumnos:	D. Guillermo Zamarripa Solano D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1. INTRODUCCION.....	3
2. CALCULO DE LA RESISTENCIA PROPULSORA.....	4
2.1. Resistencia total al avance.....	4
2.2. Potencia de remolque	7
2.3. Potencia de salida del motor principal (BHP)	9
3. PROPULSOR OPTIMO.....	22
3.1. Número de palas de la hélice (Z).....	22
3.2. Diámetro de la hélice (D)	23
3.3. Parámetros de la hélice	24
3.4. Definición geométrica de la hélice	26
4. SELECCIÓN DEL MOTOR PRINCIPAL	33
5. DISEÑO DEL TIMON.....	37
5.1. Parámetros de diseño del timón.....	37
5.2. Cálculos de dimensionamiento.....	38
5.3. Relación de compensación	40
5.4. Comprobación de la maniobrabilidad.....	42
5.5. Potencia del servomotor	46
6. CROQUIS DEL PERFIL DEL CODASTE, PROPULSOR Y TIMON	48

1. INTRODUCCION

En este cuadernillo se presentarán los cálculos relativos al dimensionamiento del propulsor y del timón, así como la elección del motor principal de nuestro buque. El proceso consiste en evaluar, una vez conocidas las formas del buque, la curva de resistencia al avance de las mismas, y a través de esta determinar el propulsor óptimo para la consecución de la velocidad de servicio contemplada en las especificaciones de proyecto.

Una vez determinado éste se determina la potencia demandada al eje y, así, se puede definir el propulsor principal del buque.

Por último se definen las características principales del timón de modo que asegure las características exigidas por las Sociedades de Clasificación y organismos pertinentes (En este caso, se aplicarán preceptos de Lloyd's Register)

2. CALCULO DE LA RESISTENCIA PROPULSORA

2.1. Resistencia total al avance

La descomposición más general de la resistencia de remolque (R_T) es la siguiente:

$$R_T = R_F \cdot (1 + k_1) + R_{APP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A$$

siendo:

- R_F : resistencia de fricción
- $1+k_1$: factor de formas de Hughes, que corrige la resistencia viscosa por acción de las formas del buques.
- R_{APP} : resistencia debida a los apéndices del buques
- R_W : resistencia conjunta por formación de olas y por olas rompientes en la proa
- R_B : resistencia de presión producida por el bulbo
- R_{TR} : resistencia de presión en las popas de estampa cuando están sumergidas
- R_A : resistencia ficticia debida al coeficiente de correlación modelo-buque

2.1.1. Resistencia de fricción del casco

$$R_F = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot S_t \cdot c_F$$

siendo S_t la superficie total de la carena, sin los apéndices, sumergida de la popa que se estima con la siguiente expresión:

$$S_t = L_{fl} \cdot (2 \cdot T + B) \cdot CM^{0,5} \cdot \left(0,453 + 0,4425 \cdot CB - 0,2862 \cdot CM - 0,003467 \cdot \frac{B}{T} + 0,3696 \cdot CWP \right) + 2,38 \cdot \frac{A_{bt}}{CB}$$

siendo a su vez CWP el coeficiente de afinamiento de la flotación.

Por su parte, el coeficiente de fricción se define como:

$$c_F = \frac{0,075}{(\log_{10} RN - 2)^2} \quad \text{siendo RN el número de Reynolds: } RN = \frac{v \cdot L}{\nu}$$

2.1.2. Factor de forma de Hughes

$$1 + k_1 = c_{13} \cdot \left[0,93 + c_{12} \cdot \left(\frac{B}{L_r} \right)^{0,92497} \cdot (0,95 - CP)^{-0,521448} \cdot (1 - CP + 0,0225 \cdot L_{cb})^{0,6906} \right]$$

donde:

▪ $c_{13} = 1 + 0,003 \cdot c_{\text{popa}}$ siendo c_{popa} un coeficiente que tiene en cuenta la terminación de las formas en la parte de popa del buque cuyo valor para formas llenas o con bulbo es de 10.

$$c_{12} = \left(\frac{T}{L_{fl}}\right)^{0,2228446} \quad \text{si} \quad \frac{T}{L_{fl}} > 0,05$$

$$c_{12} = 48,2 \cdot \left(\frac{T}{L_{fl}} - 0,02\right)^{2,078} + 0,479948 \quad \text{si} \quad 0,02 < \frac{T}{L_{fl}} < 0,05$$

$$c_{12} = 0,479948 \quad \text{si} \quad \frac{T}{L_{fl}} < 0,02$$

▪ $L_r = L_{fl} \cdot \left(1 - CP + 0,06 \cdot L_{cb} \cdot \frac{CP}{4 \cdot CP - 1}\right)$ siendo L_{cb} la posición longitudinal del centro de carena, medida respecto a la cuaderna maestra en %L

2.1.3. Resistencia debida a los apéndices

$$R_{APP} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot S_{APP} \cdot (1 + k_2) \cdot c_F$$

donde:

▪ S_{APP} es el área de los apéndices en m^2
 ▪ $1+k_2$ es el factor de resistencia de forma de los apéndices que se especifican en la siguiente tabla:

1+k ₂	
Timón con talón	1,5 - 2,0
Timón colgado	1,3 - 1,5
Dos timones compensados	2,8
Arbotantes	3
Quillote	1,5 - 2,0
Henchimientos protectores	3
Henchimientos integrados en el casco	2
Ejes	2,0 - 4,0
Aletas estabilizadoras	2,8
Domo	2,7
Quillas de balance	1,4

Tabla 5. 1 - Valores del coeficiente 1+k₂

2.1.4. Resistencia por formación de olas

$$R_w = c_1 \cdot c_2 \cdot c_5 \cdot \nabla \cdot \rho \cdot g \cdot \exp(m_1 \cdot FN^d + m_2 \cdot \cos(\lambda \cdot FN^{-2}))$$

donde:

▪ $c_1 = 2223105 \cdot c_7^{3,78613} \cdot \left(\frac{T}{B}\right)^{1,07961} \cdot (90 - i_E)^{-1,37565}$ donde i_E es el semiángulo

de entrada de la flotación en la proa y c_7 se define como sigue:

$$c_7 = 0,229577 \cdot \left(\frac{B}{L_{fl}}\right)^{0,33333} \quad \text{para} \quad \frac{B}{L_{fl}} < 0,11$$

$$c_7 = \frac{B}{L_{fl}} \quad \text{para} \quad 0,11 < \frac{B}{L_{fl}} < 0,25$$

$$c_7 = 0,5 - 0,0625 \cdot \frac{B}{L_{fl}} \quad \text{para} \quad \frac{B}{L_{fl}} > 0,25$$

$$c_2 = \exp(-1,89 \cdot \sqrt{c_3}) = \exp\left(-1,89 \cdot \sqrt{\frac{0,56 \cdot A_{bt}^{1,5}}{B \cdot T \cdot (0,31 \cdot \sqrt{A_{bt}} + T_{proa} - H_b)}}\right)$$

siendo A_{bt} el área transversal del bulbo en la intersección de la roda con el plano de la flotación, T_{proa} el calado a proa y H_b la distancia vertical del centro de gravedad del área A_{bt} desde la línea base.

$$c_5 = 1 - \frac{0,8 \cdot A_t}{B \cdot T \cdot CM}$$

$$m_1 = 0,0140407 \cdot \frac{L_{fl}}{T} - 1,75254 \cdot \frac{\nabla^{1/3}}{L_{fl}} - 4,79323 \cdot \frac{B}{L_{fl}} - c_{16} \quad \text{siendo}$$

c_{16} :

$$c_{16} = 8,07981 \cdot CP - 13,8673 \cdot CP^2 + 6,984388 \quad \text{si} \quad CP < 0,80$$

$$c_{16} = 1,73014 - 0,7067 \cdot CP \quad \text{si} \quad CP > 0,80$$

$$d = -0,9$$

$$\lambda = 1,446 \cdot CP - 0,03 \cdot \frac{L_{fl}}{B} \quad \text{si} \quad \frac{L_{fl}}{B} \leq 12$$

$$\lambda = 1,446 \cdot CP - 0,36 \quad \text{si} \quad \frac{L_{fl}}{B} > 12$$

$$m_2 = c_{15} \cdot CP^2 \cdot \exp(-0,1 \cdot FN^{-2}), \text{ definiendo } c_{15} \text{ como sigue:}$$

$$c_{15} = -1,69385 \quad \text{si} \quad \frac{L_{fl}^3}{\nabla} < 512$$

$$c_{15} = -1,69385 + \frac{\frac{L_{fl}}{\nabla^{1/3}} - 0,8}{2,36} \quad \text{si} \quad 512 < \frac{L_{fl}^3}{\nabla} < 1727$$

$$c_{15} = 0 \quad \text{si} \quad \frac{L_{fl}^3}{\nabla} > 1727$$

2.1.5. Resistencia por inmersión del espejo de popa

$$R_{TR} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot A_t \cdot c_6$$

donde:

$$c_6 = 0,2 \cdot (1 - 0,2 \cdot FN_t) \quad \text{si } FN_t < 5 \quad \text{y}$$

$$c_6 = 0 \quad \text{si } FN_t > 5$$

$$FN_t = \frac{v}{\sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot A_t}{B + B \cdot CWP}}}$$

2.1.6. Resistencia por correlación modelo-buque

$$R_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot v^2 \cdot S_t \cdot c_A$$

donde:

$$c_A = 0,006 \cdot (L_{fl} + 100)^{-0,16} - 0,00205 + 0,003 \cdot \sqrt{\frac{L_{fl}}{7,5}} \cdot CB^4 \cdot c_2 \cdot (0,04 - c_4)$$

siendo

$$c_4 = \frac{T_{\text{proa}}}{L_{\text{fl}}} \text{ si } \frac{T_{\text{proa}}}{L_{\text{fl}}} \leq 0,04 \quad \text{y} \quad c_4 = 0,04 \text{ si } \frac{T_{\text{proa}}}{L_{\text{fl}}} > 0,04$$

$$\begin{aligned} \blacksquare \quad S_t = L_{\text{fl}} \cdot (2 \cdot T + B) \cdot CM^{0,5} \cdot (0,453 + 0,4425 \cdot CB - 0,2862 \cdot CM - 0,003467 \cdot \frac{B}{T} + 0,3696) + \\ + 2,38 \cdot \frac{A_{\text{bt}}}{CB} \end{aligned}$$

2.2. Potencia de remolque

Una vez calculada la resistencia total, la potencia de remolque se obtiene con la siguiente expresión:

$$EHP = \frac{R_T \cdot v}{75}$$

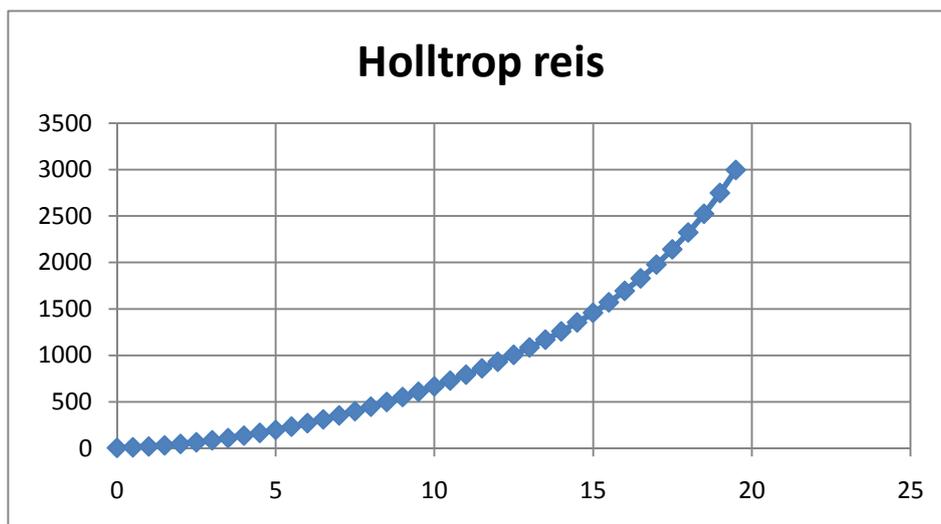
Una vez definidas las formas del buque, es posible deducir la potencia y/o empuje necesarios para la propulsión efectiva del buque. Existen varios métodos de predicción, como Holtrop, Van Oortmeersen, etc. y en este caso se aplicará el desarrollado por el primero.

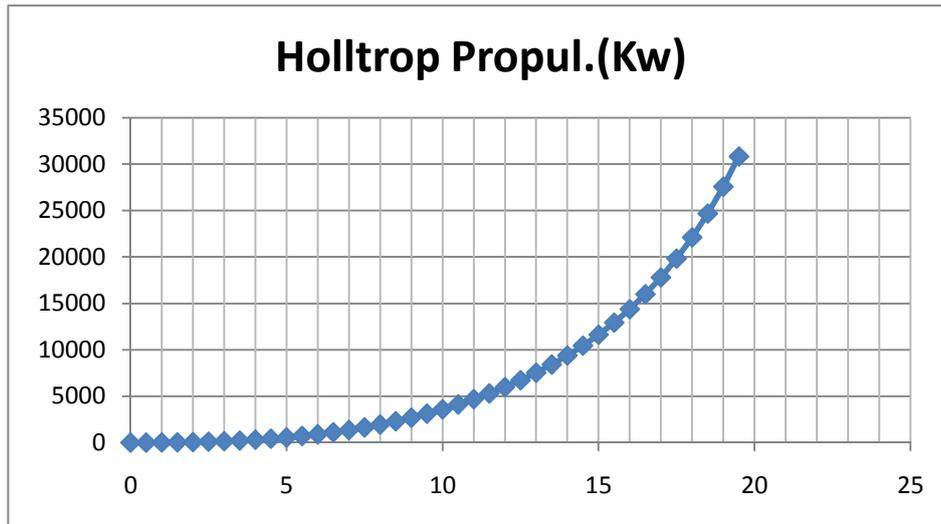
Los resultados obtenidos se generaron mediante el software “Hullspeed”, pues trabaja directamente con las formas generadas mediante “Maxsurf”, y presentadas en el cuadernillo 2. Dicho programa genera una cúbica de velocidad en función del empuje (I) y potencia (EHP) respectivamente. Se marcó el punto de velocidad 15,5 nudos dentro de las gráficas y la tabla de datos.

Los datos implicados son:

speedts(Kts)	Holltrop Resist kW	Holltrop Power kW
0	--	--
0,5	2,18	0,56
1	7,96	4,1
1,5	17,01	13,12
2	29,17	30,02
2,5	44,36	57,05
3	62,5	96,46
3,5	83,53	150,4
4	107,41	221,03
4,5	134,11	310,45
5	163,57	420,75
5,5	195,79	553,97
6	230,73	712,17
6,5	268,36	897,37
7	308,67	1111,56
7,5	351,64	1356,75
8	397,25	1634,91

8,5	445,49	1948,05
9	496,36	2298,15
9,5	549,86	2687,27
10	606,01	3117,56
10,5	664,86	3591,34
11	726,49	4111,15
11,5	791,06	4679,97
12	858,74	5301,27
12,5	929,82	5979,28
13	1004,69	6719,13
13,5	1083,82	7527,15
14	1167,85	8411,09
14,5	1257,52	9380,39
15	1353,75	10446,44
15,5	1457,62	11622,88
16	1570,36	12925,81
16,5	1693,39	14374,06
17	1828,29	15989,41
17,5	1976,82	17796,83
18	2140,86	19824,4
18,5	2322,5	22103,72
19	2524,06	24671,24
19,5	2747,87	27565,74
20	2995,84	30823,88





Se observa a la vista de estos resultados, que para un valor de 15,5 nudos (parte de la especificación del proyecto), tenemos un empuje de $T = 2.834,99 \text{ kN}$ y una potencia de $EHP = 11622 \text{ Kw} = 15812 \text{ HP}$

2.3. Potencia de salida del motor principal (BHP)

La evaluación de la potencia que deberá desarrollar el motor propulsor se lleva a cabo a través de su relación con la potencia efectiva y los distintos rendimientos, es decir:

$$BHP = \frac{EHP}{\eta_p} = \frac{EHP}{\eta_H \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_m \cdot \eta_0} \quad \text{siendo:}$$

- BHP: potencia de freno o de salida del motor
- EHP: potencia efectiva o de remolque
- η_p : rendimiento del propulsor
- η_H : rendimiento del casco
- η_{rr} : rendimiento rotativo-relativo
- η_m : rendimiento mecánico
- η_0 : rendimiento del propulsor en aguas libres

Estos componentes se estiman a partir de los requerimientos de proyecto, diversas fórmulas empíricas y las series sistemáticas de propulsores.

2.3.1. Cálculo de los rendimientos

2.3.1.1. Rendimiento del casco

$$\eta_H = \frac{1 - t}{1 - w}$$

siendo w el coeficiente de estela efectiva, y t el coeficiente de succión.

El coeficiente w representa el efecto de la acción de la carena sobre la hélice. Según Holtrop, para buques de una hélice y popa convencional, w se puede estimar mediante la expresión:

$$w = c_9 \cdot c_v \cdot \frac{L_{\text{fl}}}{T} \cdot \left(0,0661875 + 1,21756 \cdot c_{11} \cdot \frac{c_v}{1 - c_{p1}} \right) + 0,24558 \cdot \sqrt{\frac{B}{L \cdot (1 - c_{p1})}} - \frac{0,09726}{0,95 - CP} + \frac{0,11434}{0,95 - CB} + 0,75 \cdot c_{\text{popa}} \cdot c_v + 0,002 \cdot c_{\text{popa}}$$

siendo:

$$c_9 = c_8 \quad \text{si } c_8 < 28 \quad c_9 = 32 - \frac{16}{c_8 - 24} \quad \text{si } c_8 > 28$$

$$c_8 = \frac{B \cdot S}{L_{\text{fl}} \cdot D \cdot T} \quad \text{si } B/T < 5 \quad c_8 = \frac{S \cdot (7 \cdot B/T - 25)}{L_{\text{fl}} \cdot D \cdot (B/T)^3 + 1,33333} \quad \text{si } B/T > 5$$

S es la superficie mojada del casco desnudo.

$$c_{11} = \frac{T_A}{D} \quad \text{si } T_A/D < 2 \quad c_{11} = 0,08333 \cdot \left(\frac{T_A}{D} \right)^3 + 1,33333 \quad \text{si } T_A/D > 2$$

siendo D el diámetro del propulsor.

$c_v = c_F \cdot (1 + k_1) + c_A$ es el coeficiente de resistencia viscosa, siendo:

$$c_F = \frac{0,075}{(\log_{10} RN - 2)^2}$$

$$c_A = 0,006 \cdot (L_{\text{fl}} + 100)^{-0,16} - 0,00205 + 0,003 \cdot \sqrt{\frac{L_{\text{fl}}}{7,5}} \cdot CB^4 \cdot c_2 \cdot (0,04 - c_4)$$

$c_{p1} = 1,45 \cdot c_p - 0,315 - 0,0225 \cdot L_{cb}$ siendo L_{cb} la posición longitudinal del centro de carena, medida respecto a la situación de la cuaderna maestra y expresada en % L

En cuanto al coeficiente de succión t , representa el efecto de la acción de la hélice sobre la carena y se calcula con la siguiente expresión:

$$t = 0,001979 \cdot \frac{L}{B \cdot 3 \cdot c_{p1}} + 1,0585 \cdot c_{10} - 0,00524 - 0,1418 \cdot \frac{D^2}{B \cdot T} + 0,0015 \cdot c_{\text{popa}}$$

siendo:

$$c_{10} = \frac{B}{L} \quad \text{si } L/B > 5,2 \quad c_{10} = 0,25 - \frac{0,003328402}{B/L - 0,134615385} \quad \text{si } L/B < 5,2$$

2.3.1.2. Rendimiento rotativo relativo

Se puede aproximar, para buques de una sola hélice, mediante la expresión

$$\eta_{rr} = 0,9922 - 0,05908 \cdot \frac{A_E}{A_0} + 0,07424 \cdot (CP - 0,0225 \cdot L_{cb})$$

siendo A_E/A_0 la relación entre área desarrollada y el área disco del propulsor.

2.3.1.3. Rendimiento mecánico

Para buques de una hélice, motores directamente acoplados y cámara de máquinas a popa resulta un valor de 0,98 en la condición de pruebas.

2.3.1.4. Rendimiento del propulsor en aguas libres

Para la determinación del rendimiento del propulsor se utilizarán los polinomios de Oosterveld y Van Oosanen que se ajustan fielmente a las expresiones de K_T y K_Q de los propulsores de la serie B del Canal de Wageningen, recogidos en las conclusiones de la ITTC de 1978. Estos polinomios responden a la expresión general:

$$\left. \begin{array}{l} K_T \\ K_Q \end{array} \right\} = \sum_{s,t,u,v} C_{s,t,u,v} \cdot J^s \cdot (P/D)^t \cdot (A_E/A_0)^u \cdot Z^v$$

donde P es el paso de la hélice, Z es el número de palas y J es el grado de avance del propulsor, que se define mediante la expresión:

$$J = \frac{v \cdot (1 - w)}{n \cdot D}$$

siendo v es la velocidad del buque en m/s, w el coeficiente de estela y n la velocidad angular del propulsor en rps

Los polinomios así definidos se verifican para un número de Reynolds del propulsor de $2 \cdot 10^6$, por lo que deben ser modificados en función del número de Reynolds real del propulsor. Este número se define de la siguiente forma:

$$R_{0,75R} = Cr_{0,75R} \cdot \frac{\sqrt{[v \cdot (1 - w)]^2 + (0,75 \cdot \pi \cdot n \cdot D)^2}}{v}$$

donde $Cr_{0,75R}$ es la cuerda de la sección 0,75 del propulsor medida en metros, que para la serie B de Wageningen responde a la expresión:

$$Cr_{0,75R} = 2,073 \cdot \frac{D}{Z} \cdot \frac{A_E}{A_0}$$

Los parámetros K_T y K_Q se modifican mediante las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} \Delta K_T = & 0,000353485 - 0,00333758 \cdot (A_E/A_0) \cdot J^2 - \\ & - 0,00478125 \cdot (A_E/A_0) \cdot (P/D) \cdot J + \\ & + 0,000257792 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301)^2 \cdot (A_E/A_0) \cdot J^2 + \\ & + 0,0000643192 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301) \cdot (P/D)^6 \cdot J^2 - \\ & - 0,0000110636 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301)^2 \cdot (P/D)^6 \cdot J^2 - \\ & - 0,0000276305 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301)^2 \cdot Z \cdot (A_E/A_0) \cdot J^2 + \\ & + 0,0000954 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301) \cdot Z \cdot (P/D) \cdot (A_E/A_0) \cdot J + \\ & + 0,0000032049 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301) \cdot Z^2 \cdot (P/D)^3 \cdot (A_E/A_0) \cdot J \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Delta K_Q = & -0,000591412 + 0,00696898 \cdot (P/D) - \\
& - 0,0000666654 \cdot Z \cdot (P/D)^6 + 0,0160818 \cdot (A_E/A_0)^2 - \\
& - 0,000938091 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301) \cdot (P/D) - \\
& - 0,00059593 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301) \cdot (P/D)^2 + \\
& + 0,0000782099 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301)^2 \cdot (P/D)^2 + \\
& + 0,0000052199 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301) \cdot Z \cdot (A_E/A_0) \cdot J^2 - \\
& - 0,00000088528 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301)^2 \cdot Z \cdot (P/D) \cdot (A_E/A_0) \cdot J + \\
& + 0,0000230171 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301) \cdot Z \cdot (P/D)^6 - \\
& - 0,00000184341 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301)^2 \cdot Z \cdot (P/D)^6 - \\
& - 0,00400252 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301) \cdot (A_E/A_0)^2 + \\
& + 0,000220915 \cdot (\log_{10} R_{0,75} - 0,301)^2 \cdot (A_E/A_0)^2
\end{aligned}$$

Finalmente, el rendimiento del propulsor en aguas libres responde a la siguiente expresión:

$$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2 \cdot \pi}$$

Una vez determinados todos los rendimientos propulsivos, la potencia al freno, BHP, queda perfectamente definida.

Para la realización de estos cálculos empleamos el programa de la cátedra de motores de D. Álvaro Zurita, el cual proporciona como resultados las distintas componentes de la resistencia total y la potencia de remolque (EHP), en una primera etapa, aunque ya son datos obtenidos por el Hullspeed. Una segunda etapa del mismo programa nos proporciona el propulsor óptimo (lo cual se tratará en el siguiente apartado en profundidad) así como la BHP.

Los datos proporcionados por el programa son los siguientes:

* DATOS DE ENTRADA

ESLORA ENTRE PERPENDICULARES (M) :	266.000
ESLORA EN LA FLOTACION (M) :	272.302
MANGA DE TRAZADO (M) :	50.000
VOLUMEN DE DESPLAZAMIENTO (M ³) :	195740.141
CALADO A PROA (M) :	16.920
CALADO A POPA (M) :	16.920
CALADO MEDIO (M) :	16.920
COEFICIENTE DE BLOQUE :	0.850
COEFICIENTE DE LA MAESTRA :	0.988
COEFICIENTE PRISMÁTICO :	0.860
COEFICIENTE DE LA FLOTACION :	0.899

POSICION LONG.CENTRO CARENA (%) : 1.760
 COEFICIENTE FORMAS DE POPA : 10.000
 AREA TRANSVERSAL BULBO PROA (M²): 125.420
 ALTURA C.D.G. SEC.TRANS.BULBO (M): 6.075
 AREA TRANSVERSAL ESPEJO POPA(M²): 113.480
 SEMIANGULO ATAQUE FLOTACION (°) : 49.050
 SUPERFICIE MOJADA (M²) : 19682.971
 VISCOSIDAD CINEMATICA(M²/S)*10⁶: 1.550
 DENSIDAD (KG/M³) : 1026.000
 RUGOSIDAD DEL CASCO (MICRAS) : 150.000

* APENDICES

APENDICE	(1+K ²)	SUP.(M ²)
-----	-----	-----
timon	1.70	66.00

FACTOR DE FORMAS = 1.46999907
 COEFICIENTE CORRELACION = 0.00027706

* SIMBOLOS

VB = VELOCIDAD DEL BUQUE (NUDOS)
 FN = NUMERO DE FROUDE
 RN = NUMERO DE REYNOLDS (/10⁶)
 CF = COEFICIENTE DE FRICCION (*10³)
 CA = COEFICIENTE DE CORRELACION MODELO-BUQUE
 CV = COEFICIENTE DE RESISTENCIA VISCOSA
 1+K = FACTOR DE FORMAS
 RV = RESISTENCIA VISCOSA (N)
 RW = RESISTENCIA POR FORMACION DE OLAS (N)
 RAP = RESISTENCIA DE APENDICES (N)
 RPB = RESISTENCIA PRESION BULBO DE PROA (N)
 RPP = RESISTENCIA PRESION ESPEJO DE POPA (N)
 RR = RESISTENCIA APENDICES Y PRESION (N)
 RT = RESISTENCIA TOTAL (N)
 EHP = POTENCIA DE REMOLQUE (CV)
 VB = VELOCIDAD DEL BUQUE (NUDOS)
 FN = NUMERO DE FROUDE
 RN = NUMERO DE REYNOLDS (/10⁶)
 CF = COEFICIENTE DE FRICCION (*10³)
 CA = COEFICIENTE DE CORRELACION MODELO-BUQUE
 CV = COEFICIENTE DE RESISTENCIA VISCOSA
 1+K = FACTOR DE FORMAS

- RV = RESISTENCIA VISCOSA (N)
- RW = RESISTENCIA POR FORMACION DE OLAS (N)
- RAP = RESISTENCIA DE APENDICES (N)
- RPB = RESISTENCIA PRESION BULBO DE PROA (N)
- RPP = RESISTENCIA PRESION ESPEJO DE POPA (N)
- RR = RESISTENCIA APENDICES Y PRESION (N)
- RT = RESISTENCIA TOTAL (N)
- EHP = POTENCIA DE REMOLQUE (CV)

* FORMULAS

- CV = CF*(1+K)+CA
- RR = RAP+RPB+RPP
- RT = RV+RW+RR

- 1+K = FACTOR DE FORMAS
- RV = RESISTENCIA VISCOSA (N)
- RW = RESISTENCIA POR FORMACION DE OLAS (N)
- RAP = RESISTENCIA DE APENDICES (N)
- RPB = RESISTENCIA PRESION BULBO DE PROA (N)
- RPP = RESISTENCIA PRESION ESPEJO DE POPA (N)
- RR = RESISTENCIA APENDICES Y PRESION (N)
- RT = RESISTENCIA TOTAL (N)
- EHP = POTENCIA DE REMOLQUE (CV)

* FORMULAS

- CV = CF*(1+K)+CA
- RR = RAP+RPB+RPP
- RT = RV+RW+RR

VB	FN	RN	CF	RV	RW	RR	RT	EHP
15.50	0.1543	1401	1.4685	1563848	70656	543990	2178494	23634
15.60	0.1553	1410	1.4674	1582995	75530	549431	2207956	24108

- ALTURA LINEA DE EJES (M) : 4.567
- RUGOSIDAD PROPULSOR <MICRAS> : 100
- RENDIMIENTO MECANICO L.EJES : 0.98
- MARGEN DEL MOTOR (%) : 10

RESISTENCIA DE REMOLQUE.VELOCIDAD DE DISEÑO:

VELOCIDAD DEL BUQUE (NUDOS) : 15.50
 NUMERO DE REYNOLDS /10⁶ : 1400.843
 NUMERO DE FROUDE : 0.154307
 COEF.RESISTENCIA VISCOSA *10³ : 2.435825
 RESISTENCIA VISCOSA (N) : 1563847.906
 RESISTENCIA FORMACION OLAS (N) : 70655.844
 RESISTENCIA APENDICES (N) : 5374.506
 RESISTENCIA HELICES PROA (N) : 36890.125
 RESIST.PRESION BULBO PROA (N) : 5274.542
 RESIST.PRESION ESPEJO POPA (N) : 496450.531
 RESISTENCIA TOTAL (N) : 2178493.500
 POTENCIA DE REMOLQUE (EHP) (CV) : 23634.102

SELECCION PROPULSOR OPTIMO

* DATOS DE ENTRADA

VELOCIDAD DEL BUQUE (NUDOS) : 15.50
 NUMERO DE PALAS : 4
 PRES.ESTATICA-PRES.VAPOR L.E.: 99047
 ALTURA L.E. SOBRE LINEA BASE : 11.353
 RUGOSIDAD PROPULSOR (MICRAS) : 100.000
 RENDIMIENTO MECANICO L.EJES : 0.980

D = DIAMETRO DEL PROPULSOR (M)
 EMP = EMPUJE DEL PROPULSOR (KGF)
 W = ESTELA EFECTIVA A IDENTIDAD DE EMPUJE
 T = COEFICIENTE DE SUCCION
³RR = RENDIMIENTO ROTATIVO RELATIVO
³O = RENDIMIENTO AGUAS LIBRES
³T = RENDIMIENTO TOTAL
 J = GRADO DE AVANCE
 KT = COEFICIENTE DE EMPUJE
 KQ = COEFICIENTE DE PAR
 BHP = POTENCIA DEL MOTOR (CV)
 RPM = REVOLUCIONES DEL PROPULSOR
 AE/AO= RELACION AREA DISCO
 P/D = RELACION PASO DIAMETRO (0.75*R)
 C = CUERDA DEL PROPULSOR (0.75*R),(M)
 T/C = RELACION ESPESOR/CUERDA (0.75*R)

* FORMULAS

$${}^3T = {}^3O * {}^3RR * {}^3LE * (1-T) / (1-W)$$

D	EMP	w	t	³ RR	³ O	³ T
9.000	2828163	0.6573	0.2297	1.0171	0.3011	0.6747
9.000	2828163	0.6573	0.2297	1.0171	0.3026	0.6779
9.000	2828163	0.6573	0.2297	1.0171	0.3037	0.6803
9.000	2828163	0.6573	0.2297	1.0171	0.3044	0.6819
9.000	2828163	0.6573	0.2297	1.0171	0.3047	0.6827
9.000	2828163	0.6573	0.2297	1.0171	0.3046	0.6825
9.000	2828163	0.6573	0.2297	1.0171	0.3045	0.6823
9.000	2828163	0.6573	0.2297	1.0171	0.3029	0.6787

D	J	KT	KQ	BHP	BHPNOM	RPM	CAV
9.000	0.2002	0.18243	0.01930	35031	350314	91.00	
9.000	0.2047	0.19073	0.02054	34864	348645	89.00	
9.000	0.2094	0.19961	0.02191	34740	347396	87.00	
9.000	0.2143	0.20912	0.02344	34658	346579	85.00	
9.000	0.2195	0.21933	0.02515	34621	346206	83.00	
9.000	0.2249	0.23030	0.02706	34630	346297	81.00	
9.000	0.2306	0.24136	0.02909	34641	346406	79.00	
9.000	0.2366	0.25525	0.03173	34824	348244	77.00	

D	AE/AO	P/D	C	T/C
9.000	0.609	0.5971	2.842	0.042754
9.000	0.609	0.6179	2.842	0.042754
9.000	0.609	0.6401	2.842	0.042754
9.000	0.609	0.6636	2.842	0.042754
9.000	0.609	0.6888	2.842	0.042754
9.000	0.609	0.7158	2.842	0.042754
9.000	0.609	0.7432	2.842	0.042754
9.000	0.609	0.7768	2.842	0.042754

ALTURA LINEA DE EJES (M) : 5.567
 RUGOSIDAD PROPULSOR <MICRAS> : 100
 RENDIMIENTO MECANICO L.EJES : 0.98
 MARGEN DEL MOTOR (%) : 15

RESISTENCIA DE REMOLQUE.VELOCIDAD DE DISEÑO:

VELOCIDAD DEL BUQUE (NUDOS) : 15.50
 NUMERO DE REYNOLDS /10⁶ : 1400.843
 NUMERO DE FROUDE : 0.154307
 COEF.RESISTENCIA VISCOSA *10³ : 2.435825
 RESISTENCIA VISCOSA (N) : 1563847.906
 RESISTENCIA FORMACION OLAS (N) : 70655.844
 RESISTENCIA APENDICES (N) : 5374.506
 RESISTENCIA HELICES PROA (N) : 36890.125
 RESIST.PRESION BULBO PROA (N) : 5274.542
 RESIST.PRESION ESPEJO POPA (N) : 496450.531
 RESISTENCIA TOTAL (N) : 2178493.500
 POTENCIA DE REMOLQUE (EHP) (CV) : 23634.102

SELECCION PROPULSOR OPTIMO

* DATOS DE ENTRADA

VELOCIDAD DEL BUQUE (NUDOS) : 15.50
 NUMERO DE PALAS : 4
 PRES.ESTATICA-PRES.VAPOR L.E.: 99047
 ALTURA L.E. SOBRE LINEA BASE : 11.353
 RUGOSIDAD PROPULSOR (MICRAS) : 100.000
 RENDIMIENTO MECANICO L.EJES : 0.980

D = DIAMETRO DEL PROPULSOR (M)
 EMP = EMPUJE DEL PROPULSOR (KGF)
 W = ESTELA EFECTIVA A IDENTIDAD DE EMPUJE
 T = COEFICIENTE DE SUCCION
³RR = RENDIMIENTO ROTATIVO RELATIVO
³O = RENDIMIENTO AGUAS LIBRES
³T = RENDIMIENTO TOTAL
 J = GRADO DE AVANCE
 KT = COEFICIENTE DE EMPUJE
 KQ = COEFICIENTE DE PAR
 BHP = POTENCIA DEL MOTOR (CV)
 RPM = REVOLUCIONES DEL PROPULSOR
 AE/AO= RELACION AREA DISCO

P/D = RELACION PASO DIAMETRO (0.75*R)
 C = CUERDA DEL PROPULSOR (0.75*R),(M)
 T/C = RELACION ESPESOR/CUERDA (0.75*R)

* FORMULAS

$${}^3T = {}^3O * {}^3RR * {}^3LE * (1-T) / (1-W)$$

D	EMP	w	t	³ RR	³ O	³ T
8.500	2840126	0.6656	0.2330	1.0141	0.2828	0.6447
8.500	2840126	0.6656	0.2330	1.0141	0.2826	0.6444
8.500	2840126	0.6656	0.2330	1.0141	0.2822	0.6433
8.500	2840126	0.6656	0.2330	1.0141	0.2813	0.6414
8.500	2840126	0.6656	0.2330	1.0141	0.2803	0.6390
8.500	2840126	0.6656	0.2330	1.0141	0.2782	0.6343
8.500	2840126	0.6656	0.2330	1.0141	0.2766	0.6306
8.500	2840126	0.6656	0.2330	1.0141	0.2742	0.6252

D	J	KT	KQ	BHP	BHPNOM	RPM	CAV
8.500	0.2068	0.23030	0.02680	36657	244382	91.00	
8.500	0.2115	0.24077	0.02867	36678	244522	89.00	
8.500	0.2163	0.25197	0.03075	36741	244943	87.00	
8.500	0.2214	0.26397	0.03306	36849	245661	85.00	
8.500	0.2267	0.27658	0.03561	36986	246576	83.00	
8.500	0.2323	0.29138	0.03873	37259	248393	81.00	
8.500	0.2382	0.30559	0.04189	37477	249844	79.00	
8.500	0.2444	0.32167	0.04563	37804	252028	77.00	

D	AE/AO	P/D	C	T/C
8.500	0.661	0.7012	2.911	0.039422
8.500	0.661	0.7257	2.911	0.039422

8.500 0.661 0.7520 2.911 0.039422
 8.500 0.661 0.7800 2.911 0.039422
 8.500 0.661 0.8095 2.911 0.039422
 8.500 0.661 0.8439 2.911 0.039422
 8.500 0.661 0.8775 2.911 0.039422
 8.500 0.661 0.9154 2.911 0.039422

SELECCION PROPULSOR OPTIMO

* DATOS DE ENTRADA

VELOCIDAD DEL BUQUE (NUDOS) : 15.50
 NUMERO DE PALAS : 4
 PRES.ESTATICA-PRES.VAPOR L.E.: 99047
 ALTURA L.E. SOBRE LINEA BASE : 11.353
 RUGOSIDAD PROPULSOR (MICRAS) : 100.000
 RENDIMIENTO MECANICO L.EJES : 0.980

- D = DIAMETRO DEL PROPULSOR (M)
- EMP = EMPUJE DEL PROPULSOR (KGF)
- W = ESTELA EFECTIVA A IDENTIDAD DE EMPUJE
- T = COEFICIENTE DE SUCCION
- ³RR = RENDIMIENTO ROTATIVO RELATIVO
- ³O = RENDIMIENTO AGUAS LIBRES
- ³T = RENDIMIENTO TOTAL
- J = GRADO DE AVANCE
- KT = COEFICIENTE DE EMPUJE
- KQ = COEFICIENTE DE PAR
- BHP = POTENCIA DEL MOTOR (CV)
- RPM = REVOLUCIONES DEL PROPULSOR
- AE/AO= RELACION AREA DISCO
- P/D = RELACION PASO DIAMETRO (0.75*R)
- C = CUERDA DEL PROPULSOR (0.75*R),(M)
- T/C = RELACION ESPESOR/CUERDA (0.75*R)

* FORMULAS

$${}^3T = {}^3O * {}^3RR * {}^3LE * (1-T)/(1-W)$$

 D EMP w t ³RR ³O T

8.200	2847792	0.6713	0.2350	1.0120	0.2680	0.6187
8.200	2847792	0.6713	0.2350	1.0120	0.2671	0.6166
8.200	2847792	0.6713	0.2350	1.0120	0.2663	0.6147
8.200	2847792	0.6713	0.2350	1.0120	0.2643	0.6102
8.200	2847792	0.6713	0.2350	1.0120	0.2621	0.6050
8.200	2847792	0.6713	0.2350	1.0120	0.2602	0.6006
8.200	2847792	0.6713	0.2350	1.0120	0.2575	0.5945
8.200	2847792	0.6713	0.2350	1.0120	0.2545	0.5874

D	J	KT	KQ	BHP	BHPNOM	RPM	CAV
8.200	0.2107	0.26663	0.03336	38197	254649	91.00	
8.200	0.2155	0.27875	0.03578	38330	255530	89.00	
8.200	0.2204	0.29084	0.03831	38447	256313	87.00	
8.200	0.2256	0.30558	0.04150	38731	258210	85.00	
8.200	0.2310	0.32128	0.04507	39066	260441	83.00	
8.200	0.2367	0.33653	0.04873	39351	262343	81.00	
8.200	0.2427	0.35378	0.05307	39756	265042	79.00	
8.200	0.2490	0.37240	0.05800	40236	268237	77.00	

D	AE/AO	P/D	C	T/C
---	-------	-----	---	-----

8.200	0.696	0.7752	2.960	0.037403
8.200	0.696	0.8027	2.960	0.037403
8.200	0.696	0.8304	2.960	0.037403
8.200	0.696	0.8636	2.960	0.037403
8.200	0.696	0.8992	2.960	0.037403
8.200	0.696	0.9344	2.960	0.037403
8.200	0.696	0.9742	2.960	0.037403
8.200	0.696	1.0177	2.960	0.037403

D	EMP	w	t	³ RR	³ 0	³ T
---	-----	---	---	-----------------	----------------	----------------

8.750	2834024	0.6613	0.2313	1.0157	0.2930	0.6620
8.750	2834024	0.6613	0.2313	1.0157	0.2936	0.6633
8.750	2834024	0.6613	0.2313	1.0157	0.2939	0.6639

8.750	2834024	0.6613	0.2313	1.0157	0.2938	0.6637
8.750	2834024	0.6613	0.2313	1.0157	0.2933	0.6626
8.750	2834024	0.6613	0.2313	1.0157	0.2927	0.6612
8.750	2834024	0.6613	0.2313	1.0157	0.2908	0.6570
8.750	2834024	0.6613	0.2313	1.0157	0.2894	0.6538

D	J	KT	KQ	BHP	BHPNOM	RPM	CAV

8.750	0.2035	0.20463	0.02262	35701	238008	91.00	
8.750	0.2081	0.21394	0.02413	35630	237530	89.00	
8.750	0.2129	0.22389	0.02581	35599	237328	87.00	
8.750	0.2179	0.23456	0.02769	35612	237413	85.00	
8.750	0.2231	0.24600	0.02978	35670	237801	83.00	
8.750	0.2286	0.25783	0.03206	35746	238304	81.00	
8.750	0.2344	0.27214	0.03491	35974	239827	79.00	
8.750	0.2405	0.28583	0.03780	36150	240997	77.00	

D	AE/AO	P/D	C	T/C

8.750	0.634	0.6464	2.875	0.041094
8.750	0.634	0.6690	2.875	0.041094
8.750	0.634	0.6930	2.875	0.041094
8.750	0.634	0.7187	2.875	0.041094
8.750	0.634	0.7461	2.875	0.041094
8.750	0.634	0.7746	2.875	0.041094
8.750	0.634	0.8085	2.875	0.041094
8.750	0.634	0.8415	2.875	0.041094

Hemos probado con diferentes diámetros, y al final nos hemos quedado con el de 8,2 m, por la experiencia , en buques similares como el Meltemi, donde ya se optimizó el propulsor, evitando la cavitación.

3. PROPULSOR OPTIMO

Tal y como está descrito en las especificaciones, la hélice será única y de paso fijo.

El objeto final de llevar a cabo el proceso que se describe a continuación es obtener la curva BHP-rpm (curva de Stick), que relaciona la potencia de salida del motor con las revoluciones por minuto de giro de la hélice. El mínimo de esta curva establecerá el valor de la mínima potencia al freno dada por el motor a elegir y las rpm correspondientes. El diagrama de funcionamiento del motor seleccionado deberá reflejar unos intervalos de actuación alrededor del punto dado por los valores anteriores.

De las variables que intervienen en el cálculo de los rendimientos mencionados en el apartado anterior, algunas ya están definidas, como son las relativas a las dimensiones principales del buque y los coeficientes de formas. El resto de las variables implicadas directamente son las revoluciones (n), el diámetro de la hélice (D), el número de palas (Z), la relación área desarrollada - área disco del propulsor (A_E/A_0) y la relación paso-diámetro (P/D), que pasamos a examinar.

Para el estudio del propulsor, se han de tener presente dos ideas fundamentales:

- La hélice debe proporcionar al buque el empuje necesario para que éste pueda navegar a la velocidad que se especifique. Esto se debe conseguir con un rendimiento máximo, es decir, de manera que la potencia absorbida sea mínima. En el caso de este proyecto se tiene que cumplir, que en condiciones de pruebas de mar, el buque debe alcanzar una velocidad de 15,5 nudos al 90% de la potencia máxima continua (MCR).
- No se debe presentar el fenómeno de cavitación, y en caso de que aparezcan, deben quedar reducidos a límites admisibles. Para evitar la cavitación debe elegirse una relación A_E/A_0 , lo suficientemente grande. Sin embargo, el rendimiento disminuye con el crecimiento de esta relación, luego debe buscarse la menor relación dentro de las que aseguren la no existencia de cavitación y garantice un buen rendimiento.

3.1. Número de palas de la hélice (Z)

Para una misma relación A_E/A_0 el rendimiento del propulsor es mayor cuanto menor sea el número de palas. Menor número de palas implica mayor rendimiento propulsivo, pero se ha de mantener un nivel de cavitación en un margen razonable y no llegar a que las palas se carguen en exceso.

Otro aspecto a considerar es impedir el acoplamiento entre las vibraciones que produce la hélice y las que produce el motor.

Atendiendo a las consideraciones expuestas, se ha tomado una hélice de cuatro palas, pues una de tres originaría problemas de vibraciones y cavitación, y una de cinco empeoraría el rendimiento de la misma. En relación con los criterios de cavitación aplicables, si aplicamos Keller:

$$\frac{Ad}{A0} = \frac{(1.3 + 0.3Z)T}{(P0 - Pv)D^2} + K = \frac{2.5 \sqrt{\frac{2847792}{9.8}}}{(10100 + 1026 \cdot 1.35)(8.2)^2} + 0.2 = 0.6968$$

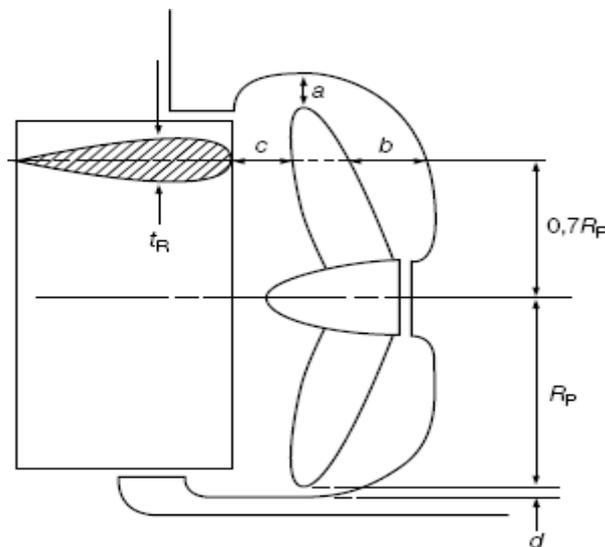
Vemos que el valor que nos proporciona Holltrop es precisamente 0.696, el mínimo, de Keller, luego entendemos que no cavita.

3.2. Diámetro de la hélice (D)

A la hora de seleccionar el diámetro máximo, se tendrán en cuenta los huelgos entre la hélice y el casco, que ejercen gran influencia sobre la excitación producida por las fluctuaciones del par y del empuje. Estas claras vienen definidas por la sociedad de clasificación (Lloyd's Register en nuestro caso) en la parte 3, capítulo 6, sección 7.

Number of blades	Hull clearances for single screw, in metres, see Fig. 6.7.7(a)				Hull clearances for twin screw, in metres, see Fig. 6.7.7(b)	
	a	b	c	d	e	f
3	1,20Kδ	1,80Kδ	0,12δ	0,03δ	1,20Kδ	1,20Kδ
4	1,00Kδ	1,50Kδ	0,12δ	0,03δ	1,00Kδ	1,20Kδ
5	0,85Kδ	1,275Kδ	0,12δ	0,03δ	0,85Kδ	0,85Kδ
6	0,75Kδ	1,125Kδ	0,12δ	0,03δ	0,75Kδ	0,75Kδ
Minimum value	0,10δ	0,15δ	t _R	—	3 and 4 blades: 0,20δ 5 and 6 blades: 0,16δ	0,15δ
Symbols						
L as defined in 1.4.1 C _b = moulded block coefficient at load draught $K = \left(0,1 + \frac{L}{3050} \right) \left(\frac{3,48 C_b P}{L^2} + 0,3 \right)$				t _R = thickness of rudder, in metres, measured at 0,7R _P above the shaft centreline P = designed power on one shaft, in kW (shp) R _P = propeller radius, in metres δ = propeller diameter, in metres		
$\left(K = \left(0,1 + \frac{L}{3050} \right) \left(\frac{2,56 C_b P}{L^2} + 0,3 \right) \right)$						

Tabla 5. 4 - Claras de la hélice según L.R.S.



En este caso, para una hélice de 4 palas, los huelgos mínimos son los siguientes:

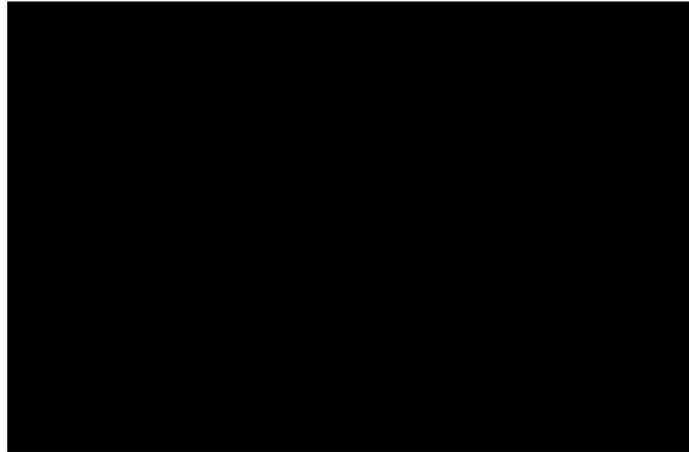


Tabla 5. 2 - Huelgos Lloyd's Register

La clara de la hélice-casco en la parte superior del recorrido de la hélice (parámetro a de la tabla anterior) debe ser lo suficientemente grande como para evitar condiciones desfavorables de trabajo de la misma, dentro de la capa límite turbulenta, en áreas de estela local muy alta para evitar así riesgos de cavitación. Por su parte, claras excesivamente grandes suelen ir asociadas a menores rendimientos.

Nuestro buque base lleva una hélice de 8,2m. de diámetro, pero lo que decidimos como primera tentativa utilizar esa misma dimensión.

Considerando también que la altura de la bovedilla en las formas (cuadernillo 2) en ese lugar es de 8,2 m. y restando el huelgo superior correspondiente a 8,2m. ($a = 2,579$ m.), llegamos a la conclusión de que por ahora los 8,2m. de diámetro seleccionados son acordes con las formas.

3.3. Parámetros de la hélice

Al disponer de todos estos datos, los introducimos en el programa del Sr. Zurita y obtenemos las siguientes características de la hélice:

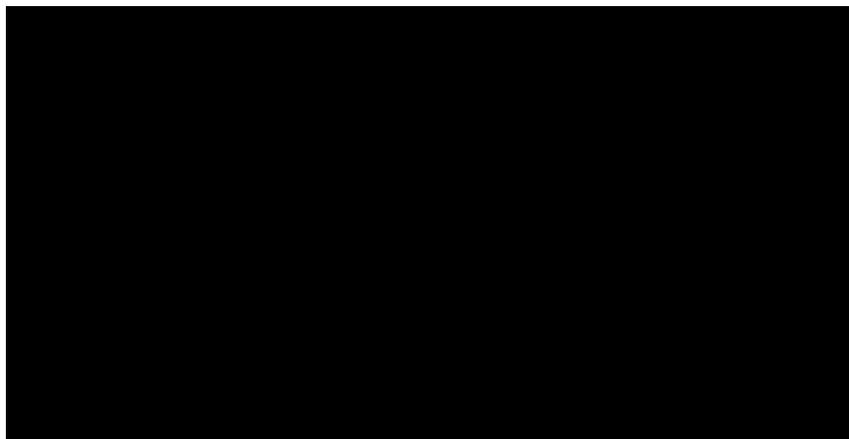


Tabla 5. 3 - Parámetros entrada de la hélice en Holtrop

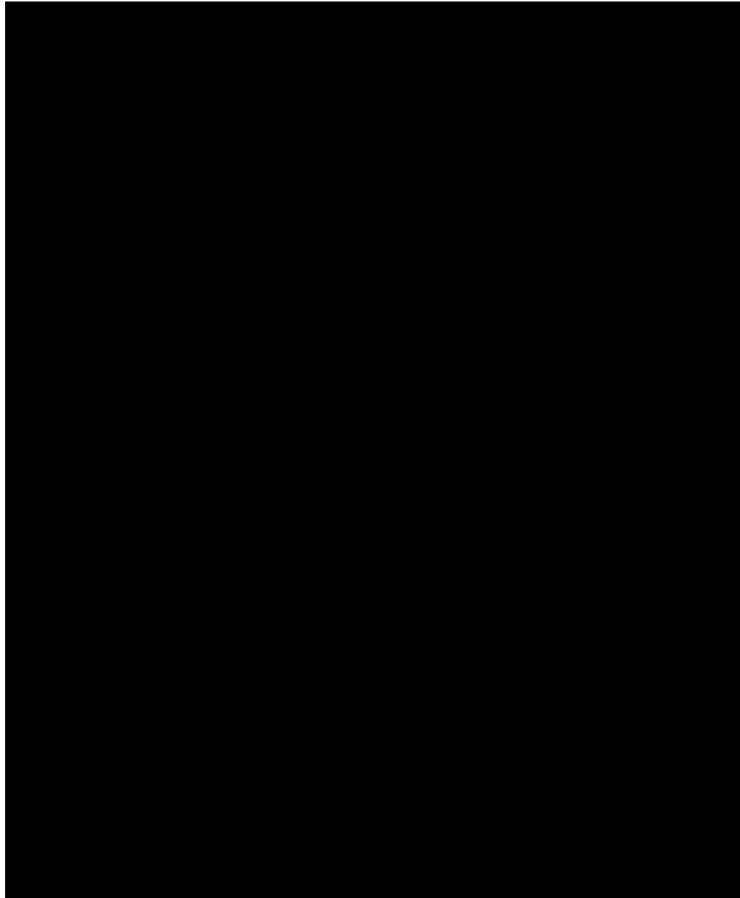


Tabla 5. 4 - Datos de salida del programa Holtrop

3.3.1. Material de la hélice

Seleccionamos como material de la hélice una aleación de níquel, aluminio y bronce, al igual que la hélice de nuestro buque base.

3.3.2. Lanzamiento de la hélice

El lanzamiento de la hélice es un parámetro que apenas influye en el comportamiento de la misma siempre que no se superen los 15°. Por lo tanto es una característica para la que se tiene libertad de elección y el criterio que se adopta es el que se cumplan los huelgos mínimos entre hélice, codaste y timón exigidos por la sociedad de clasificación. Tomaremos un lanzamiento de 6° (según datos de proyectos semejantes).

3.4. Definición geométrica de la hélice

Para definir geoméricamente una hélice y teniendo en cuenta que todas las palas son iguales, bastará definir la geometría de una pala y la del núcleo para tenerla completamente definida.

3.4.1. Distribución del paso

La ley de distribución del paso del propulsor depende de su comportamiento en cavitación, aunque de manera generalizada se suele emplear la siguiente distribución:

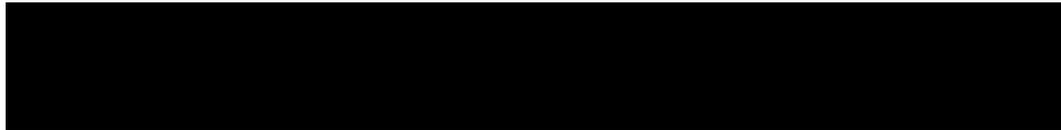


Tabla 5. 5 - Distribución del paso

3.4.2. Distribución de espesores máximos

La siguiente tabla, obtenida a partir del tomo II-A de “Teoría del buque” del profesor Gonzalo Pérez, recoge las propiedades geométricas de las series B de Wageningen. La nomenclatura empleada es:

- a_r : Distancia entre el borde de entrada y la generatriz básica medida en la sección circunferencial de radio r .
- b_r : distancia entre el borde de entrada y la abscisa del punto de máximo espesor
- c_r : longitud del desarrollo de la sección circunferencial de radio r .
- A_r y B_r son dos constantes que sirven para calcular el valor de s_r .

R/r	$c_r/D \cdot Z / (A_E/A_0)$	a_r/c_r	b_r/c_r	A_r	B_r
0,2	1,662	0,617	0,350	0,0526	0,0040
0,3	1,882	0,613	0,350	0,0464	0,0035
0,4	2,050	0,601	0,351	0,0402	0,0030
0,5	2,152	0,586	0,355	0,0340	0,0025
0,6	2,187	0,561	0,389	0,0278	0,0020
0,7	2,144	0,524	0,443	0,0216	0,0015
0,8	1,970	0,463	0,479	0,0154	0,0010
0,9	1,582	0,351	0,500	0,0092	0,0005
1,0	0,000	0,000	0,000	0,0030	0,0000

Tabla 5. 6 - Propiedades geométricas de la serie B de Wageningen

El objetivo es obtener el valor de s_r en cada caso, que es el espesor máximo de la sección circunferencial de radio r : $s_r/D = A_r - B_r \cdot Z$

R/r	c_r	a_r	b_r	s_r
0,2	2,190	1,351	0,767	0,384
0,3	2,480	1,520	0,868	0,340
0,4	2,701	1,624	0,948	0,296
0,5	2,836	1,662	1,007	0,252
0,6	2,882	1,617	1,121	0,208
0,7	2,825	1,480	1,252	0,164
0,8	2,596	1,202	1,243	0,120
0,9	2,085	0,732	1,042	0,076
1,0	0,000	0,000	0,000	0,032

Tabla 5. 7 - Espesores máximos por sección circunferencial

3.4.3. Escantillonado mínimo

A continuación se va a comprobar el escantillonado de la hélice está de acuerdo con la especificación de L.R.S., que exige que el espesor de la pala en las estaciones 0,25 y 0,6 deberán tener como mínimo el valor dado por la expresión:

$$T = \frac{K \cdot C \cdot A}{E \cdot F \cdot U \cdot L \cdot N} + 100 \cdot \sqrt{\frac{3150 \cdot M \cdot P}{E \cdot F \cdot R \cdot U \cdot L \cdot N}} \text{ (mm.)}$$

Cada uno de estos parámetros están definidos y explicados en las reglas de dicha sociedad de clasificación en la parte dedicada a propulsores (parte 5, capítulo 7).



Tabla 5. 8 - Espesores mínimos de la hélice determinados por Lloyd's

Realizando los cálculos correspondientes, podemos fabricar la anterior tabla, que recoge los espesores mínimos para las dos estaciones especificadas por las normas de la sociedad de clasificación.

A la vista de estos resultados, no tenemos problemas ni en la estación 0,25 ni en la 0,6, ya que en ambos casos, nuestro espesor calculado es superior al límite definido por la sociedad de clasificación.

De esta manera, la ley de espesores para construir la hélice quedará como sigue:

Estación	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Espesor (mm)	384	380	340	296	252	208	164	120	76	32

Tabla 5. 9 - Ley de espesores

3.4.4. Cartilla de trazado

Para elaborar la cartilla de trazado de las secciones de una pala de la hélice, emplearemos la nomenclatura que se utiliza en el tomo II-A de “Teoría del buque” del profesor Gonzalo Pérez:

- y_{face} , y_{back} : ordenadas de un punto en una sección circunferencial de la pala medida en perpendicular a la hélice, que es tangente a la cara de presión (face) o a la de succión (back) de la sección

- t_{max} : espesor máximo de la sección (ya lo hemos mencionado como s_r)
- t_{te} , t_{le} : Espesores extrapolados en el borde de salida (te) y de entrada (le)
- v_1 , v_2 : valores tabulados en función de r/R y P
- P : abscisa adimensional medida desde el punto de máximo espesor al borde de entrada ($P = 1$) o al de salida ($P = -1$)

Las ordenadas de los puntos de abscisa circunferencial situadas del mismo lado del punto de máximo espesor que el borde de salida ($P < 0$) responden a la siguiente ecuación:

$$y_{face} = v_1 \cdot (t_{max} - t_{te})$$

$$y_{back} = (v_1 + v_2) \cdot (t_{max} - t_{te}) + t_{te}$$

En cuanto a las ordenadas de los puntos de abscisa circunferencial situada al mismo lado que el punto de máximo espesor que el borde de entrada ($P > 0$):

$$y_{face} = v_1 \cdot (t_{max} - t_{le})$$

$$y_{back} = (v_1 + v_2) \cdot (t_{max} - t_{le}) + t_{le}$$

3.4.4.1. Espesores extrapolados en los bordes de la pala

Estos espesores son mínimos cuando se hace $t_{te} = t_{le}$ y por su parte el NSMB toma los siguientes valores:

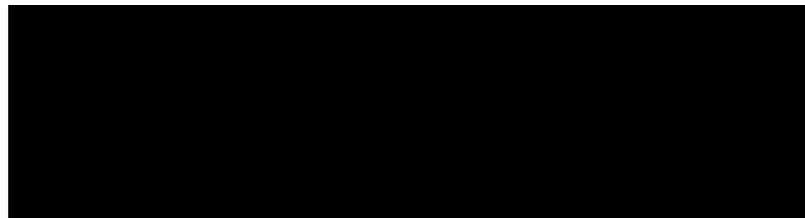


Tabla 5. 10 - Espesores en bordes

Para el resto de las estaciones, interpolamos linealmente y así en cada estación:



Tabla 5. 11 - Espesores en los extremos

3.5.4.2. Cara activa

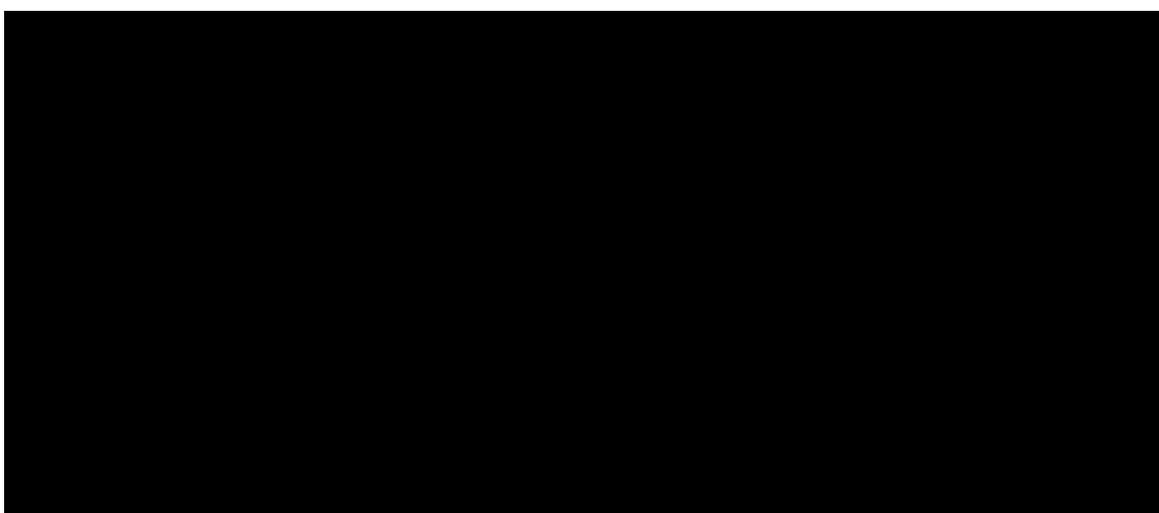
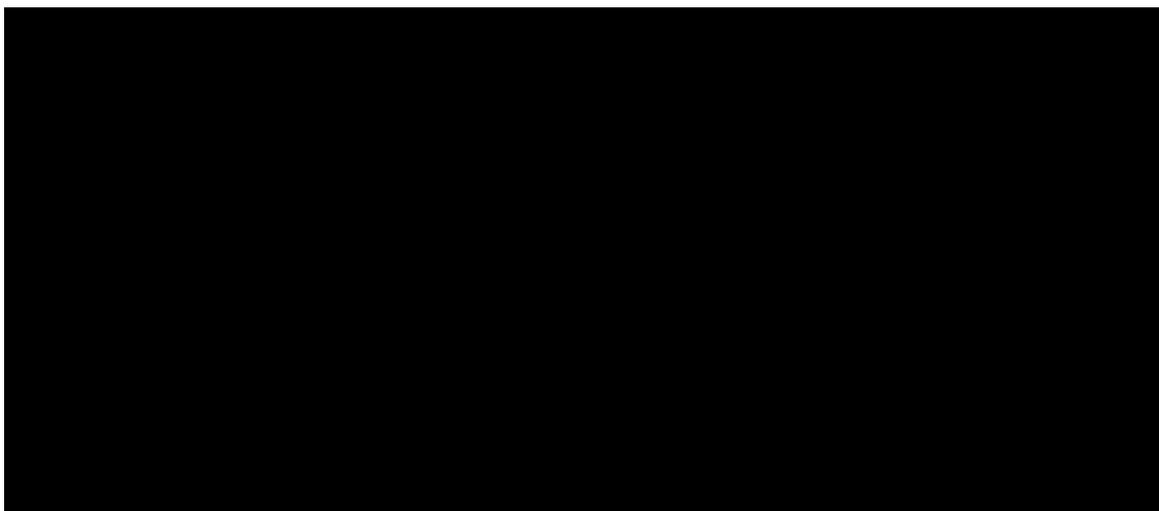


Tabla 5. 12 - Cartilla trazado cara activa o de presión

3.4.4.3. Cara de succión

r/R \ P	-1	-0,95	-0,9	-0,8	-0,7	-0,6	-0,5	-0,4	-0,2	0
1	0,0077	0,0100	0,0122	0,0162	0,0198	0,0229	0,0255	0,0277	0,0305	0,0315
0,9	0,0090	0,0155	0,0217	0,0330	0,0430	0,0516	0,0590	0,0649	0,0729	0,0756
0,85	0,0097	0,0182	0,0264	0,0413	0,0545	0,0660	0,0757	0,0836	0,0941	0,0977
0,8	0,0103	0,0210	0,0311	0,0497	0,0661	0,0803	0,0924	0,1022	0,1153	0,1197
0,7	0,0117	0,0265	0,0406	0,0664	0,0893	0,1090	0,1258	0,1395	0,1577	0,1638
0,6	0,0130	0,0317	0,0497	0,0829	0,1126	0,1380	0,1598	0,1772	0,2004	0,2079
0,5	0,0276	0,0477	0,0672	0,1042	0,1393	0,1686	0,1950	0,2154	0,2435	0,2520
0,4	0,0584	0,0761	0,0950	0,1326	0,1689	0,2005	0,2304	0,2532	0,2862	0,2961
0,3	0,0936	0,1108	0,1306	0,1701	0,2065	0,2382	0,2668	0,2911	0,3279	0,3402
0,25	0,1022	0,1197	0,1403	0,1823	0,2212	0,2550	0,2836	0,3090	0,3482	0,3621
0,2	0,1102	0,1271	0,1495	0,1943	0,2355	0,2715	0,3031	0,3299	0,3697	0,3843

r/R \ P	1	0,95	0,9	0,85	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2
1	0,0077	0,0100	0,0122	0,0143	0,0162	0,0198	0,0229	0,0255	0,0277	0,0305
0,9	0,0090	0,0155	0,0217	0,0275	0,0330	0,0430	0,0516	0,0590	0,0649	0,0729
0,85	0,0097	0,0185	0,0268	0,0346	0,0419	0,0551	0,0665	0,0761	0,0840	0,0943
0,8	0,0103	0,0218	0,0325	0,0423	0,0515	0,0679	0,0819	0,0938	0,1035	0,1157
0,7	0,0117	0,0305	0,0472	0,0619	0,0747	0,0971	0,1157	0,1311	0,1434	0,1589
0,6	0,0204	0,0749	0,0673	0,0870	0,1032	0,1311	0,1533	0,1707	0,1843	0,2019
0,5	0,0455	0,0751	0,0994	0,1209	0,1395	0,1695	0,1931	0,2114	0,2255	0,2451
0,4	0,0783	0,1123	0,1379	0,1615	0,1807	0,2110	0,2343	0,2525	0,2673	0,2884
0,3	0,1134	0,1504	0,1786	0,2027	0,2223	0,2535	0,2768	0,2958	0,3103	0,3331
0,25	0,1253	0,1609	0,1904	0,2166	0,2373	0,2696	0,2948	0,3156	0,4021	0,3544
0,2	0,1382	0,1620	0,2006	0,2278	0,2491	0,2838	0,3110	0,3342	0,3529	0,3766

Tabla 5. 13 - Cartilla trazado cara de succión

3.4.5. Bordes de entrada y salida

Aunque el borde de salida ejerce muy poca influencia en el comportamiento del propulsor, no sucede lo mismo con el borde de entrada, el cual sí tiene cierta influencia en el comportamiento del mismo. El radio de curvatura más adecuado para el borde de entrada debe cumplir la relación siguiente:

$$\frac{r}{t} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{t}{c} \right) \quad \text{siendo } t \text{ el espesor y } c \text{ la cuerda de la sección.}$$

Ambos bordes se construyen mediante círculos que tangentean las caras de succión y presión. Los diámetros de estos círculos, expresados en porcentajes del espesor máximo de la sección correspondiente, son los siguientes:

r/R	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	0,95
F_{bs}	6,40	6,50	6,60	6,70	6,80	6,90	7,00	11,10	15,70
F_{be}	9,29	7,26	5,80	4,71	3,82	3,07	2,44	11,10	15,70

Tabla 5. 14 - Diámetros de bordes de entrada y salida

3.4.6. Definición del núcleo

El núcleo de la hélice es una zona de gran importancia. Su contorno exterior deberá tener suficiente desarrollo como para suministrar el empotramiento adecuado a todas las palas de la hélice y además, en las zonas específicas de cada pala, ha de asegurarse que no existe solape entre los empotramientos de dos palas consecutivas. El mecanizado interior del núcleo debe proporcionar un ajuste a presión entre la hélice y el eje de cola.

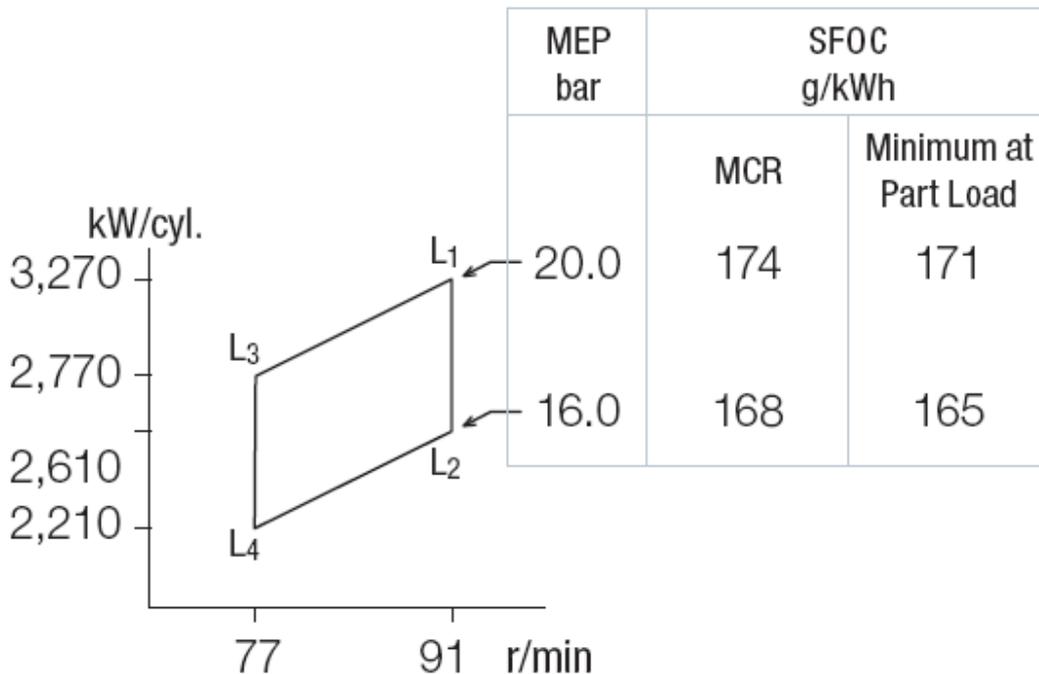
Para una hélice de cuatro palas, el diámetro del núcleo en su intersección con la generatriz base viene dado por $D_m = 0,18 \cdot D_H = 1,476m$.

Como diámetro en la cara de proa tomamos $D_{pr} = D_m + 60 = 1536mm$.

Finalmente, como diámetro en la cara de popa tomaremos el 75% del diámetro en la cara de proa, es decir, 1152 mm.

4. SELECCIÓN DEL MOTOR PRINCIPAL

Con los datos obtenidos de potencia nominal (P_{nom}) se escogió de entre los motores Diesel de dos tiempos el que mejor se adaptaba a la demanda de potencia del propulsor. Las mejores posibilidades fueron dos motores de MAN&BW y uno de SULZER-WÄRTSILÄ. Ambos fabricantes proporcionan un cuadrilátero en el cual debe estar inscrito el punto de trabajo de nuestro motor (potencia, BHP) y los resultados son los siguientes:



Gráfica 5.1 - Selección del motor propulsor

A la vista de los resultados, la mejor opción es el motor S70-MC-C8 de 6 cilindros de MAN&BW, ya que su punto de trabajo (como se aprecia en la tabla 5.4 sobre salida de HOLTROP) 19.750 Kw, de BkW, a 91 rpm es más que suficiente, y queda corroborada tal elección por la experiencia, observando las bases de datos de buques de similar peso muerto, ya sean petroleros, como bulk carriers. Por ello resulta recomendable esta elección.

Las principales características de este motor son las siguientes:

MAN B&W

S70

L _{min} :		5 cyl.	6 cyl.	7 cyl.	8 cyl.
Mark 8	mm	8,308	9,498	10,688	11,878
Dry mass:					
ME-C/GI8	t	451	522	587	662
MC-C8	t	480	555	624	704

Siempre, según información suministrada por el propio fabricante.

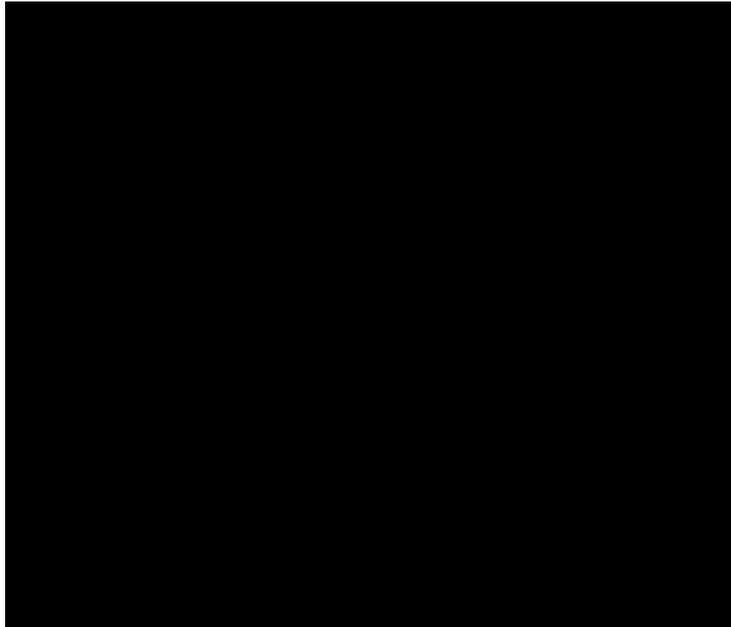


Tabla 5. 15 - Características principales del motor S70_MC-C8.

A continuación definiremos la potencia contractual de nuestro motor y para ello emplearemos una escala logarítmica.

En cuanto a la potencia BHP, ya que tenemos una hélice de palas fijas, se puede expresar como $P_{ot} = c \cdot n^3$ que se representa con una recta de pendiente 3 en nuestra escala logarítmica. Si trazamos una recta de estas características desde el punto R1 del diagrama del motor (curva de la hélice), el punto de corte de ésta con la curva potencia-rpm será el punto de la potencia contractual (Punto M o R_x). Este punto corresponde a 25312 BHP (MCR) y 91 rpm. Este punto corresponde a la hélice sin tener en cuenta el margen de mar y considerando el buque nuevo y el casco limpio. Este será nuestro punto de adaptado.

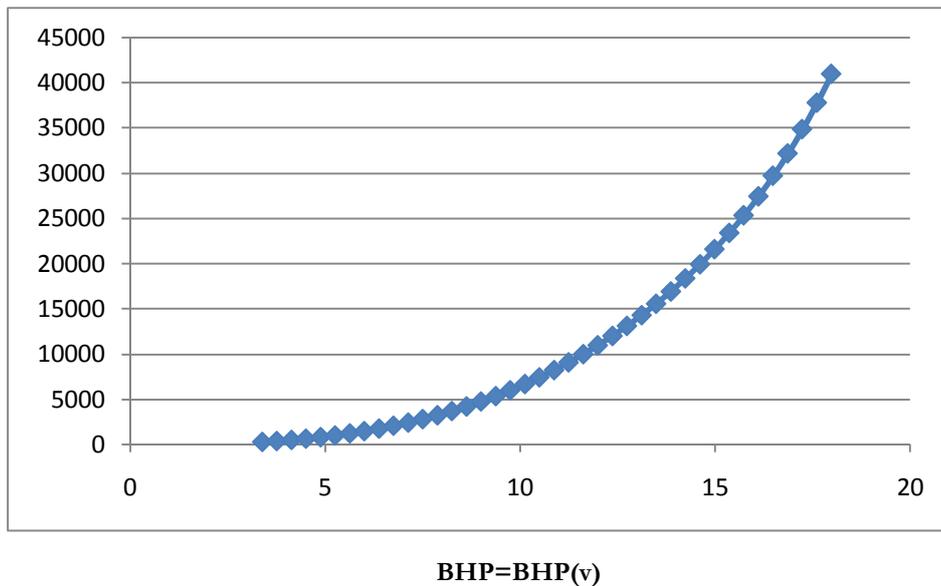
La potencia para pruebas de mar, ha de especificarse y para ello se considerará un 10% de margen de pruebas sobre la recta de la hélice, obteniendo el punto B que estará sobre una recta paralela a la curva nominal de la hélice que representa a la misma, pero sin tener en cuenta el margen de mar.

Finalmente, tendremos en cuenta la ligereza de la hélice para poder proporcionar una reserva suficiente de par por si hubiera que conseguir la potencia máxima en condiciones desfavorables. Este último punto se representa como D.

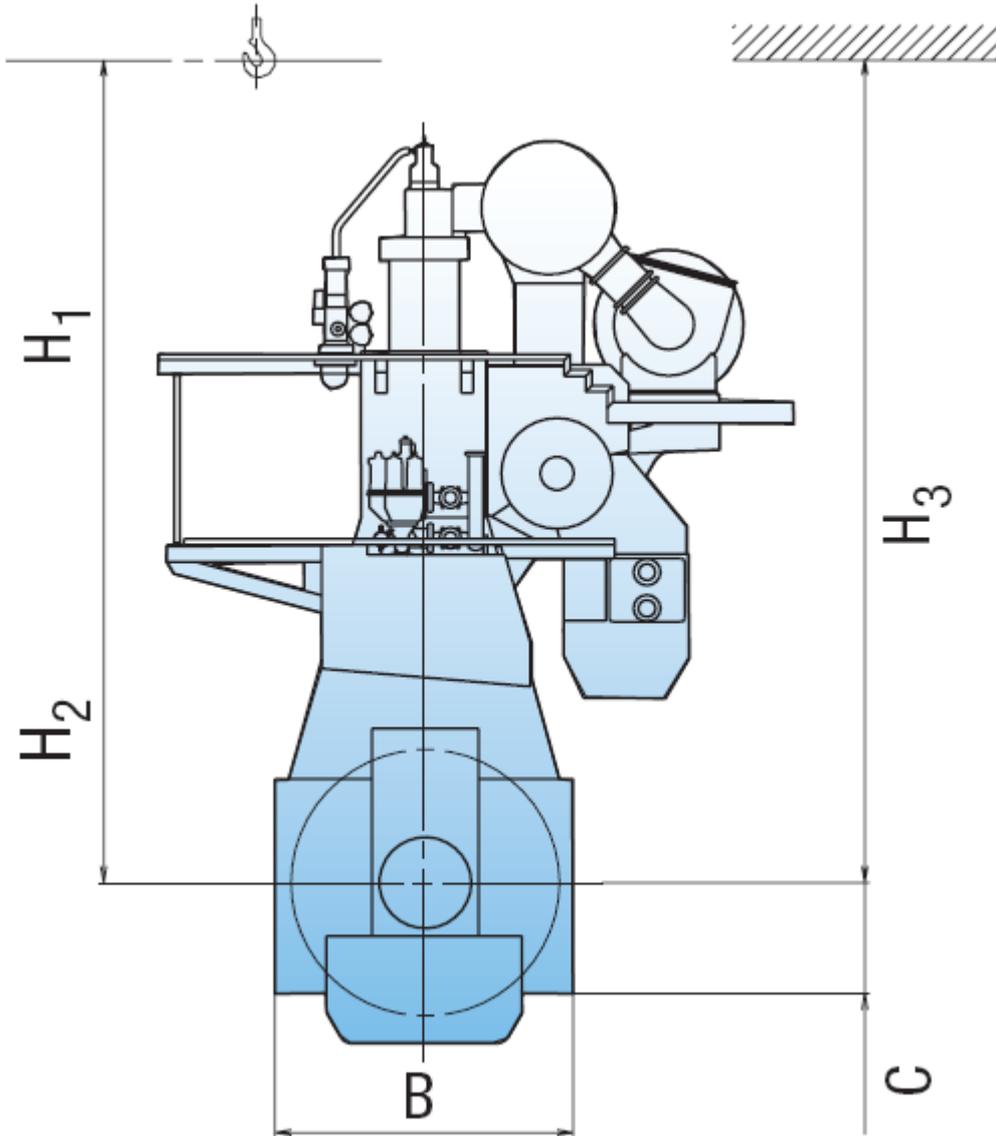


Gráfica 5. 2 - Elección del punto de trabajo del motor

Una vez conocido el rendimiento total, podemos elaborar una grafica que marca la potencia en BHP requerida al motor dada una velocidad en nudos.



A continuación incluimos también un esquema del motor seleccionado, en el que se especifican las dimensiones del mismo.



Dimensions:		A	B	C	H ₁	H ₂	H ₃
ME-C/GI8	mm	1,190	4,390	1,520	12,550	11,675	11,475
MC-C8	mm	1,190	4,390	1,520	12,475	11,675	11,425

Siempre, según catálogo del fabricante.

5. DISEÑO DEL TIMON

El diseño del timón pretende proyectar un timón que proporcione al buque unas condiciones mínimas aceptables de maniobrabilidad, que quedan reflejadas en lo siguiente:

- Capacidad de evolución: es la relación entre el diámetro de giro y la eslora del buque. Cuanto más pequeño sea este valor, para un eslora fija, menor será el diámetro de evolución y por lo tanto mejor maniobrabilidad presentará el buque.
- Estabilidad en ruta: este factor determina la estabilidad del rumbo del buque con el timón “a la vía”; y
- Facilidad de cambio de rumbo: este es un criterio de valoración ante la respuesta del buque cuando el timón se mete a una banda. Se define el avance como la relación que mide la longitud de giro del buque. Cuanto menor sea ésta, mejor comportamiento tendrá el buque en cuanto a maniobrabilidad.

5.1. Parámetros de diseño del timón

5.1.1. Altura del timón (h)

Es la dimensión vertical del timón y normal al flujo entrante. La altura máxima del timón viene fijada por la altura del vano del codaste medida en la mecha del timón (H). Así pues, la distancia mínima entre el canto alto del timón y el casco debe ser el 6% de esta altura, mientras la distancia del canto bajo de éste a la línea de base será al menos un 8% de esta altura. Por lo tanto:

$$h_{\text{MAX}} = (1 - 0,06 - 0,08) \cdot H$$

Por otra parte, D. Gonzalo Pérez recomienda que para timones sin talón, como es nuestro caso, la altura mínima del timón esté condicionada por el diámetro de la hélice según la expresión:

$$h_{\text{MIN}} = 1,15 \cdot D$$

En nuestro caso específico, la altura H es de 15,57m, con lo que las alturas máximas y mínimas del timón son respectivamente 13,39m. y 9,43m. Optamos finalmente por un valor de 10,68 m. de altura, tal y como se puede apreciar en el plano de disposición general del cuadernillo 3.

5.1.2. Cuerda (c) y espesor (t)

Se trata de las dimensiones principales a la hora de describir el timón, que son la paralela al flujo entrante (c) y la perpendicular a crujía (t).

5.1.3. Relación de alargamiento (λ)

Viene dado por el cociente entre la altura y la cuerda del timón:

$$\lambda = \frac{h}{c}$$

Esta relación debe variar entre 1,4 y 2,0. El límite inferior tiene por objeto que el par en la mecha no sea demasiado grande, y el superior viene obligado por el hecho de que no haya desprendimiento de flujo.

5.1.4. Relación de espesor (E)

Viene dado por el cociente entre el espesor y la cuerda del timón:

$$E = \frac{t}{c}$$

Los límites inferior y superior de variación de esta relación son 0,15 y 0,23 respectivamente. En esta ocasión el mínimo viene determinado por problemas de desprendimiento del flujo en el timón y el máximo por el buen funcionamiento de la hélice. Se debe tener en cuenta que, si el espesor del timón es demasiado grande, se pueden producir fenómenos de bloqueo del flujo que sale de la hélice con el consiguiente mal funcionamiento del timón.

5.1.5. Área del timón (Ar)

Su valor es el producto de la cuerda por la altura y viene dado por la expresión:

$$A_r = h \cdot c$$

Para este tipo de buques se considera que la relación $\frac{A_r}{0,01 \cdot L \cdot T} \in [1,3;1,9]$.

Seleccionamos un valor de 1,6 y así podemos calcular el valor del área del timón, que resulta ser 66.2 m². Como h=10,68 m, la cuerda c=6,742 m.

5.1.6. Relación de compensación

Es el cociente entre el área situada a proa de la mecha del timón y el área del timón. Se estudiará este concepto en profundidad más adelante.

5.2. Cálculos de dimensionamiento

La cuerda del timón puede calcularse fácilmente a partir de la altura y el área del timón que ya han sido calculados puesto que el área es el producto de la altura por la cuerda. Por lo tanto:

$$c = \frac{A_r}{h} = 6,742 \text{ m.}$$

La relación de alargamiento es el cociente entre la altura y la cuerda del timón por lo que su valor ya puede calcularse según la expresión:

$$\lambda = \frac{h}{c} = 1,584$$

Para calcular la relación entre el espesor y la cuerda (E = relación de espesor) será necesario imponer la condición de que el ángulo de desprendimiento de flujo sea superior a 35° para que el desprendimiento se produzca para un ángulo que esté fuera de los márgenes de trabajo del timón. Este ángulo puede calcularse con ayuda de la siguiente expresión:

$$\theta_{des} = 7,11 \cdot (1 + 7 \cdot E) \cdot \left(1 + \frac{1,25}{\lambda}\right) \cdot \left(1 + 0,048 \cdot \sqrt{\ln\left(1 + \frac{8}{\pi} \cdot \frac{K_T}{J^2}\right)}\right) \cdot \frac{h}{D}$$
$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{0,3724}{0,249^2} = 6,0063$$

$$\lambda = 1,584$$
$$h = 10,68\text{m.}$$
$$D = 8,2 \text{ m.}$$

De este modo se dispone de una expresión que proporciona al proyectista el ángulo de desprendimiento en función del valor de la relación de espesor (E). Variando este parámetro entre sus límites recomendados en el epígrafe anterior [0,15 – 0,23] se obtienen los resultados que se muestran en la tabla incluida en la página siguiente:



Tabla 5. 16 - Espesor vs. ángulo de desprendimiento del timón

Se observa que en todos los casos el ángulo de desprendimiento resulta ser superior a 35°. Para tratar de conseguir un timón lo menos pesado posible y por tanto exigir una menor potencia del servo, se elige una relación de espesor de 0,15 que cumple con seguridad la condición de que el ángulo de desprendimiento de flujo sea superior a 35°.

Por lo tanto, si $E = 0,15$ ya puede calcularse el valor del espesor, puesto que se dispone del valor de la relación entre el espesor y la cuerda. Así pues:

$$t = E \cdot c = 0,15 \cdot 6,742 = 1,0113 \text{ m.}$$

Los parámetros del timón se recogen en la siguiente tabla:

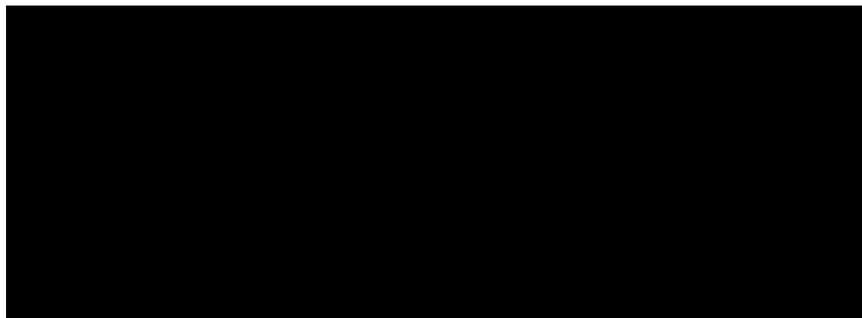


Tabla 5. 17 - Parámetros del timón

5.3. Relación de compensación

Como ya hemos mencionado, la relación de compensación se define como la relación que hay entre el área que se encuentra a proa de la mecha del timón y el área total del timón. Se calculará a continuación una serie de valores que permitirán el cálculo de la relación de compensación.

5.3.1. Centro de presiones en la pala del timón

Siendo x la distancia del centro de presiones al canto de proa del timón, su valor viene dado por la siguiente expresión, donde θ es el ángulo de giro del timón y c es la cuerda del mismo:

$$\frac{x}{c} = (1 - A \cdot \theta) \cdot (B + C \cdot \theta)$$

$$A = 0,00428$$

$$B = \frac{L}{L + 2,25} \cdot \frac{2,166 \cdot E}{1 + 0,644 \cdot \left(1 - e^{-\frac{0,375 \cdot K_T}{J^2}}\right)} = 0,1961$$

$$C = \left(1,268 - 3,6 \cdot E - 0,0083 \cdot \frac{K_T}{J^2}\right) \cdot 10^{-2} = 0,00034135$$

La expresión de x/c resulta pues:

$$\frac{x}{c} = (1 - 0,00428 \cdot \theta) \cdot (0,1961 + 0,00034135 \cdot \theta)$$

5.3.2. Cálculo del par en la mecha del timón

Si x_0 es la distancia desde la mecha del timón hasta el canto de proa del mismo, el valor del par necesario para mover el timón hasta un cierto ángulo viene dado por la siguiente expresión que resulta de tomar momentos de la fuerza normal (perpendicular al plano de simetría del timón) aplicada en el centro de presiones respecto del eje de giro del timón. Por lo tanto:

$$Q = F_N \cdot \left(\frac{x}{c} - \frac{x_0}{c}\right) \cdot c$$

$$F_N = \frac{F_T}{c \cdot \cos \theta} \approx cte' \cdot \theta$$

donde el valor de c varía en función del ángulo de trabajo del timón según la siguiente ley:

- $c = 1$ si $\theta < 20^\circ$
- $c = 1,1$ si $20^\circ < \theta < 35^\circ$

La aproximación para simplificar los cálculos se hace en virtud de la consideración anterior del valor de c . Por lo tanto el rango de ángulos de trabajo del timón varía entre los siguientes valores:

- $c \cdot \cos \theta = 0,901$ considerando $c = 1,1$ y $\theta = 35^\circ$
- $c \cdot \cos \theta = 1,000$ considerando $c = 1,0$ y $\theta = 0^\circ$

5.3.3. Superficie de compensación

La superficie de compensación se calcula de manera que el tamaño y potencia del servomotor sea el mínimo posible. El par que demanda el timón es función del ángulo de giro y su valor máximo dentro del rango de variación del timón se produce cuando $\theta = 35^\circ$.

Las expresiones que se utilizarán para minimizar la potencia del servomotor son las que se muestran a continuación, donde se calcula el valor mínimo del par (buscando que se anule la expresión de la derivada del par respecto del ángulo de giro para el ángulo de par máximo esperado):

$$Q = cte' \cdot c \cdot \theta \cdot \left((1 - A \cdot \theta) \cdot (B + C \cdot \theta) - \frac{x_0}{c} \right)$$

$$Q = cte' \cdot c \cdot \left(\left(B - \frac{x_0}{c} \right) \cdot \theta + (C - A \cdot B) \cdot \theta^2 - A \cdot C \cdot \theta^3 \right)$$

$$\left. \frac{dQ}{d\theta} \right|_{\theta=35} = 0 \Rightarrow 3 \cdot A \cdot C \cdot \theta^2 - 2 \cdot (C - A \cdot B) \cdot \theta - \left(B - \frac{x_0}{c} \right) \Big|_{\theta=35} = 0$$

Operando en las expresiones anteriores se obtiene la posición de la mecha del timón contada a partir del canto de proa del mismo. Es resultado final es el siguiente:

$$\frac{x_0}{c} = B - 3 \cdot A \cdot C \cdot \theta^2 + 2 \cdot (C - A \cdot B) \Big|_{\theta=35^\circ} = 0,18973$$

$$x_0 = 0,18973 \cdot c = 1,2792 \text{ m.}$$

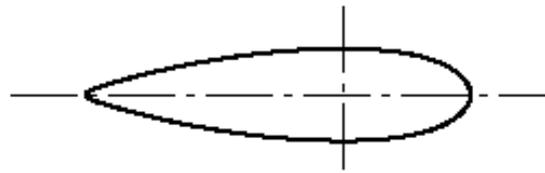
Conocida la posición de la mecha del timón puede obtenerse la relación de compensación del timón diseñado.

$$A_f = x_0 \cdot h = 13,6617 \text{ m}^2$$

$$R_c = \frac{A_f}{A_r} \cdot 100 = 18,972\%$$

5.3.4. Desarrollo del timón

Para el perfil del timón empleamos uno tipo NACA. En nuestro caso tomamos el NACA 0023. Este perfil es uno simétrico (las dos primeras cifras son ceros, lo cual significa que la curvatura es nula) El máximo espesor de este perfil se da la 30% de la cuerda, siendo el 100% de la misma el borde de proa del perfil El desarrollo del perfil del timón puede verse resumido en la siguiente tabla:



Normal profile

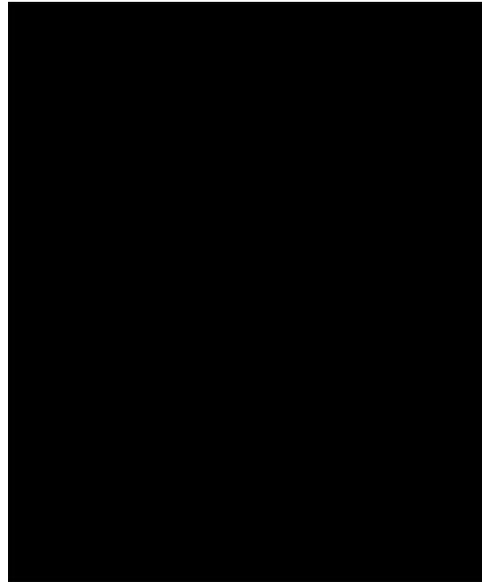


Tabla 5. 18 - Perfil NACA del timón

5.4. Comprobación de la maniobrabilidad

Antes de realizar las comprobaciones relativas a las características de maniobrabilidad mencionadas es necesario realizar algunos cálculos anteriores de ciertas magnitudes que serán empleadas más adelante.

El primer valor a calcular es la fuerza tangencial sobre el timón, que es perpendicular al plano de crujía del buque. Su evaluación puede realizarse con ayuda de la siguiente expresión:

$$F_T = \frac{1}{2} \cdot C_{FT} \cdot \rho \cdot A_r \cdot v_A^2$$

donde F_T es el valor de la fuerza tangencial calculada, ρ es la densidad del agua de mar (1026 kg/m^3), A_r es el área del timón y v_A es el valor de la velocidad del flujo (en m/s). La velocidad del flujo se define como $v_A = v \cdot (1 - w)$, siendo v la velocidad de avance del buque en m/s, es decir, $v_A = 3,46786 \text{ m/s}$.

En la expresión anterior es necesario conocer el valor del coeficiente adimensional C_{FT} , que puede calcularse con ayuda de la siguiente expresión:

$$\frac{C_{FT}}{\vartheta} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda}{2,55 + \lambda} \cdot (1 - 0,35 \cdot E) \cdot \left(1 + \frac{8}{\pi} \cdot \frac{K_T}{J^2} \cdot \frac{D}{h} \right) \cdot \frac{C_b + 0,3}{1 + 1,214 \cdot \left(1 - e^{-0,3 \frac{K_T}{J^2}} \right)}$$

donde θ es el ángulo del trabajo del timón y D/h es la relación entre el diámetro de la hélice y la altura del timón. Haciendo los cálculos pertinentes, esta expresión es igual a 16,2832.

Seguidamente se calculará el valor de la fuerza normal que es perpendicular al plano de simetría del timón y, por ello, la responsable del par que se produce en la mecha. Su valor condiciona el dimensionamiento del servomotor y puede ser calculado a partir de la fuerza tangencial con ayuda de la siguiente expresión, que ya ha aparecido previamente:

$$F_N = \frac{F_T}{c \cdot \cos \vartheta}$$

Cabe decir al respecto que experimentalmente se sabe que si el ángulo del timón es menor de 20° la fuerza normal y la tangencial son prácticamente iguales.

Para evaluar la maniobrabilidad conseguida con el timón en fase de proyecto se aplican fórmulas deducidas de un análisis estadístico de buques construidos y simulaciones matemáticas de los movimientos del buque.

A continuación se comprobarán las características de maniobrabilidad.

5.4.1. Facilidad de gobierno

Esta cualidad engloba a otras, como la estabilidad dinámica, la rapidez de respuesta y la estabilidad en ruta, siendo esta última la más importante y que se puede definir como la habilidad para mantener al buque en una ruta determinada, actuando sobre el timón.

Las maniobras que definen este concepto son básicamente la maniobra de zig-zag y la maniobra en espiral (que da información sobre la posible existencia de un ciclo de histéresis y sus dimensiones).

El criterio de Gertler determina el ancho del ciclo de histéresis y considera que el valor de la anchura máxima del ciclo deberá ser de 4° . La expresión del criterio anterior es la siguiente:

$$a = 18,12 - \frac{46,43}{T_m}$$

donde a es el ancho del ciclo de histéresis en grados y T_m es el índice de Nomoto. Operando en la expresión anterior se obtiene que como a no puede ser mayor de 4° , esta condición es equivalente a que $\frac{1}{T_m} \geq 0,305$. Este parámetro es el índice representativo de la rapidez de respuesta del buque al ciclo de histéresis.

Conocido el índice de Nomoto podrá realizarse la valoración de esta propiedad de maniobrabilidad del buque de proyecto con el timón diseñado. Se muestran a continuación una serie de cálculos previos para poder obtener dicho índice. En los cálculos que siguen a continuación se supondrá que el buque tiene trimado nulo ($T_{PP} = T_{PR}$):

$$F = \frac{C_{FT}}{\theta} \cdot (1-w)^2 \cdot \frac{A_r}{L_{PP} \cdot T} \cdot \frac{L_{PP}}{B} \cdot \frac{1}{C_b^2} \cdot \left(1 + 25 \cdot \frac{T_{PP} - T_{PR}}{L_{PP}}\right) = 0,370269$$

$$\frac{l_1}{L_{PP}} = 0,27 + 0,258 \cdot (F + 0,38)^{0,39} = 0,50065$$

$$G = 0,193 \cdot \frac{L_{PP}}{B} \cdot \frac{1}{C_B^2} \cdot \left(1 + 25 \cdot \frac{T_{PP} - T_{PR}}{L_{PP}}\right) = 1,4976$$

$$d_1 = \frac{l_1}{L_{PP}} - \left(0,5 + \frac{x_{CC}}{L_{PP}}\right) = -0,1890794$$

Una vez calculados estos parámetros ya puede obtenerse el índice de Nomoto a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{T_m} = \frac{d_1}{K_i^2 + K_j^2} \cdot (1 + G) = -5,142879 < 0,305$$

donde $K_i = 0,24$ es el radio de inercia de la masa del buque y $K_j = 0,185$ es el radio de inercia del agua arrastrada. Sus valores son recomendados por el profesor D. Antonio Baquero en su Tesis Doctoral.

Por lo tanto, según los cálculos anteriores, se cumple con los requisitos de estabilidad en ruta para el buque de proyecto.

5.4.2. Facilidad de evolución

Este concepto está relacionado con el espacio físico que necesita el buque para realizar un fuerte cambio de rumbo, al menos de 180°. En estas condiciones el régimen de giro es permanente, al haber adquirido un valor constante las fuerzas que actúan sobre la carena.

La facilidad de evolución de un buque se mide por la relación entre el diámetro de giro y la eslora cuando el timón se mete a una banda 35°. Un valor apropiado para esta característica debe ser inferior al dado por la siguiente expresión:

$$\frac{D_G}{L_{PP}} < 7,2 - 5 \cdot C_b = 7,2 - 5 \cdot 0,828 = 3,06$$

El cálculo de la facilidad de evolución se realiza con las fórmulas que se muestran a continuación para un ángulo de trabajo del timón de 35°:

$$\left. \frac{F_N}{\theta} \right|_{\theta=35^\circ} = \frac{\frac{F_T}{\theta}}{1,1 \cdot \cos 35} = \frac{1}{1,1 \cdot \cos 35} \cdot \frac{C_{FT}}{\theta} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_R \cdot V_A^2 = 8.028.156,711$$

$$\left. \frac{D_G}{L_{PP}} = \frac{2}{\sin(2 \cdot \theta)} \cdot 0,024 \cdot \frac{L_{PP}}{B} \cdot \frac{1}{C_B^2} \cdot \frac{M \cdot v^2}{\frac{F_N}{\theta} \cdot L_{PP}} \cdot \left(1 + 25 \cdot \frac{T_{PP} - T_{PR}}{L_{PP}} \right) \right|_{\theta=35^\circ} = 0,3475267$$

donde M es el peso en rosca del buque en kg (28.545.870 kg) y v es la velocidad del buque en m/s (8,09875m/s).

A la vista del resultado obtenido se demuestra que el buque de proyecto también cumple con el criterio de facilidad de evolución.

5.4.3. Facilidad de cambio de rumbo

Este último concepto engloba a los dos anteriores y mide la habilidad del buque para cambiar de ruta o trayectoria en el menor espacio y con la mayor rapidez posible.

Las estimación de las características de maniobrabilidad reguladas por la O.M.I. son las siguientes:

5.4.3.1. Diámetro de giro

La expresión que determina el diámetro de giro es la siguiente:

$$D_G = L \cdot \left(4,19 - 203 \cdot \frac{C_B}{\theta} + 47,4 \cdot \frac{T_{PP} - T_{PR}}{L_{PP}} - 13 \cdot \frac{B}{L_{PP}} + \frac{194}{\theta} - 35,8 \cdot \frac{A_r}{L_{PP} \cdot T} \right) \Bigg|_{\theta=35^\circ} = 524,4525$$

m.

5.4.3.2. Diámetro táctico

Según la circular MSC.137(76) de la O.M.I. (“Normas sobre maniobrabilidad de buques”), el diámetro táctico no debe exceder 5 veces la eslora en la curva de evolución (1.370m.). La expresión para calcular este dato es:

$$D_T = L_{PP} \cdot \left(0,91 \cdot \frac{D_G}{L_{PP}} + 0,234 \cdot \frac{v}{\sqrt{L_{PP}}} + 0,675 \right) = 687,71 \text{ m.}$$

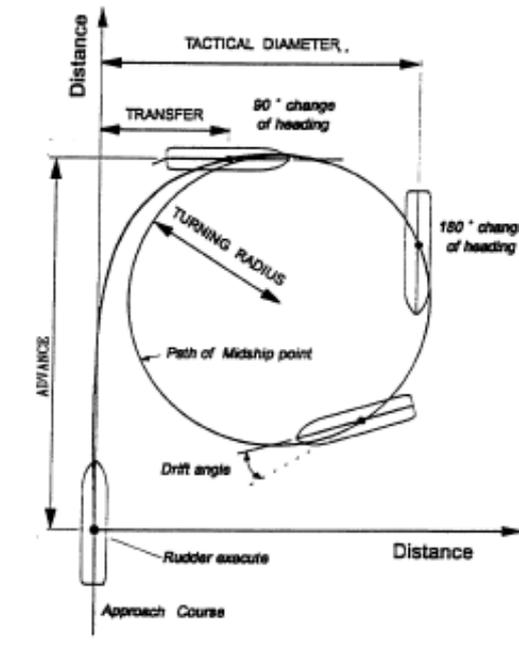
5.4.3.3. Avance

Según la misma referencia anterior, el avance no será superior al valor de 4,5 veces la eslora en la curva de evolución (1.233m.)

$$ADVC = L_{PP} \cdot \left(0,519 \cdot \frac{D_T}{L_{PP}} + 1,33 \right) = 710,701m.$$

5.4.3.4. Caída o transferencia

$$TRANS = L_{PP} \cdot \left(0,497 \cdot \frac{D_T}{L_{PP}} - 0,065 \right) = 324,5018m.$$



Gráfica 5. 3 - Diagrama de maniobrabilidad

5.5. Potencia del servomotor

El servomotor del timón deberá ser capaz de pasar de una banda a otra (más exactamente de 35° a una banda a 30° a la opuesta) en 28 segundos como máximo. Esto requiere una velocidad angular media de:

$$\omega = \frac{(35 + 30) \cdot \frac{\pi}{180}}{28} = 0,0405 \text{ rad/s}$$

La fuerza lateral sobre el timón actuando sobre el centro de presiones se determinará por la expresión facilitada por la reglamentación de L.R.S. (Parte 3, capítulo 13, sección 2):

$$P_L = 132 \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot C_{TH} \cdot A_R \cdot v^2 \text{ (N)}$$

siendo c_1 , c_2 y c_3 tres coeficientes definidos por la Sociedad de clasificación, C_{TH} el coeficiente de empuje, que se toma como 1, A_R el área del timón (m^2) y v la velocidad del buque (kn). Haciendo cálculos, la fuerza sobre el timón es de 1.637,15 kN .

El par que produce esta fuerza en la mecha del timón es:

$$M_T = P_L \cdot c \cdot \left(\alpha - \frac{A_f}{A_r} \right) (\text{N}\cdot\text{m})$$

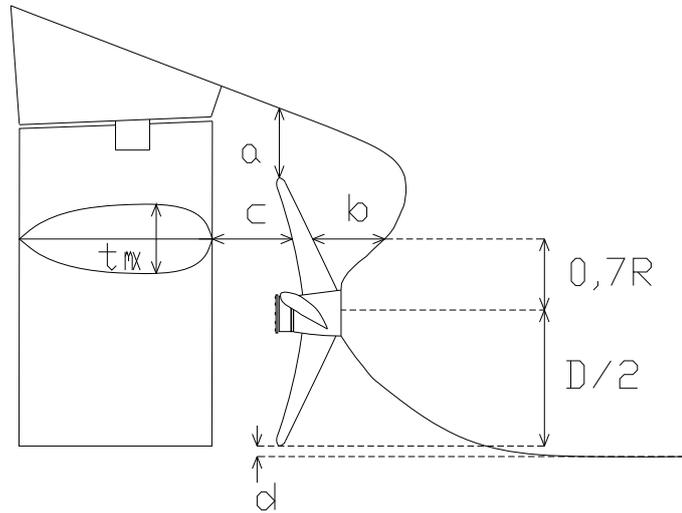
siendo c la cuerda del timón (m), α otro coeficiente dado por la normativa y A_f el área del timón a proa de la mecha (m^2). Tras realizar los cálculos, obtenemos un par de 1.134,5 kN·m.

Tomando un 5% de margen en este valor, la potencia absorbida por cada una de las dos bombas hidráulicas que accionan el timón, suponiendo un rendimiento de 0,65, es de:

$$P_{SERVO} = c_s \cdot \frac{M_T \cdot \omega}{\eta} = 1,05 \cdot \frac{1.134.500 \cdot 0,0405}{0,65} = 74,23 \text{ kW}$$

6. CROQUIS DEL PERFIL DEL CODASTE, PROPULSOR Y TIMON

Elegimos un codaste abierto y se representan los huelgos exigidos por la sociedad de clasificación en la siguiente ilustración:



Gráfica 5. 4 - Croquis codaste

Huelgos	LR (m)	Real (m)
a	2,06	3,95
b	3,095	3,095
c	0,984	1,56
d (% a L.B.)	0,246	0,4

Tabla 5. 19 - Huelgos codaste

De la tabla anterior podemos observar que tanto la hélice como el timón seleccionados a lo largo del cuadernillo, cumplen los requisitos de distancias mínimas dictadas por la sociedad de clasificación.



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº6:

Resistencia estructural.

Proyecto nº:	1748
Tutor:	D. Francisco Alonso Thous
Alumnos:	D. Guillermo Zamarripa Solano D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1.- Introducción.....	3
1.1.- Descripción general de la estructura.....	3
1.2.- Materiales empleados.....	4
1.3.- Parámetros generales de escantillonado.....	5
2.- Acero longitudinal.....	6
2.1.- Planchas del forro exterior.....	6
2.2.- Refuerzos del forro exterior.....	8
2.3.- Planchas del doble casco.....	12
2.4.- Refuerzos del doble casco.....	13
2.5.- Vagras y palmejares.....	13
3.- Resistencia longitudinal.....	17
3.1.- Momentos flectores.....	18
3.2.- Esfuerzos cortantes.....	21
4.- Acero transversal.....	23
4.1.- Transversales de fondo.....	23
4.2.- Transversales de costado y de cubierta.....	23
4.3.- Refuerzos transversales del pantoque.....	23
4.4.- Escantillonado de los mamparos transversales.....	24
5.- Modulo resistente de la cuaderna maestra.....	26
6.- Tabla resumen de la cuaderna maestra.....	26

1. INTRODUCCION.

En este cuadernillo se va a desarrollar el cálculo de la cuaderna maestra del buque siguiendo los criterios del Lloyd's Register of Shipping (L.R.S.), tanto para los cálculos de resistencia general como local. Para cada caso se hará referencia a la regla que se use. Para los cálculos comunes a todos los buques se ha seguido lo dispuesto en la Parte 3 del L.R.S., y para los cálculos concretos que se refieren al buque particular se ha seguido lo dispuesto en la Parte 4; Capítulo 9.

Se trata de un proceso iterativo cuyo objetivo final es el escantillonado de la cuaderna maestra de modo que su módulo resistente sea mayor al módulo resistente mínimo exigido por las reglas de la Sociedad de Clasificación (L.R.S.).

Se parte de unos valores iniciales de espesores de planchas y módulos de refuerzos teniendo en cuenta los mínimos exigidos por el reglamento. Se dimensionan los elementos estructurales que contribuyen a la resistencia longitudinal. Se calcula el módulo resistente de la cuaderna maestra y se compara con el valor mínimo obtenido mediante la aplicación del reglamento. Si el módulo resistente de la cuaderna maestra resulta ser inferior al módulo resistente mínimo, se procede a reforzar el escantillón.

1.1. Descripción general de la estructura

La estructura del casco ha de calcularse de forma que proporcione una resistencia longitudinal que equilibre los esfuerzos longitudinales y una resistencia transversal para los transversales, y aunque esta última es mínima respecto al total, requiere su cálculo. Los elementos que intervienen en el cálculo son aquellos que son continuos para el 40% de la eslora.

Dicha estructura es continua, y se compone de un fondo (y doble fondo), los costados (interior y exterior), pantoque, cubierta, y un mamparo longitudinal que separa las bodegas de carga en 2 tanques. Todo esto conforma la viga casco. Cada estructura aislada ha de estar compuesta de planchas y elementos de soporte que tienen como misión reducir el escantillón de la plancha, al mismo tiempo que aislar las resistencias longitudinal y transversal. Además, comentar que la brusca en su punto máximo de crujiá, es de 0.3 m.

La estructura elegida para la zona de carga del buque es longitudinal. De esta forma, los elementos secundarios, son longitudinales, serán continuos en dichas zonas y estarán soportados por los primarios. Los elementos primarios son los que constituyen el anillo transversal.

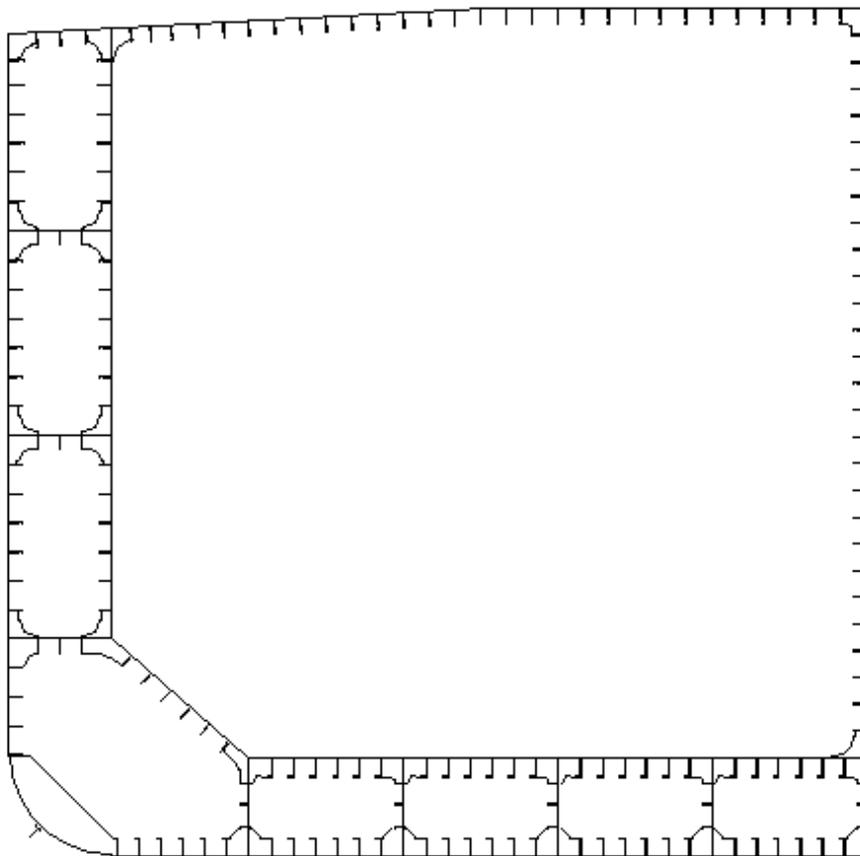
La estructura adoptada es de doble casco, consistente en un doble fondo de 2.9 m y un doble costado de 3 m. La disposición de doble casco se ha elegido para cumplir con la legislación vigente para el transporte de este tipo de mercancías.

La zona de cámara de máquinas tiene estructura transversal y el doble fondo estará constituido por una estructura altamente rígida, con varengas en cada cuaderna que soportarán los esfuerzos generados por el motor principal. Las vagras de la cámara de máquinas estarán dispuestas de forma que estén alineadas con el polín del propulsor

y constituirán los límites de los tanques dispuestos en el plano de la cámara de máquinas.

Los piques de proa y de popa tendrán una estructura transversal, también con varengas en cada cuaderna. Las zonas que soporten altos esfuerzos, como los polines del servomotor, la zona bajo maquinaria de cubierta, etc, estarán adecuadamente reforzadas. En la zona de proa se producen aumentos de presión debido a los pantocazos del buque en su avance, para ello se reforzará convenientemente el fondo y además presentará un mayor espesor en el forro. Las vagras, varengas y bulárcamas tendrán los aligeramientos necesarios para permitir el acceso a todas las zonas del buque.

A continuación se muestra un croquis de la cuaderna maestra :



1.2. Materiales empleados

Una vez realizados los cálculos, no se ha encontrado ninguna razón por la que emplear acero de alto límite elástico, ya que aunque hace unos años era la tendencia, posteriormente se ha comprobado algunas de las ventajas de emplear acero dulce naval:

- Mejor comportamiento del acero dulce ante el pandeo, ya que al usar acero dulce se necesitan espesores mayores en las planchas. Se evita así la causa más común del colapso de la estructura.

- Mejor comportamiento del acero dulce ante la fatiga, ya que las tensiones en éste son menores que en el acero de alta resistencia.
- Facilidad de acopio de material en reparaciones. Más económico, dado que la corrosión tanto en acero dulce como en acero de alta resistencia es la misma.
- Facilidad de soldadura.

Por tanto, usaremos acero dulce naval con un límite elástico $\sigma_0=235 \text{ N/mm}^2$ y un módulo de Young $E=206.000 \text{ N/mm}^2$, para toda la cuaderna maestra del buque proyecto.

En cuanto a la calidad del acero, nuestra sociedad de clasificación (P3;Ch2,S2) especifica que el acero debe tener una calidad mínima en determinadas zonas con determinados espesores. Se adjunta una tabla de las calidades elegidas:

Calidades aceros	Zonas
B	Fondo, doble fondo y tolva
D	Pantoque y quilla
A	Resto de zonas

1.3. Parámetros generales de escantillonado

Los principales parámetros reglamentarios del buque que se necesitan para el escantillonado de la cuaderna maestra son los siguientes:

Eslora reglamentaria, $L_{\text{REGLAMENTO}}$, que es la distancia, en la flotación de verano, desde la parte trasera del timón hasta la cara de proa de la roda. No será mayor del 97% de la eslora total del buque a ese calado, ni menor del 96%. Teniendo en cuenta que:

$$L_{\min} = 0,96 \cdot L_{\text{WL}} = 261.6 \text{ m}$$

$$L_{\max} = 0,97 \cdot L_{\text{WL}} = 264.3 \text{ m}$$

Tomaremos por tanto $L_{\text{REGLAMENTO}} = 264.3 \text{ m}$.

Recordamos pues junto con la eslora de reglamento el resto de valores que necesitaremos y fueron calculados en cuadernillos anteriores.

Parametros de escantillonado (m)		
Eslora de reglamento	L reg	264.3
Eslora entre perpendiculares	Lpp	266
Manga	B	50
Puntal	D	24.1
Calado de escantillonado	d	18
Coficiente de bloque	Cb	0.828

2. ACERO LONGITUDINAL

2.1 PLANCHAS DEL FORRO EXTERIOR

Para el cálculo del espesor mínimo (t_{\min}) de las planchas del forro y todas las demás se aplican las reglas especiales para petroleros de doble casco recogidas en la Parte 4, Capítulo 9, Sección 4.

2.1.1 Planchas de cubierta

Espesores

Se realizará aquí todo el cálculo para llegar al espesor recomendado por el L.R.S. Según la norma del L.R.S., el mínimo exigido es :

$$t_{\min} = \frac{s}{J} + 2 \quad (\text{mm})$$

Siendo :

- $s = 750$ mm (espaciado entre refuerzos secundarios, es decir, longitudinales). Según el L.R.S.(P4;Ch9;S4.2.1) no debe ser menor de $470 + \frac{L}{0,6} = 913.3 \text{ mm}$, o 700mm, la cantidad de las dos que menor sea.

$$J = 1720,5 \cdot \sqrt{\frac{1 - \frac{1}{\alpha}}{\sigma_0}} = \left\{ \alpha = \frac{\sigma_0}{\sigma_C} \right\} = \left\{ \sigma_C \equiv \text{máx}(\sigma_D; \sigma_B) \right\} = 71.37$$

Siendo a su vez :

- σ_D y σ_B , tensiones máximas en la cubierta y en el fondo respectivamente y definidas en el L.R.S.(P3;Ch4;S5.1.1.), valen 168 N/mm² y 169,75 N/mm². En adelante para este tipo de parámetros, los subíndices D y B significarán cubierta y fondo respectivamente, es decir zonas por encima del eje neutro y zonas por debajo del eje neutro.
- F_D y F_B , factores de reducción local definidos en el L.R.S. (P3;Ch4;S5.1.1.) los cuales estimamos en 0,96 y 0,97 respectivamente, teniendo en cuenta los de otros proyectos similares, y que según el L.R.S.(P3;Ch4;S5.8.1) que no deben ser menores de 0,67 para planchas y 0,75 para refuerzos.

Teniendo en cuenta pues todo esto, el mínimo espesor de las planchas de cubierta sería :

$$t_{\min} = \frac{s}{J} + 2 = \frac{1000}{59,25} + 2 \cong 14.7 \text{ mm}$$

Según el L.R.S., para el espesor de estas planchas se tomaría la parte entera de este espesor mínimo, 19 mm, más 1, todo ello en milímetros. Como podemos, ver en nuestro caso superamos ese mínimo espesor.

Tomamos 24 mm para las planchas centrales y 22 mm para las demás planchas de cubierta.

2.1.2. Traca de cinta

El espesor mínimo será el mayor de los siguientes valores:

$$t_1 = \frac{s}{J} + 2 \cong 14.7 \text{ mm}$$

$$t_2 = 0,0042 \cdot s \cdot \sqrt{h_{T1} \cdot k} = 17.21 \text{ mm}$$

Siendo :

- s y J definidos anteriormente.
- $k = \frac{235}{\sigma_0} = 1$ ó 0,66, el que sea mayor, luego en nuestro caso

tomamos 1 (P3;Ch2;S1.2.3 y P4;Ch9;S1.5).

- $h_{T1} = T + C_w = T + (7,71 \cdot 10^{-2} \cdot L \cdot e^{-0,0044 \cdot L}) = 23.26 \text{ m}$ (esta cantidad es menor que $1.36 \cdot T = 22.98 \text{ m}$ como exigen las reglas en P4;Ch9;S4.2).

Luego la traca de cinta debe tener un espesor mayor de 17.21 mm. Como podemos, ver en nuestro caso superamos ese mínimo espesor con 22 mm.

2.1.3. Planchas del costado superior

El espesor mínimo será el mayor de los siguientes valores :

$$t_1 = 0,001 \cdot s \cdot (0.059 \cdot L_1 + 7) \cdot \sqrt{\frac{F_D}{k_L}} = 15,16 \text{ mm}$$

$$t_2 = 0,0042 \cdot s \cdot \sqrt{h_{T1} \cdot k} = 17.21 \text{ mm}$$

Siendo :

- L_1 : eslora del buque siempre que no sea mayor de 190 m, luego en nuestro caso tomaremos esta cantidad (P4;Ch9;S1.5).
- $k_L = 1$ (definida igual que k en el anterior apartado).
- El resto de los parámetros definidos anteriormente.

El espesor de la plancha es de 22 mm.

2.1.4. Planchas del costado inferior

El espesor mínimo será el mayor de los siguientes valores:

$$t_1 = 0,001 \cdot s \cdot (0.059 \cdot L_1 + 7) \cdot \sqrt{\frac{F_B}{k_L}} = 15.16 \text{ mm}$$

Para la parte superior del pantoque, espesores intermedios por interpolación:

$$t_2 = 0,0042 \cdot s \cdot \sqrt{h_{T1} \cdot k} = 17.21 \text{ mm}$$

$$t_3 = 0,0054 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{h_{T2} \cdot k}{2 - F_B}} = 20.27 \text{ mm}$$

Siendo $h_{T2} = T + 0,5 \cdot C_w = T + (7,71 \cdot 10^{-2} \cdot L \cdot e^{-0,0044 \cdot L}) = 20.08 \text{ m}$ (esta cantidad es menor que $1,2 \cdot T = 20.28 \text{ m}$, por tanto como exigen las reglas en P4;Ch9;S4.2 tomaremos como 22 m este parámetro.

El espesor instalado es de 22 mm.

2.1.5. Planchas del fondo y pantoque

En ambos casos, el espesor mínimo es el mayor de los siguientes:

$$t_1 = \frac{S}{J} + 2 \cong 14.7 \text{ mm}$$

$$t_3 = 0,0052 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{h_{T2} \cdot k}{1,8 - F_B}} = 20.27 \text{ mm};$$

cantidad que también superamos instalando planchas de 24 mm.

El pantoque no está reforzado longitudinalmente, y según la P4;Ch9;S4.6, el espesor de éste además no deberá ser inferior a:

$$\frac{R_B \cdot F_B}{165 \cdot k_L} = \frac{3000 \cdot 0.97}{165} = 17,64 \text{ mm}; \text{ siendo } R_B \text{ el radio del pantoque.}$$

Vamos a instalar un pantoque de 24 mm.

2.1.6. Planchas de la quilla

El espesor de la quilla debe de ser 2 mm superior al de las planchas del fondo. Se ha elegido un espesor de 26 mm.

Según la P4;Ch9;S4.7 el ancho de la quilla no deberá exceder 1800 mm, por lo tanto nos quedaremos con esa anchura.

2.2. REFUERZOS DEL FORRO EXTERIOR.

A continuación, se calcularán las dimensiones mínimas de los refuerzos de cada zona.

Para determinar el módulo resistente mínimo que deben tener los refuerzos, dividiremos el forro en fondo, cubierta y cada una de las planchas del costado. Para cada grupo de refuerzos se hallará un módulo mínimo (Z_{\min}) y en teoría se escogería el refuerzo tal que cumpliendo con este requisito con su plancha asociada, tenga menor peso.

El módulo mínimo requerido para todos los refuerzos longitudinales del forro exterior es el mayor de las siguientes expresiones (P4;Ch9;Tabla9.6.1) :

$$Z_1 = 0,056 \cdot s \cdot k \cdot h_1 \cdot l_c^2 \cdot F_1 \cdot F_s \quad (\text{cm}^3)$$

$$Z_2 = 0,0051 \cdot s \cdot k \cdot h_3 \cdot l_c^2 \cdot F_2 \quad (\text{cm}^3)$$

Donde los coeficientes varían según el grupo de refuerzos considerado y están definidos en P4;Ch4;S5.2.1. Para el buque-proyecto :

- $k = 1$ en acero dulce, que es el de nuestra cuaderna maestra y ya se definió anteriormente.

- h_0 , en metros, es la distancia en metros del punto medio del refuerzo a la parte alta del tanque. Consideraremos la brusca cuando proceda para obtener la solución más exigente.

- $h_1 = h_0 + \frac{D_1}{8}$ en metros :

Siempre y cuando no sea menor del mayor de:

$$h_1 = \frac{L_1}{56} \quad (\text{m})$$

$$h_1 = 0,01 \cdot L_1 + 0,7 \quad (\text{m})$$

Y tampoco sea mayor para el caso de los longitudinales del fondo de:

$$h_1 = 0,075 \cdot D + \frac{D_1}{8} \quad (\text{m})$$

D_1 es D pero sin ser menor de 10m ni mayor de 16m, luego en nuestro caso tomaremos 16m.

- h , en metros, es la distancia bajo cubierta del refuerzo, medida sobre el costado del buque.

- $h_3 = h_0 + 0.72 \cdot b_1$, donde b_1 se determinará en cada caso según la Tabla 9.5.3.. Para el caso de los refuerzos del fondo, tomaremos b_1 como la distancia del refuerzo más cercano a crujía, ya que según se indica en la tabla, nuestros tanques de lastre de babor y estribor están conectados con los de doble fondo. Además, para los longitudinales del fondo, no debe ser mayor de:

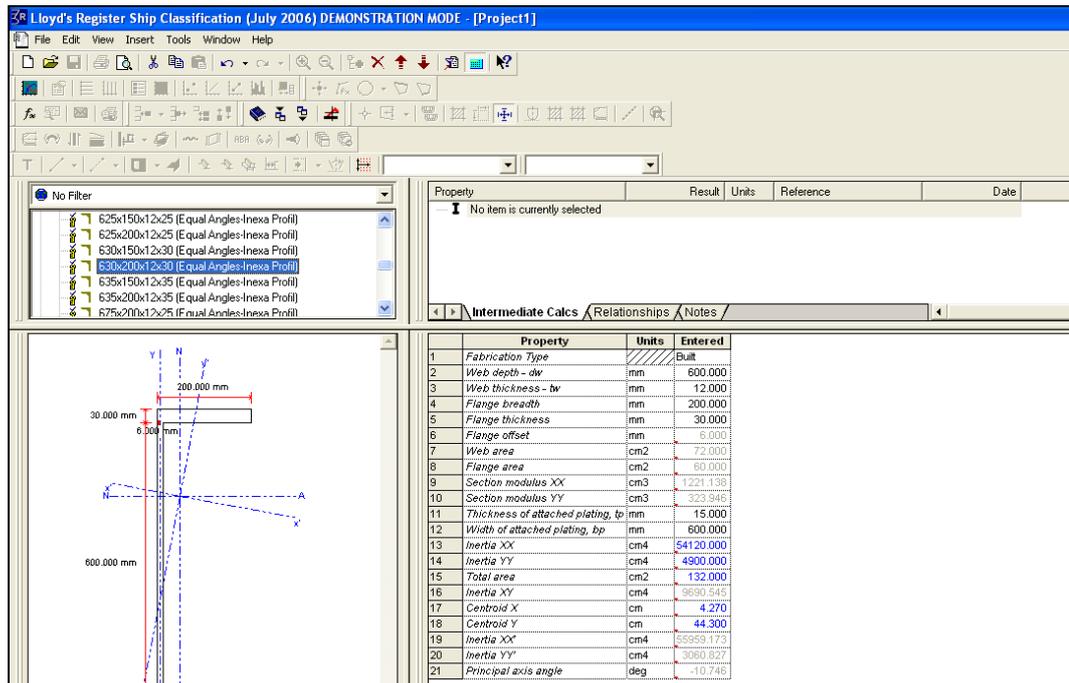
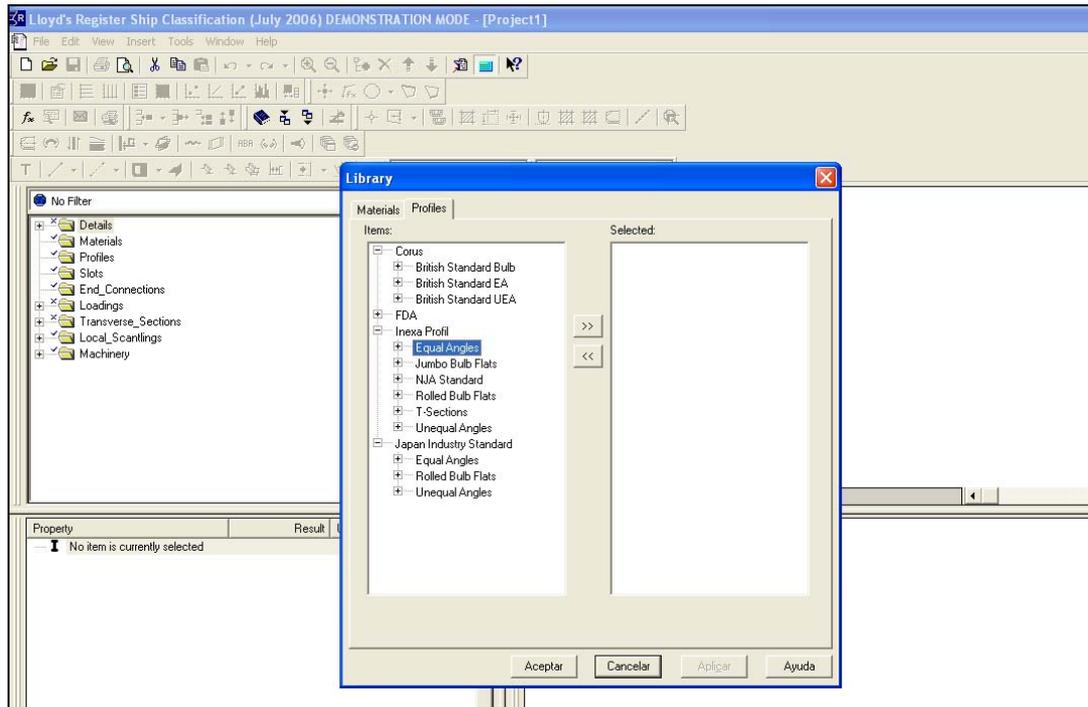
$$h_3 = 0,75 \cdot D + 0,72 \cdot b_1$$

- $l_e =$ longitud efectiva = 3.4 m.
- F_1 según Tabla 9.5.1.; y siendo como mínimo 0,12.
- F_2 según Tabla 9.5.2.; y siendo como mínimo 0,73.
- $F_s =$ factor de fatiga. según P4;Ch9;S5.3.1. y Fig.9.5.1.
- c_1 y c_2 son coeficientes que se necesitan para hallar F_1 y F_2 cuyo valor varía según el puntal del refuerzo considerado según P4;Ch9;S5.2.1.

Nos hemos servido de la biblioteca del programa RULES CALC de la Lloyds para escoger los perfiles adecuados. En dicha biblioteca, obtenemos toda la información necesaria, como momento de inercia, modulo resistente, posición del centro de gravedad...

Los refuerzos instalados son perfiles de bulbo, en L, y algunos de sección recta.

Se adjuntan dos gráficos de la interfaz del programa.



Se presenta a continuación la tabla con los cálculos realizados para la determinación del modulo mínimo de los refuerzos en cada zona.

Zona	s (mm)	h0 (m)	h1 (m)	h1` (m)	h1'' para fondo (m)	h1 def (m)	c1	c2	h (m)	F1	Fs ENCIMA 0,6D	b1 (m)	h3 (m)	h3 max para fondo (m)	h3 def (m)	F2	Z1 (cm3)	Z2 (cm3)	Zmin (cm3)
cubierta	750	0,215	2,215	3,393	20,075	3,393	0,901	0,958	0,000	0,225	1,000	0	0,215	18,075	0,215	0,958	371,013	9,107	371,013
Cost sup arriba	850	0,630	2,630	3,393	20,075	3,393	0,906	0,960	0,630	0,200	1,007	3	9,63	27,075	9,63	0,908	376,458	438,393	438,393
Cost sup abajo	850	4,880	6,880	3,393	20,075	6,880	0,941	0,975	4,880	0,120	1,051	3	13,88	27,075	13,88	0,730	477,289	507,761	507,761
Cost medio arriba	850	6,580	8,580	3,393	20,075	8,580	0,955	0,981	6,580	0,120	1,068	3	15,58	27,075	15,58	0,730	605,214	569,951	605,214
Cost medio abajo	850	10,830	12,830	3,393	20,075	12,830	0,990	0,996	10,830	0,120	1,092	3	19,83	27,075	19,83	0,730	924,920	725,425	924,920
Cost inf arriba	850	12,630	14,630	3,393	20,075	14,630	0,997	0,998	12,630	0,120	1,079	3	21,63	27,075	21,63	0,730	1042,657	791,273	1042,657
Cost inf abajo	850	16,880	18,880	3,393	20,075	18,880	0,977	0,987	16,880	0,120	1,050	3	25,88	27,075	25,88	0,730	1308,907	946,747	1308,907
Pant sup arriba	850	18,580	20,580	3,393	20,075	20,580	0,969	0,983	18,580	0,120	1,038	3	27,58	27,075	27,075	0,730	1410,788	1008,937	1410,788
Pant sup abajo	850	21,130	23,130	3,393	20,075	23,130	0,957	0,976	21,130	0,128	1,021	3	30,13	27,075	27,075	0,769	1665,291	1161,454	1665,291
pantoque	750	23,100	25,100	3,393	20,075	20,075	0,948	0,971	23,100	0,163	1,007	3	32,1	27,075	27,075	0,890	1595,443	1263,430	1595,443
fondo	635	23,573	25,573	3,393	20,075	20,075	0,945	0,969	23,573	0,174	1,004	18	77,573	72,075	72,075	0,925	1440,212	2687,141	2687,141

A continuación se presenta una tabla de los refuerzos escogidos con sus características:

	Refuerzo elegido	lxx (cm4)	lyy (cm4)	S (cm2)	Z (cm3)	Ycg (cm)	Z min (cm3)
cubierta	430x20	21291,6		86	2255,2	22	371,01
forro exterior superior	430x17		356,7	73,1	2119,4	22,1	507,76
forro exterior medio	370x16		204,3	59,2	1418,4	19,21	924,92
forro exterior inferior	370x16		204,3	59,2	1404,8	19,21	1308,91
pantoque alto	400x16	14220,6	266	64	1698,7	20,8	1661,29
fondo	525x150x12x25	28420		60	2701,8	31,6	2687,14

2.3 PLANCHAS DEL DOBLE CASCO.

El espesor mínimo de las planchas del doble costado viene determinado en P4;Ch9;S6;Tabla 9.6.1 del L.R.S., en la cual se determinan tres zonas diferenciadas según su altura:

- El valor mínimo del espesor de ha de ser en todo caso mayor que :

$$t_{\min} = 0,0009 \cdot s \cdot (0,059 \cdot L_1 + 7)$$

Siendo $L_1=190\text{m}$, $s=850\text{ mm}$ para el doble costado y $s=750\text{ mm}$ para el doble fondo y la tolva. Obtenemos respectivamente los valores de 13.9 mm, y 12.3 mm.

- Las planchas situadas a $0.1 \cdot D=2.41\text{ m}$ de la cubierta, han de tener un espesor:

$$t_0 = 0,005 \cdot s \cdot \sqrt{k \cdot h_1}$$

Siendo :

- $h_1 = h + \frac{D_1}{8}$; No debemos de tomar menor de $0,72 \cdot (h+R \cdot b_1)$,

estando R, b_1 y D_1 definidos anteriormente.

- h ; distancia en metros desde un punto a 1/3 de la altura de la plancha por encima del borde inferior al punto más alto del tanque.
- s y k definidos anteriormente.

- Para el resto de las plancha :

$$t_1 = t_0 \cdot \left(0,84 + 0,16 \cdot \left(\frac{t_m}{t_0} \right)^2 \right)$$

Siendo $t_m=22\text{ mm}$ en nuestro caso.

- Además, para las planchas del doble fondo:

$$t > \frac{t_0}{\sqrt{2 - F_B}} \text{ en mm, sin llegar a ser menor que } t_1, \text{ y}$$

$$t > 0,004 \cdot s \cdot f \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot h_4 \cdot k}{1,025}} + 2,5 = 14,37 \text{ mm}; \text{ (no menor de 7,5 mm para buques}$$

con $L \geq 90$ m según P4;Ch1;Tabla1.9.1) para cumplir con las exigencias de planchas para tanques profundos. Tomaremos $\rho=0,9$ para el petróleo.

Siendo :

- $h_4 = 21$ m
- $f = 1,1 - \frac{s}{2500 \cdot S} = 1,09$; pero no mayor que 1, luego tomamos $f = 1$. (P4;Ch1;Tabla1.4.1).

Se presenten en las paginas siguientes la tabla de cálculos de espesores mínimos así como la tabla de espesores elegidos.

2.4 REFUERZOS DEL DOBLE CASCO.

Se determinan a continuación los refuerzos del doble costado y doble fondo, según los requerimientos de las normas es su Parte 4, Capítulo 9, Sección 6. Para ello, mediante la formulación establecida por el L.R.S., se determinan los módulos mínimos correspondientes a los refuerzos.

El módulo mínimo requerido para todos los refuerzos longitudinales es el mayor de las siguientes expresiones (Parte 4, Capítulo 9, Tabla 9.6.1):

- Para refuerzos horizontales el módulo mínimo es el mayor de de :
 - $Z = 0,056 \cdot k \cdot h_2 \cdot s \cdot l_c^2 \cdot F_1$
 - $Z = 0,0051 \cdot k \cdot h_4 \cdot s \cdot l_c^2 \cdot F_2$
- Para refuerzos verticales el módulo mínimo es :
 - $Z = 0,0067 \cdot k \cdot s \cdot l_c^2 \cdot h_5$

Siendo :

- F_1 y F_2 según tablas 9.6.2 y 9.6.3.
- c_1 y c_2 son coeficientes que se necesitan para hallar F_1 y F_2 cuyo valor se calcula según las expresiones en P4;Ch9;S6.2.1.
- $h_2 = h_0 + \frac{D_1}{8}$, en metros, siempre y cuando no sea menor del

mayor de:

$$h_2 = \frac{L_1}{56} \quad (\text{m})$$

$$h_2 = 0,01 \cdot L_1 + 0,7 \quad (\text{m})$$

- h_3 , en metros, será la distancia bajo cubierta del longitudinal, medida en el costado.
- $h_4 = h + R \cdot b_1$, en metros (r definida anteriormente y b_1 en figura 9.6.1)
- $h_5 = h_2$, pero nunca menor que el 55% de h_4 .

En cada caso se ha ido escogiendo el refuerzo más conveniente, cumpliendo los requisitos de resistencia estructural mencionados e intentando minimizar el peso de la estructura para no penalizar el peso en rosca.

A continuación se presenta las tablas resumen con los cálculos realizados y refuerzos escogidos.

Calculos de espesores mínimos y módulos mínimos para el doble casco.

PLANCHAS	s	h	h1	b1	h1'	h1 def	t0	t	htm	t1	Espesor (mm)
cerca de cubierta (0.1D)	850	2	4	25	7.2861718	7.2861718	11.472		5		11.47
entre medias	850	20.9	22.9	25	20.894172	22.9	20.338		5	17.794	17.79
cerca de fondo (0.1D)	635	23.9	25.9	25	23.054172	25.9	16.158	15.688	5		15.69
tmin	10.41										

REFUERZOS	s (mm)	h (m)	H1 (m)	b1 (m)	h1'' para fondo (m)	h1 def (m)	c1	c2	h3 (m)	F1	F2	h2 (m)	h4	h5 (m)	Z1 (cm3)	Z2 (cm3)	Zmin (cm3)
Horizontales	635	21.20	23.20	25	21.11	23.20	0.96	0.98	21.20	0.12	0.730	23.20	96.2	52.91	1144.43	2629.05	2629.05
Verticales	850	21.00	23.00	25	20.97	23.00	1.07	1.03	21.00	0.12	0.730	23.00	96	52.8			869.01
	850	17.60	19.60	25	18.52	19.60	0.97	1.02	17.60	0.12	0.730	19.60	92.6	50.93			838.23
	850	11.60	13.60	25	14.20	14.20	1.00	1.00	11.60	0.12	0.730	13.60	86.6	47.63			783.92
	850	5.60	7.60	25	9.88	9.88	1.03	1.02	5.60	0.12	0.730	7.60	80.6	44.33			364.80

Espesores y refuerzos para el doble casco.

PLANCHAS	espesor elegido (mm)	espesor mínimo (mm)
doble casco superior	22	17,79
doble casco medio	22	17,79
doble casco inferior	22	17,79
tolva	24	17,79
doble fondo	24	17,79
mamp central superior	22	17,79
mamp central medio	22	17,79
mamp central inferior	22	17,79

	Refuerzo elegido	Ixx (cm ⁴)	Iyy (cm ⁴)	S (cm ²)	Z (cm ³)	Ycg (cm)	Z min (cm ³)
doble casco superior	430x17		356,7	73,1	2119,4	22,1	507,76
doble casco medio	370x16		204,3	59,2	1418,4	19,21	924,92
doble casco inferior	370x16		204,3	59,2	1404,8	19,21	1308,91
tolva	400x16	14220,6	266	64	1700,9	20,8	1661,29
doble fondo	525x150x12x25	28420		60	2701,8	31,6	2687,14
mamp central superior	430x17		356,7	73,1	2108,1	22,1	605,21
mamp central medio	370x16		204,3	59,2	1411,5	19,21	1042,66
mamp central inferior	400x16		266	64	1689,4	20,8	1661,29

2.4 VAGRAS Y PALMEJARES.

En cuanto a las vagras y palmejares, vemos los espesores cumplimentando las demás reglas, no necesitan ser superiores a 11mm (P4;Ch9;S10).

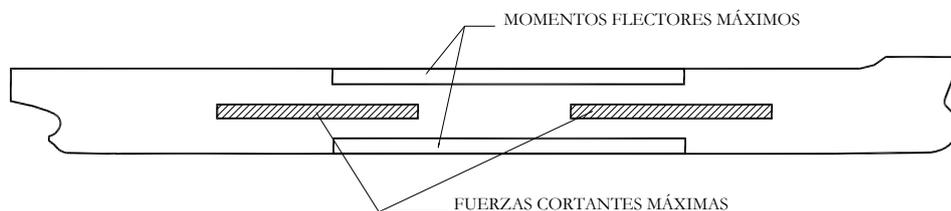
Los refuerzos escogidos para estos elementos son de sección rectangular. Por lo tanto, los espesores de estos elementos y sus refuerzos quedan de la siguiente manera:

			numero	espesor (mm)	Z (cm3)
palmejar1	plancha		1	22	
	refuerzos	260x13	3		286,41
palmejar2	plancha		1	22	
	refuerzos	240x12	3		227
palmejar3	plancha		1	22	
	refuerzos	220x11	3		176,33
vagra1	plancha		1	24	
	refuerzos	220x11	3		3285,26
vagra2	plancha		1	24	
	refuerzos	220x11	3		3285,26
vagra3	plancha		1	24	
	refuerzos	220x11	3		3285,26
vagra4	plancha		1	24	
	refuerzos	220x11	3		3285,26
vagra de quilla	plancha		1	26	
	refuerzos	150x15	3		3024,60

3. RESISTENCIA LONGITUDINAL

La cuaderna maestra, por esfuerzos longitudinales se encuentra sometida a momentos flectores de tipo alternativo. La máxima magnitud del momento flector se da en las esquinas superior e inferior de la viga casco, siendo cero en la línea neutra o punto en el que no actúan ni compresión ni tracción. El signo del momento que define la tracción o compresión variará según las condiciones de arrufo y quebranto.

Las fuerzas cortantes son máximas en el centro de la sección, que es la zona de esfuerzos mínimos de flexión. Los esfuerzos cortantes están sobre la línea neutra y en los márgenes de esfuerzos de flexión máximos.



La Sociedad de Clasificación establece cuáles han de ser los valores estándar del momento flector debido al efecto de las olas, el momento de inercia mínimo del casco (como viga) y el módulo resistente mínimo en la sección maestra.

3.1. MOMENTOS FLECTORES

Para determinar los límites admisibles de los momentos flectores a los que puede estar sometida la estructura, se descompone el momento flector como suma de :

- Momento flector en olas
- Momento flector en aguas tranquilas.

3.1.1. Momento flector en olas

El momento flector debido a las olas en la sección maestra viene definido por las siguientes ecuaciones del L.R.S. (P3;Ch4;S5.2) :

$$M_{w0} = 0,1 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot L^2 \cdot B \cdot (C_b + 0,7)$$

$$M_w = f_1 \cdot f_2 \cdot M_{w0}$$

Siendo :

- f_1 (factor de servicio del buque) = 1
- $f_2 = -1,1$ (en arrufo)

$$= \frac{1,9 \cdot C_b}{C_b + 0,7} = 1,03 \text{ (en quebranto)}$$

$$\bullet \quad C_1 = 10,75 - \left(\frac{300 - L}{100} \right)^{1,5} = 10,54 \text{ (para } 90 \text{ m} < L \leq 300 \text{ m)}$$

$$\bullet \quad C_2 = 1$$

▪ L, B y C_b definidos anteriormente en tabla de los Parámetros de escantillonado.

Sustituyendo valores obtenemos el momento debido a las olas en la sección maestra:

Mw arrufo (kN*m)	Mw quebranto (kN*m)
-6193000	5799000

3.1.2. Momento flector en aguas tranquilas

El momento flector en aguas tranquilas, M_s , deberá ser evaluado a partir de las condiciones de carga, y en particular, en aquella en que los momentos sean máximos.

Estos momentos flectores no sobrepasarán en ningún caso, el máximo momento flector permitido \overline{M}_s , de forma que deberá cumplirse que en cualquier situación de carga según P3;Ch4;S5.3.1:

$$|M_s| \leq |\overline{M}_s|$$

A su vez, los máximos momentos flectores permitidos en cubierta y en el fondo deberán ser calculados respectivamente, según las expresiones siguientes (P3;Ch4;S5.6-7-8) :

$$|M_{Sarrufo}| = F_D \cdot \sigma \cdot Z_D \cdot 10^3 - |M_w| = 4126004.66 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$|M_{Sarrufo}| = F_B \cdot \sigma \cdot Z_B \cdot 10^3 - |M_w| = 6872682.68 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$|M_{Squebranto}| = F_D \cdot \sigma \cdot Z_D \cdot 10^3 - |M_w| = 4520004.66 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$|M_{Squebranto}| = F_B \cdot \sigma \cdot Z_B \cdot 10^3 - |M_w| = 7266682.68 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Expresiones que utilizan el subíndice D para los términos referidos a cubierta, y B para los del fondo.

Los parámetros que intervienen en la expresión del momento flector máximo permitido, se definen asimismo como sigue:

$$F_D = \frac{\sigma_D}{\sigma} \qquad F_B = \frac{\sigma_B}{\sigma}$$

$$\sigma_D = \frac{|\overline{M}_s + M_w|}{Z_D} \quad (\text{N/mm}^2) \qquad \sigma_B = \frac{|\overline{M}_s + M_w|}{Z_B} \quad (\text{N/mm}^2)$$

Siendo :

- Z_D y Z_B , los módulos resistentes de la sección en la cubierta y en el fondo respectivamente, que son :

$$Z_D = 61.42 \text{ m}^3 \qquad Z_B = 76.97 \text{ m}^3$$

- F_D , F_B , σ_D , σ_B y σ , definidos anteriormente en este cuadernillo.

Así se obtiene que el momento flector máximo permitido en aguas tranquilas tiene por valor (el referido a la cubierta, ya que es el más restrictivo):

Ms arrufo (kN*m)	Ms quebranto (kN*m)
-4126004.66	4520004.66

En las situaciones de carga se comprobará que no se superan estos límites.

3.1.3. Módulo resistente mínimo de la sección maestra

El mínimo módulo resistente de la sección maestra exigido por el L.R.S., se calcula mediante la expresión (P3;Ch4;S5.5):

$$Z_{min} = f_1 \cdot k_L \cdot C_1 \cdot L^2 \cdot B \cdot (C_b + 0,7) \cdot 10^{-6} = 56.25 \text{ m}^3$$

Del momento de inercia de la cuaderna maestra, se saca que el Z de ésta es:

Z real (cm3)
57.96

3.1.4. Mínimo momento de inercia

El mínimo momento de inercia exigido por el L.R.S., se calcula mediante la expresión (P3;Ch4;S5.9) :

$$I_{min} = 3 \cdot L \cdot \frac{|\overline{M_s} + M_w|}{k_L \cdot \sigma} \cdot 10^{-5}$$

Calculamos este momento de inercia para el M_w de arrufo anteriormente calculado, que es la situación más desfavorable.

I min (m4)	I real (m4)
280,72	823.29

3.2. ESFUERZOS CORTANTES

Al igual que para los momentos flectores, para determinar los límites admisibles de los esfuerzos cortantes a los que puede estar sometida la estructura, se descompone el esfuerzo cortante como suma de :

- Esfuerzo cortante en olas
- Esfuerzo cortante en aguas tranquilas

3.2.1. Esfuerzo cortante en olas

El valor de la fuerza cortante en olas viene definido por las siguientes expresiones del L.R.S. (P3;Ch4;S6.3) :

$$Q_{w0} = 0,3 \cdot C_1 \cdot L \cdot B \cdot (C_b + 0,7)$$

$$Q_w = K_1 \cdot K_2 \cdot Q_{w0}$$

Siendo :

- $K_1 = \pm 0,7$; según sea para la fuerza cortante positiva o negativa. El valor es 0,7 ya que la cuaderna maestra se encuentra entre el $0,4 \cdot L$ y el $0,6 \cdot L$ de la eslora desde la perpendicular de popa).
- K_2 (factor de servicio) = 1
- El resto de los parámetros están especificados anteriormente.

Sustituyendo valores obtenemos los esfuerzos cortantes debidos a las olas en la sección maestra :

Qw positivo (kN)	Qw negativo (kN)
44694.12	-44694.12

3.2.2. Esfuerzo cortante en aguas tranquilas

El valor de las fuerzas cortantes en aguas tranquilas, deberá ser siempre inferior o igual al de la fuerza cortante en aguas tranquilas de diseño, de forma que según P3;Ch4;6.4.1:

$$|Q_s| \leq |\overline{Q}_s|$$

Para el cálculo de la fuerza cortante en aguas tranquilas se debe definir el tipo de estructura del buque, en este caso es de Tipo E según P3;Ch4;Tabla 4.6.1.

El valor de la fuerza cortante máxima permitida en aguas tranquilas viene dado por la expresión (P3;Ch4;S6.5):

$$|Q_s| = \tau \cdot \frac{I \cdot \delta_i}{100 \cdot A_z} - |Q_w|$$

Siendo :

- $\tau = \frac{110}{k_L} = 110 \text{ N/mm}^2$; máxima tensión tangencial admisible.
- I; momento de inercia de la sección definida en el apartado 3.3.

- $\delta_i = \frac{t_i}{f_i + m_i}$
- t_i ; espesor de elemento estructural considerado (tabla 4.6.1).
- m_i, f_i : factores a determinar según tablas 4.6.1 y 4.6.2. También en estas tablas encontramos definidos A_i y b_i .
- A_z : momento de primer orden (cm^3) del área de los elementos bajo consideración.

i	m	A (cm2)	f	t (mm)	δ
1	0.047	4824	0.193	23	95.83
2	0.012	4815	0.253	22	83.02
3	0.012	2341	0.11	21	172.13

Se utiliza el menor valor de δ_i , y se obtiene:

Q_s (kN)
105702

Este valor es el esfuerzo cortante en aguas tranquilas para la sección maestra, pero hay que hacer notar que este valor varía con la posición de la sección considerada a lo largo de la eslora. Este valor no puede ser superado en las distintas condiciones de carga.

4. ACERO TRANSVERSAL

El anillo transversal que sirve como soporte para recibir los esfuerzos de la estructura secundaria longitudinal, está compuesto por transversales de fondo, costado y cubierta. Este anillo se repite a lo largo de la zona de carga cada 5 m, cumpliendo con ello los requerimientos de la Sociedad de Clasificación (P4;Ch1;S6.4.2) y como ya se explicó en el cuadernillo 3 de disposición general.

El escantillón de estos elementos ha sido determinado siguiendo los criterios que la normativa del L.R.S. establece para los buques de casco sencillo, dado que, como tal anillo, no es considerado como doble casco y por ello no está incluido en el capítulo 9, específico para buques tanque de doble casco.

4.1. Transversales de fondo

El espesor mínimo de los transversales de fondo viene dado por la expresión (P4;Ch9;S9.3) :

$$t = (0,007 \cdot d_{DB} + 1) \cdot \sqrt{k} = 20.3 \text{ mm}$$

Siendo :

- $d_{DB} = 2900 \text{ mm}$; altura de la quilla central. Vemos que cumplimos con la altura mínima reglamentaria, que viene dada por P4;Ch9;S9.3.3 como $d_{DB} = 28 \cdot B + 205 \cdot \sqrt{T} = 2409 \text{ mm}$.

- $k = 1$ (definido anteriormente)

Por tanto, con una plancha de 22 mm y altura la del doble fondo de 2900 mm, cumplimos con los requisitos.

4.2. Transversales de costado y de cubierta

Las expresiones que determinan el espesor mínimo en la zona de carga (P4;Ch9;S10.2.1) son las siguientes:

$$t = 2.15 \cdot L^{0.3} = 11.45 \text{ mm}$$

$$t = 7.5 \text{ mm}$$

Para cubrir estos requisitos se elige una plancha de 12 mm de espesor. Por tanto, baos y varengas tendrán este espesor. Elegimos un espesor de 14 mm para las bulárcamas en base a otros proyectos.

4.3. Refuerzos transversales del pantoque

Dado que el pantoque no está reforzado longitudinalmente procede el estudio de la necesidad de disponer refuerzos transversales entre dos anillos. En caso de ser necesario, se trataría de cartelas soldadas desde el último refuerzo del fondo hasta el último inferior del costado. El L.R.S. establece la separación máxima entre cada dos de estas consolas, que será (P4;Ch9;S5.4):

$$\text{Separación}_{\text{máx}} = \frac{8 \cdot 10^6 \cdot t_s^2}{D \cdot R_B} \cdot \sqrt{\frac{t_s}{R_B}} = 6963 \text{ mm}$$

donde t_s es el espesor de las planchas del pantoque, de 24 mm.

Dado que el valor de la separación máxima es superior a la separación de 3400 mm entre dos anillos, podemos poner una cartela cada 3400 mm.

4.4. Escantillado de los mamparos transversales

.Los tanques de carga están separados entre sí por mamparos transversales estancos colocados sobre una tolva que limita el tanque de lastre, como ya sabemos por la disposición general.

El escantillado de los mismos se realiza siguiendo los requerimientos dados por el L.R.S. en la P4;Ch9;S7. Vamos a calcular los mínimos que deben cumplirse, pero hemos considerado oportuno escantillar estos mamparos transversales de igual forma que los dos mamparos longitudinales de separación de tanques de carga, escantillado que está definido en la cuaderna maestra.

Escantillado de planchas.

En primer lugar obtenemos el espesor mínimo de las planchas (P4;Ch9;Tabla9.7.1) :

$$t = 0,0044 \cdot s \cdot f \cdot \sqrt{k \cdot h_1}$$

Siendo :

- $s = 850 \text{ mm}$; la separación entre los refuerzos del mamparo (P4;Ch9;S7.2.1)
- $f = 1,1 - \frac{s}{2.500 \cdot S_1} = 0,7$, pero no se toma menor de 1. Por lo tanto, $f = 1$
 - $S_1 = 5 \text{ m}$; separación entre refuerzos primarios en metros.
- $k = 1$
- $h_1 = h + \frac{D_1}{8}$
 - h es la distancia entre el elemento a considerar y el punto más alto del tanque y h_1 nunca será menor de $0,72 \cdot (h + R \cdot b_1)$. Calcularemos h desde la mitad de la longitud vertical de cada plancha, y tomaremos como punto más alto del tanque el considerado en el punto más alto de la brusca, siendo ésta 0.8 m.
 - $R = \text{sen}\theta = 0,3248$; donde θ es el ángulo de balanceo en grados y $\text{sen}\theta = \left(0,45 + 0,1 \cdot \frac{L}{B}\right) \cdot \left(0,54 - \frac{L}{1270}\right) = 0,3248$
 - $b_1 = 11 \text{ m}$; es la distancia horizontal entre el centro del elemento a considerar y la esquina del tanque (para este cálculo hemos considerado que hablamos del tanque central, ya que al tener mayor manga hará que el resultado final sea más exigente).
 - $D_1 = D$ en metros aunque puede no tomarse mayor de 16 m.

A lo largo de toda la altura de la zona de tanques de carga, pondremos 7 planchas de 3.2 y 3 m. Las zonas quedan de la siguiente manera:

Zona	s (mm)	h (m)	h ₁ (m)	t _{mín} (mm)	t real (mm)
1	850	20,8	38,736	23,28	22
2	850	17,6	36,432	22,57	22
3	850	14,4	34,128	21,85	22
4	850	11,2	31,824	21,10	22
5	850	8	29,52	20,32	22
6	850	5	27,36	19,56	20
7	850	2	25,2	18,77	20

Módulo mínimo de refuerzos.

Hemos considerado oportuno que los refuerzos longitudinales (palmejares) de los mamparos transversales estén situados a la misma altura para de esta manera favorecer la transición de tensiones entre la estructura.

Calcularemos el módulo mínimo que han de tener estos refuerzos según la expresión del L.R.S. (P4;Ch9;Tabla9.7.1) :

$$Z = 0,0067 \cdot k \cdot s \cdot S_1^2 \cdot h_2$$

Siendo :

- $k = 1$
- $s = 850 \text{ mm}$; definido anteriormente.
- $S_1 = 0.85 \text{ m}$; separación entre refuerzos transversales.
- $h_2 = h + \frac{D_1}{8}$
 - h ya se definió en el punto anterior, y en este caso h_2 nunca será menor de $0,55 \cdot (h + R \cdot b_1)$, estando R, b_1, D_1 definidos también en el punto anterior.

En las tablas siguientes se calcula pues el módulo resistente mínimo exigido, y el real obtenido con su plancha asociada. Para escoger los refuerzos de la misma familia que todos los anteriores, cogeremos perfiles en L.

Zona	s (mm)	h (m)	h2 (m)	Z min (cm3)	Ref escogido	Z real (cm3)	area (cm2)	Vol (m3)
1	850	20,8	29,59	121,752	240x10	395,82	24	0,048
2	850	17,6	27,83	114,510	240x10	395,82	24	0,048
3	850	14,4	26,07	107,269	220x11	333,66	25,3	0,056
4	850	11,2	24,31	100,027	220x12	334,66	25,3	0,056
5	850	8	22,55	92,785	220x13	335,66	25,3	0,056
6	850	5	20,9	85,996	200x10	249,47	20	0,044
7	850	2	19,25	79,207	200x10	249,47	20	0,044

5. MODULO RESISTENTE DE LA CUADERNA MAESTRA

Una vez definido el escantillonado de los elementos que constituyen la cuaderna maestra, se procede al cálculo del momento de inercia, la posición del eje neutro y el módulo resistente de dicha sección. Los cálculos se han realizado empleando una tabla Excel.

Estos datos son:

$$h_{\text{eje neutro}} = 10.69m$$

$$I_{C.M.} = 823.29m^4$$

Para la determinación del momento de inercia mínimo se ha hallado el módulo resistente mínimo que tiene que tener la sección maestra (L.R.P3;Ch4;S5.5):

$$Z_{\text{min}} = 56.25m^3$$

$$Z_{\text{real}} = 57.96m^3$$

6. TABLA RESUMEN DE LA CUADERNA MAESTRA

A continuación insertamos la tabla Excel con todos los datos de las planchas y refuerzos usados en la cuaderna maestra.

Calculo del modulo resistente de la seccion maestra

 = INPUT MANUAL

ojo: se toma aquí los momentos de inercia de la mitad del buque. De esta forma, introduce la mitad del espesor del mamparo longitudinal, y la mitad de la anchura de la quilla

Elementos longitudinales

			numero	a (m)	b (m)	S unit(m2)	S (m2)	h cg (m) % BL	I unit perfil (cm4)	I xx planchas(cm4)	I xx (m4)	I (m4)
1	cubierta central	plancha	1	11	0,024		0,264	24,9		1267,2	1,2672E-05	53,260992
	refuerzos	430x20	15			0,0086	0,129	24,78	21291,6		0,00319374	25,5905549
2	cubierta lateral	plancha	1	11	0,022	0	0,242	24,55		976,0666667	9,7607E-06	46,4461062
	refuerzos	430x20	14			0,0086	0,1204	24,43	21291,6		0,00298082	22,7122896
3	cubierta costado	plancha	1	3	0,022	0	0,066	24,1		266,2	2,662E-06	11,8575729
	refuerzos	430x20	3			0,0086	0,0258	24,98	21291,6		0,00063875	5,26448714
4	forro exterior sup	plancha	1	0,022	5,7	0	0,1254	21,25		33952050	0,3395205	14,3067426
	refuerzos	430x17	6			0,00731	0,04386	21,25	356,7			5,06597786
5	forro exterior medio	plancha	1	0,022	6	0	0,132	15,4		39600000	0,396	3,31651823
	refuerzos	370x16	6			0,00592	0,03552	15,4	204,3			0,8691242
6	forro exterior inf	plancha	1	0,022	6	0	0,132	9,4		39600000	0,396	0,61779944
	refuerzos	370x16	6			0,00592	0,03552	9,4	204,3			0,13687183
7	pantoque alto	plancha	1	0,022	3,4	0	0,0748	4,7		7205733,333	0,07205733	2,76150439
	refuerzos	400x16	4			0,0064	0,0256	4,7	266			1,0786858
8	pantoque	plancha	1	4,71	0,024	0	0,11304	0,75		10448982,4	0,10448982	11,2873285
	refuerzos	320x13	1			0,00574	0,00574	0,61	2982,5		2,9825E-05	0,58397558
9	pantoque bajo	plancha	1	4	0,024	0	0,096	0		460,8	4,608E-06	10,9833695
	refuerzos	525x150x12x25	6			0,009	0,036	0,31	28420		0,0017052	3,88518602
10	fondo lateral	plancha	1	9	0,024	0	0,216	0		1036,8	1,0368E-05	24,7125813
	refuerzos	525x150x12x25	12			0,009	0,072	0,31	28420		0,0034104	7,77037203

11	fondo central	plancha	1	9	0,024	0	0,216	0		1036,8	1,0368E-05	24,7125813
	refuerzos	525x150x12x25	12			0,009	0,072	0,31	28420		0,0034104	7,77037203
29	plancha de quilla	plancha	1	0,9	0,026	0	0,0234	0		131,82	1,3182E-06	2,6771965
	refuerzos					0	0				0	0
12	doble costado sup	plancha	1	0,022	5,7	0	0,1254	21,25		33952050	0,3395205	14,3067426
	refuerzos	430x17	6			0,00731	0,04386	21,25	356,7			5,06597786
13	doble costado medio	plancha	1	0,022	6	0	0,132	15,4		39600000	0,396	3,31651823
	refuerzos	370x16	6			0,00592	0,03552	15,4	204,3			0,8691242
14	doble costado inf	plancha	1	0,022	6	0	0,132	9,4		39600000	0,396	0,61779944
	refuerzos	370x16	6			0,00592	0,03552	9,4	204,3			0,13687183
15	tolva	plancha	1	0,024	5,313	0	0,127512	4,7		14997825,96	0,14997826	4,73469448
	refuerzos	400x16	6			0,0064	0,0384	4,5159	7243,3			1,5178743
16	doble fondo lateral	plancha	1	9	0,022	0	0,198	2,9		798,6	7,986E-06	12,0347891
	refuerzos	525x150x12x25	12			0,009	0,072	2,59	28420		0,0034104	4,73463884
17	doble fondo central	plancha	1	9	0,022	0	0,198	2,9		798,6	7,986E-06	12,0347891
	refuerzos	525x150x12x25	12			0,009	0,072	2,59	28420		0,0034104	4,73463884
18	palmejar1	plancha	1	3	0,022	0	0,066	18,4		266,2	2,662E-06	3,91694148
	refuerzos	260x13	2			0,00338	0,00676	18,335	238		0,00000476	0,39445277
19	palmejar2	plancha	1	3	0,022	0	0,066	12,4		266,2	2,662E-06	0,19158208
	refuerzos	240x12	2			0,00288	0,00576	12,335	238		0,00000476	0,015473
20	palmejar3	plancha	1	3	0,022	0	0,066	6,4		266,2	2,662E-06	1,21822268
	refuerzos	220x11	2			0,00242	0,00484	6,335	238		0,00000476	0,09206455
21	vagra1	plancha	1	0,024	2,9	0	0,0696	1,45		4877800	0,048778	5,99911771
	refuerzos	220x11	2			0,00242	0,00484	1,45	29,28			0,41204799
22	vagra2	plancha	1	0,024	2,9	0	0,0696	1,45		4877800	0,048778	5,99911771
	refuerzos	220x11	2			0,00242	0,00484	1,45	29,28			0,41204799

23	vagra3	plancha	1	0,024	2,9	0	0,0696	1,45		4877800	0,048778	5,99911771
	refuerzos	220x11	2			0,00242	0,00484	1,45	29,28			0,41204799
24	vagra4	plancha	1	0,024	2,9	0	0,0696	1,45		4877800	0,048778	5,99911771
	refuerzos	220x11	2			0,00242	0,00484	1,45	29,28			0,41204799
25	vagra de quilla	plancha	1	0,026	2,9	0	0,0754	1,45		5284283,333	0,05284283	6,49904418
	refuerzos	260x13	2			0,00338	0,00676	1,45	57,12			0,57550536
26	mamp alto	plancha	1	0,011	7,065	0	0,077715	21,3675		32325699,97	0,323257	9,17307523
	refuerzos	430x17	9			0,00731	0,06579	21,3675	356,7			7,22118152
27	mamp medio	plancha	1	0,011	7,85	0	0,08635	13,91		44342523,96	0,44342524	1,33525694
	refuerzos	370x16	9			0,00592	0,05328	13,91	204,3			0,76918284
28	mamp bajo	plancha	1	0,011	7,085	0	0,077935	6,4425		32601006,09	0,32601006	1,73620515
	refuerzos	400x16	9			0,0064	0,0576	6,4425	266			1,09099077
						total	4,526242				I (1/2)(m4)	411,64649
											I Total (m4)	823,29298
						suma productos	48,413877					
						altura eje neutro	10,696263					

Zmin (m3) 56,2507472

Z Total (m3) 57,9631263

Según L.R. P3.Ch4.Sec5.5

Zd (m3)	61,4226468
Zb (m3)	76,9701483

QUEBRANTO

Ms max 4520004.66

Ms max 7266682.68

ARRUFO

Ms max 4126004,66

Ms max 6872682,68



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº7:

Cámara de Máquinas

Proyecto nº:	1748
Tutor:	D. Francisco Alonso Thous
Alumnos:	D. Guillermo Zamarripa Solano D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1. INTRODUCCION.....	4
2. CARACTERISTICAS GENERALES DE LA PROPULSION DEL BUQUE	4
2.1. Motor principal.....	4
2.2. Motores auxiliares	5
2.3. Calderas.....	6
3. ELECCION DEL TIPO DE COMBUSTIBLE	7
3.1. Heavy Fuel Oil (HFO)	7
3.2 Marine Diesel Oil (MDO).....	8
4. SERVICIO DE COMBUSTIBLE	10
4.1. Esquema del sistema de combustible	10
4.2. Dimensionamiento de tanques	10
4.3. Bombas.....	16
4.4. Sistema de depuración de combustible	18
4.5. Calentador de fuel oil	19
4.6. Filtro de limpieza	20
5. SERVICIO DE LUBRICACION	21
5.1. Sistema de lubricación de camisas MP	21
5.2. Sistema de lubricación del cárter del MP.....	23
5.3. Sistema de lubricación de los motores auxiliares.....	27
6. SERVICIO DE REFRIGERACION	29
6.1. Esquemas de los circuitos de refrigeración.....	29
6.2. Dimensionamiento de bombas	30
6.3. Definición de enfriadores	33
6.4. Tanque de expansión.....	34
6.5. Tanque de alimentación de agua de refrigeración.....	34
6.6. Generador de agua dulce	35
7. SERVICIO DE AIRE COMPRIMIDO	37
7.1. Esquema del sistema de aire comprimido	37
7.2. Compresores de aire comprimido	38
7.3. Botellas de aire comprimido	39
8. SERVICIO DE EXHAUSTACION DEL MOTOR PRINCIPAL	40
8.1. Máquina principal	40
8.2. Máquinas auxiliares	42
9. SERVICIO DE VENTILACION	44
9.1. Ventilación de cámara de máquinas.....	44
9.2. Ventilación del local de purificadoras.....	46
9.3. Ventilación de cámara de bombas.....	46
9.4. Aire acondicionado en la sala de control	47
10. EQUIPOS GENERALES.....	48
10.1. Servicio de lastre	48

10.2. Servicio de sentinas.....	48
10.3. Servicio contra incendios	52
11. SERVICIOS DE LA CARGA.....	61
11.1. Equipo de descarga	61
11.2. Sistema de gas inerte.....	62
11.3. Sistema de limpieza de tanques.....	64
12. SERVICIOS DE HABILITACION	65
12.1. Servicio de aire acondicionado	65
13. SERVICIOS ECOLOGICOS	67
13.1. Planta de tratamiento de aguas.....	67
13.2. Servicio de agua sanitaria.....	68
14. PLANTA GENERADORA DE VAPOR.....	71
14.1. Consumidores de vapor.....	72
14.2. Balance de vapor	82
14.3. Otros elementos del sistema generador de vapor.....	82
15. LINEA DE EJES	85
15.1. Eje intermedio	85
15.2. Eje de cola	85
15.3. Otras consideraciones.....	85

1. INTRODUCCION

El principal objetivo de este cuadernillo es describir con detalle la cámara de máquinas.

Para poder decidir los elementos a instalar es necesario conocer el equipo propulsor, el cual se definió en el cuadernillo 5 (Predicción de potencia).

A continuación se citan los equipos y sistemas que se dispondrán en la cámara de máquinas del buque proyecto:

- Equipo propulsor principal
- Equipos generadores de vapor: será necesario hacer el estudio del balance de vapor para definir las calderetas y equipos de generación de vapor.
- Equipos generadores de energía eléctrica: su definición y dimensionamiento se ha realizado en otro cuadernillo de el proyecto (cuadernillo 11), y en este se decidirá su disposición en cámara de maquinas.
- Sistema de almacenamiento y manejo de combustible.
- Sistema de almacenamiento y manejo de aceite.
- Equipo de purificación.
- Sistema de refrigeración
- Sistema de aire comprimido
- Sistema de ventilación, impulsión y extracción de aire ...

Al final del cuadernillo se adjuntan un plano de disposición de los elementos en cámara de máquinas.

2. CARACTERISTICAS GENERALES DE LA PROPULSION DEL BUQUE

2.1. Motor principal

En el cuadernillo 5 se seleccionó como motor de nuestro proyecto el modelo 6S70MC-C de Man B&W. En nuestro caso elegimos un motor de seis cilindros de 700 mm. de diámetro cada uno. La carrera es de 2.800 mm. y la potencia nominal de 19620 kW (26310 BHP) girando a 91rpm. El peso es de 555 toneladas.

En la siguiente figura aparecen los espacios necesarios para instalar el equipo propulsor en la cámara de máquinas con las dimensiones dadas en mm. Asimismo aparece el espacio necesario para que se mueva la grúa que se emplea para las revisiones y desmontaje de piezas del motor.

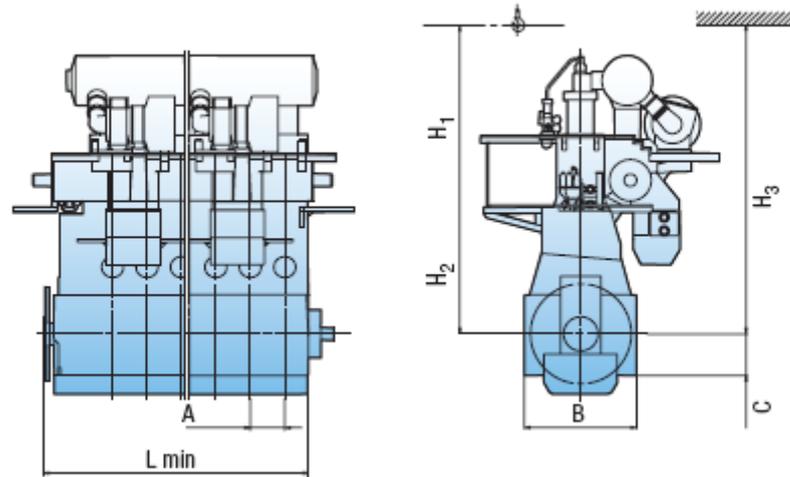


Figura 7.1 - Dimensiones del equipo propulsor

2.2. Motores auxiliares

Nuestro buque dispone de tres grupos electrógenos iguales (requisito del proyecto) tipo Wärtsilä 6L20C compuestos por un alternador acoplado a un motor diesel.

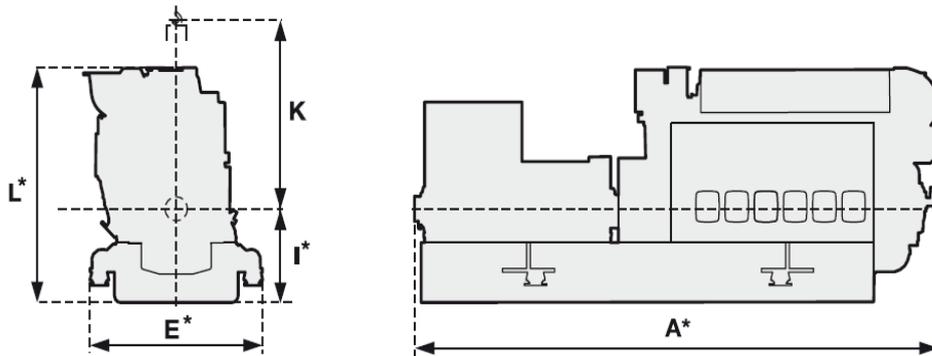


Figura 7.2 - Motores auxiliares

Las dimensiones de estos grupos se recogen en la siguiente tabla:

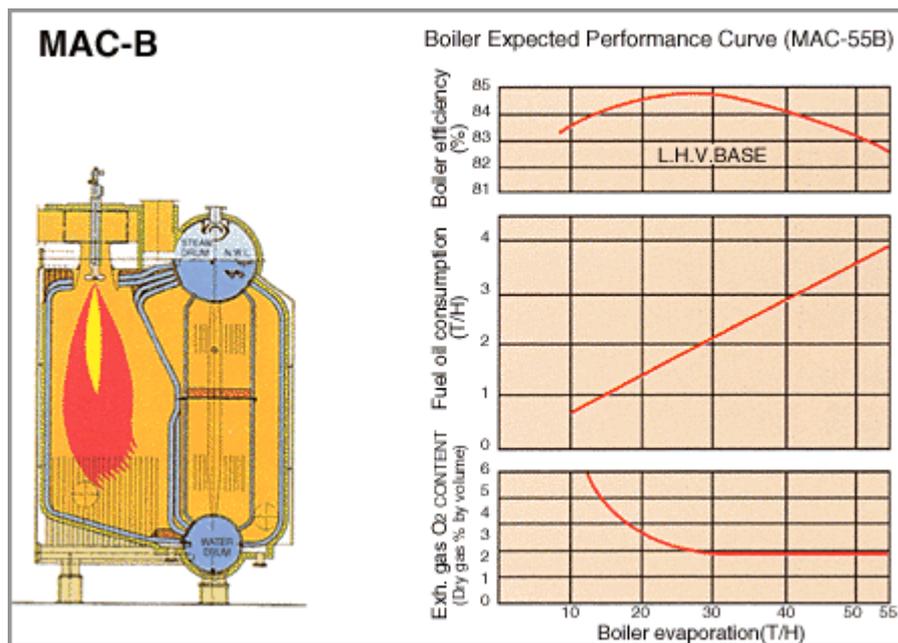


Tabla 7. 1 - Características y dimensiones de los grupos auxiliares

2.3. Calderas

A raíz del balance de vapor que realizamos más adelante (apartado 14.4 de este mismo cuadernillo), las necesidades de vapor nos obligan a hacer uso de una caldera en condiciones tanto de navegación mientras calentamos la carga como durante la descarga.

Contaremos con dos calderas de tubos de 49,5 tons/h cada una, las cuales seleccionamos de entre los fabricantes, de Mitsubishi Heavy Industries:



Las principales características de cada caldera se recogen en la siguiente tabla:



Tabla 7. 2 - Características de la caldera

3. ELECCION DEL TIPO DE COMBUSTIBLE

3.1. Heavy Fuel Oil (HFO)

El motor principal consumirá combustible pesado, Heavy Fuel Oil de 730 cSt de viscosidad a 50 °C (HFO 730). El fabricante recomienda un HFO que sea acorde con las normas ISO 8217 y en particular el RMK 55. Por su parte, para los motores diesel auxiliares también se recomienda que consuman combustible pesado 730 cSt/50°C, pero en este caso RMK 700. A raíz de la publicación de la norma ISO 8217 en diciembre de 2006, el combustible RMK 55 pasó a denominarse RMK 700, con lo que en realidad hablamos del mismo combustible cuyas características figuran en la tabla siguiente:

Propiedad	Unidad	RMK 700
Densidad a 15°C	kg/m ³	1010
Viscosidad cinemática a 50°C	cSt	700
Punto de inflamación	°C	60
Punto de fluidificación	°C	30
Residuo de carbono	m/m (%)	15
Azufre	m/m (%)	1,5
Ceniza	m/m (%)	0,05
Vanadio	mg/kg (ppm)	100
Aluminio y Silicio	mg/kg (ppm)	30
Sedimentos totales	m/m (%)	0,1
Agua	v/v (%)	0,5

Tabla 7. 3 - Características del combustible pesado

Además, el combustible no deberá contener finos de catálisis, sustancias extrañas o residuos químicos peligrosos para la seguridad del buque o perjudiciales para el correcto funcionamiento del motor.

En anexo VI del MARPOL (Reglas para la prevención de contaminación atmosférica por buques) se estipula en la regla 13 (Óxidos de nitrógeno NO_x) que los buques con motores diesel lentos emitiran un combustible con un contenido máximo en esta sustancia de 17 g/kWh (calculado en forma de emisión total ponderada de NO₂). A

continuación figura una gráfica que registra los valores máximos de óxidos de azufre en función de la velocidad del motor.

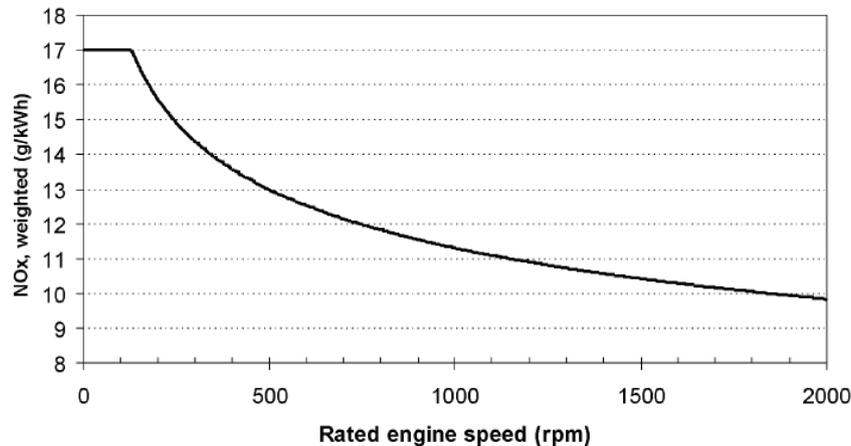


Figura 7.3 - Valores máximos admisibles de NOx

A raíz de estas normas del anexo VI de MARPOL, los buques deben llevar al menos dos tipos de combustibles pesados, en función de por donde esté navegando para prevenir la contaminación por azufre:

- En ningún caso se excederá 4,5 % (masa/masa) de contenido en azufre.
- En las zonas SECA (zonas de emisión controlada de azufre), no se superará el 1,5 % (masa/masa) de contenido en azufre.

Nosotros hemos seleccionado un combustible con un 1,5 % en masa de contenido en azufre, por lo que cumplimos las premisas señaladas en navegación. Sin embargo, por especificación del proyecto, debemos poder llevar tres tipos de combustible: de 4.5%, 1.5% y 0.1%.

Por otra parte, la Directiva 2005/33/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 6 de julio de 2005, por la que se modifica la Directiva 1999/32/CE en lo relativo al contenido de azufre de los combustibles para uso marítimo, establece que en 2010 el máximo admisible de contenido de azufre para los combustibles para uso marítimo empleados por buques de navegación interior y buques atracados en puertos comunitarios un tiempo superior a dos horas será de 0,1 % en peso.

3.2 Marine Diesel Oil (MDO)

En cuanto al combustible diesel, teniendo en cuenta que nuestros conjuntos diesel-generator consumen combustible pesado, tendremos combustible diesel para arrancar el motor o para largas estancias en puerto en las que compense el rellenar las tuberías de combustible diesel para que el pesado no quede en los conductos y pueda obstruirlos.

Elegimos un Marine Diesel oil también de acuerdo con la norma ISO 8217 de 2005. De entre las recomendaciones del fabricante, seleccionamos el tipo DMA, que es el que tiene el contenido en azufre inferior al 1,5 % para poder cumplir con los

requisitos del MARPOL mencionados en el apartado anterior. Sus características son las siguientes:

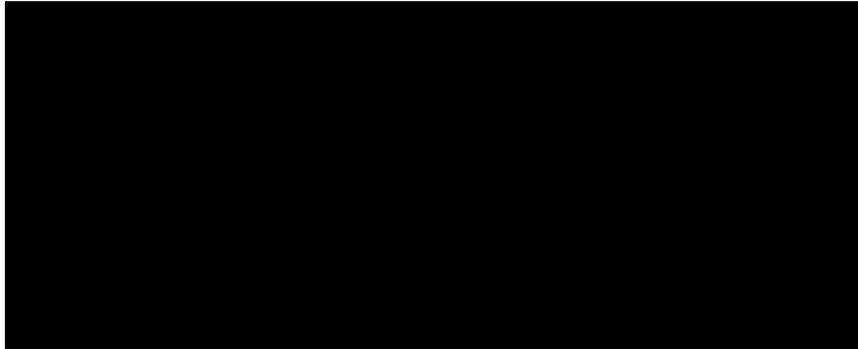


Tabla 7.4 - Características del combustible diesel

El valor máximo admisible de viscosidad del combustible depende de las instalaciones de calentamiento disponibles en el buque. A modo de guía, la temperatura de pre-calentamiento necesaria en función de la viscosidad se puede obtener del diagrama viscosidad-temperatura que figura seguidamente

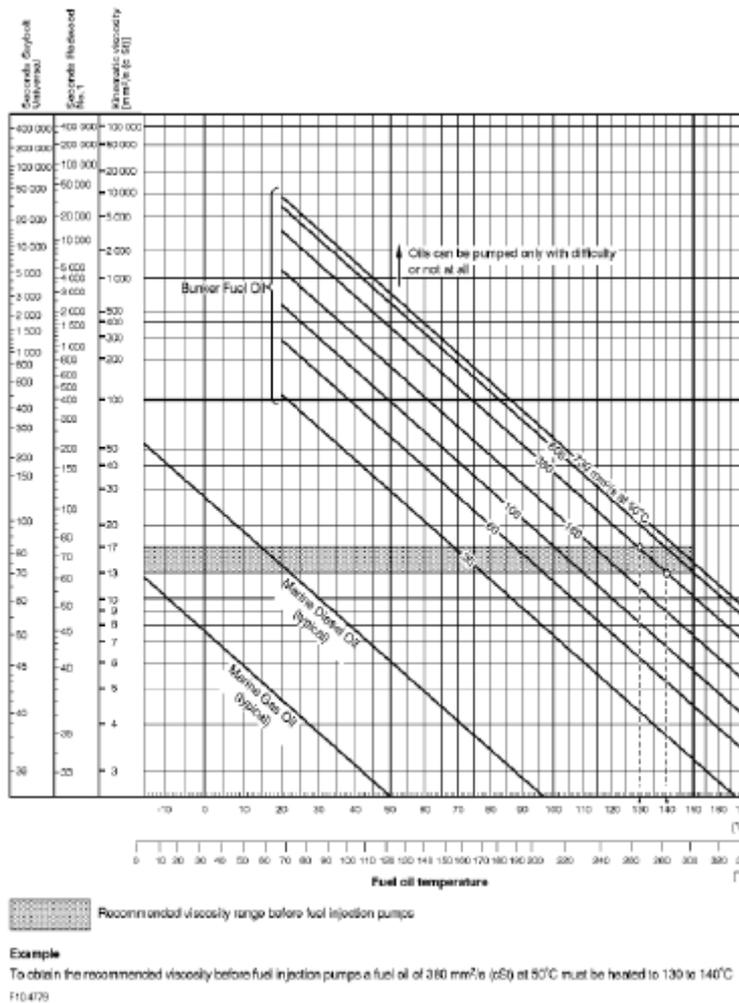


Figura 7.4 - Diagrama viscosidad - temperatura

4. SERVICIO DE COMBUSTIBLE

El sistema de combustible consta de muchos elementos, los cuales se esquematizan en el siguiente apartado. Para definirlo adecuadamente habrá que dimensionarlos todos ellos, así como ubicarlos en la disposición general del buque.

4.1. Esquema del sistema de combustible

A continuación figura un esquema de los elementos que constituyen el sistema de combustible

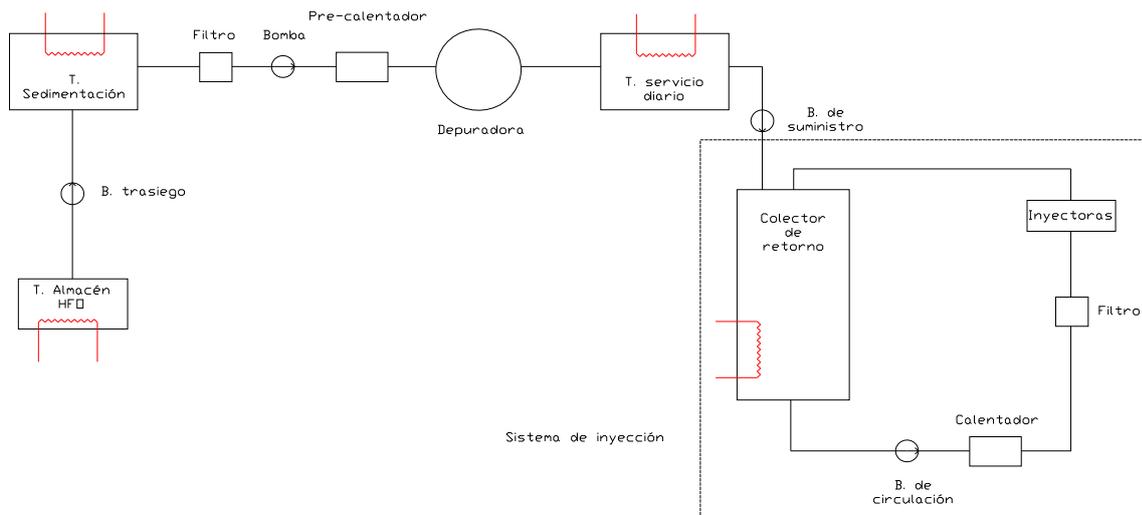


Figura 7.5 - Circuito del sistema de combustible

Podríamos dividir este servicio en tres partes: trasiego, purificación y suministro.

- Trasiego: incluye los tanques de almacén y sedimentación, las bombas de trasiego y el filtro.
- Purificación: constituido por la bomba previa a la depuradora, el precalentador y la depuradora en sí.
- Suministro: nos referimos en este caso a los tanques de servicio diario, bombas de suministro y el que hemos denominado sistema de inyección del motor.

4.2. Dimensionamiento de tanques

El Convenio MARPOL en su Anexo I (Reglas para prevenir la contaminación por hidrocarburos), Capítulo III (Prescripciones aplicables a los espacios de máquinas de todos los buques), regla 12 A (protección de tanques de combustible líquido) aplicable a buques con una capacidad total de combustible igual o superior a 600 m^3 , establece que la capacidad máxima de cada tanques no será superior a 2.500 m^3 .

En el caso de los buques cuya capacidad total de combustible líquido sea igual o superior a 600 m^3 , los tanques de combustible líquido irán dispuestos por encima de la línea de trazado de las planchas del forro del fondo, y en ningún caso a menos de la distancia h indicada a continuación:

- $h = B/20$ m, o bien
- $h = 2,0$ m, si este valor es inferior.
- Valor mínimo de $h = 0,76$ m

Respecto a la zona de la curva del pantoque, en buques con capacidad de combustible líquido superior a 5.000 m^3 , estos tanques irán dispuestos por dentro de la línea de trazado de las planchas del forro del costado, y en ningún caso a menos de la distancia w medida en cualquier sección transversal perpendicularmente al forro del costado, como se indica a continuación:

- $w = 0,5 + C/20\ 000$ m, (siendo C la capacidad total de combustible) o bien
- $w = 2,0$ m, si este valor es inferior.
- Valor mínimo de $w = 1,0$ m

En resumen, en la zona de cámara de máquinas, existirá un doble fondo de 2.2 m. y un doble costado de al menos 1.5 m. de espesor.

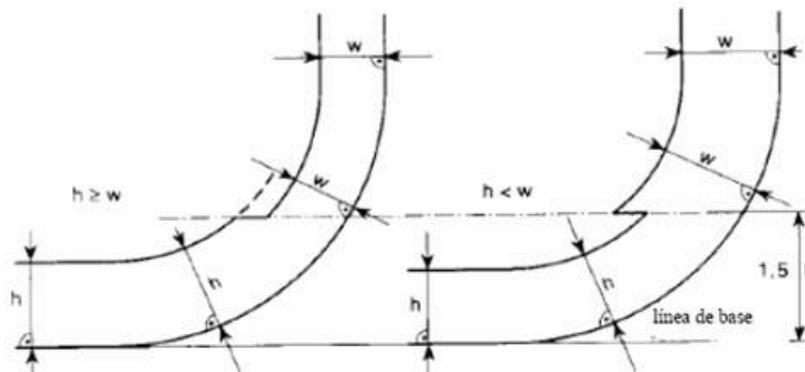


Figura 7. 6 - Ubicación de tanques de combustible líquido según MARPOL

Los principales consumidores de fuel oil son el motor principal, los motores auxiliares y las calderas. Además, para las arrancadas y paradas prolongadas, se dispondrá de dos tanques de diesel oil.

A la hora de dimensionar los tanques consideraremos que un 5% del combustible está en las tuberías a lo largo del circuito.

4.2.1. Tanque de servicio diario

Este tanque contendrá suficiente combustible para abastecer al motor principal durante 8 horas según las normas de L.R.S. (Parte 5; capítulo 14; sección 4.18) Además se le da un 10% adicional de capacidad ya que en este tanque se acaban almacenando al fondo los lodos y así aseguramos el abastecimiento del motor durante las horas requeridas. Además, para asegurar un vaciado adecuado, la superficie inferior del tanque estará ligeramente inclinada.

La capacidad de este tanque, por tanto, responde a la siguiente expresión:

$$C_{TSD} = 1,1 \cdot ce \left(\frac{g}{kWh} \right) \cdot MCR(kW) \cdot 8(h)$$

Según las especificaciones del motor, el consumo específico del motor principal a la máxima presión media efectiva (20 bar) es de 174g/kWh.

En este punto debemos tener en cuenta también el consumo de los motores auxiliares, que trabajan también con combustible pesado. El consumo de cada uno de los tres motores auxiliares es de 192 g/kWh, siendo la MCR de 975Kw.

Supondremos un 4% de margen para considerar ciertas condiciones que hacen que el consumo en condiciones ideales se diferencie de aquel en condiciones reales (contenido de agua en el combustible pesado, pérdidas en el circuito, etc.)

$$C_{SD} = 1.1 \cdot 1,04 \cdot \left(174 \frac{g}{kWh} \cdot 19.620W + 2 \cdot 192 \frac{g}{kWh} \cdot 975kW \right) \cdot 8h \cdot 10^{-6} = 55,02tons.$$

Se dispondrán dos tanques de la misma capacidad para asegurar un abastecimiento constante del motor.

Para calcular la capacidad cúbica de este tanque, tendremos en cuenta que se pierden del orden de un 4% entre refuerzos internos y serpentines, por lo que el volumen ocupado por dichos tanques será:

$$V_{TSD} = 1,04 \cdot \frac{C_{TSD}}{\rho} = 1,04 \cdot \frac{55,02}{0,9443} = 60,606m^3$$

Estos dos tanques estarán situados en la zona de cámara de máquinas sobre la primera plataforma. Más específicamente, se ubicarán:

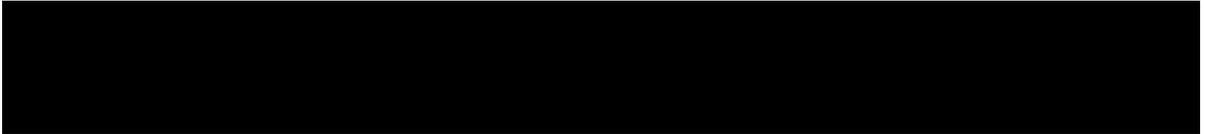


Tabla 7.5 - Ubicación tanques servicio diario

4.2.2. Tanque de sedimentación

El tanque de sedimentación contendrá suficiente combustible para abastecer al motor principal y a dos auxiliares durante 24 horas. Por la misma razón que el tanque de servicio diario, tendrán la superficie inferior ligeramente inclinada. Para su dimensionamiento se toma un margen mayor, del 20%, porque los lodos que se acumulan en su fondo son mayores.

$$C_{Tsed} = 1,2 \cdot ce \cdot MCR \cdot 24 = 1,20 \cdot (167 \cdot 39.207,035 + 2 \cdot 192 \cdot 1.550) \cdot 24 \cdot 10^{-6} = 250.02tons.$$

$$V_{Tsed} = 1,04 \cdot \frac{C_{Tsed}}{\rho} = 1,04 \cdot \frac{270.42}{0.9443} = 297.83m^3$$

Al igual que en el caso anterior y por la misma razón, se dispondrán dos tanques de la misma capacidad y se situarán sobre el suelo de la cámara de máquinas, a 3,5 metros del costado del buque y simétricamente respecto a crujía:

297,83 m3	Proa	Popa	Babor	Estribor	Superior	Inferior
			-12,5			
Tanque Babor	34,62	31,50	-11,2	-5,40	9,60	2,20
				12,50		
Tanque Estribor	34,62	31,50	5,40	11,20	9,60	2,20

Tabla 7. 6 - Ubicación tanques sedimentación

4.2.3. Tanque de almacén

En el caso de tanques de almacén, habrá siempre dos o múltiplos de dos (en nuestro caso consideremos seis tanques). Su capacidad será función de la capacidad de los anteriores y de la total, es decir, la calculamos restando de la capacidad de fuel oil del proyecto, la del fuel oil que se encuentra en las tuberías y las de los tanques de servicio diario y sedimentación.

Según las especificaciones del proyecto, tenemos una capacidad total de fuel oil de 4400 m³ y considerando la máxima densidad posible (1,01 tons/m³) esto equivale a 4444 tons.

$$C_{Talm} = C_T - 2 \cdot C_{TSD} - 2 \cdot C_{Tsed} - 0,05 \cdot C_T = 4147,98 \text{ tons}$$

$$V_{Talm.} = 1,04 \cdot \frac{C_{Talm.}}{\rho} = 1,04 \cdot \frac{4147,98}{0,9443} = 4568,3664 \text{ m}^3$$

	Proa	Popa	Babor	Estribor	Superior	Inferior	Capacidad
hfoa4b	37,74	43,2	-22,2	-3,6	24,4	21	345,2904
hfoa4e	37,74	43,2	3,6	22,2	24,4	21	345,2904
hfoa4c	33,84	43,2	-3,6	3,6	24,4	21	229,1328
hfoa3b	32,28	43,2	-21,5	0	21	17,2	892,164
hfoa3e	32,28	43,2	0	21,5	21	17,2	892,164
hfoa2b	30,72	43,2	-21	0	17,2	13,4	995,904
hfoa2e	30,72	43,2	0	21	17,2	13,4	995,904
Cap.Total							4695,8496

4.2.4. Tanque colector de retornos

En el colector de retornos tendremos una mezcla de combustibles: el que viene del tanque de servicio diario y el que procede de los inyectores. La capacidad de este tanque es la cantidad de combustible que emplea el motor en 20 minutos de funcionamiento:

$$C_{T.CR} = 1,04 \cdot ce \cdot MCR \cdot \frac{1}{3} = 1,04 \cdot (167 \cdot 39.207,035 + 2 \cdot 192 \cdot 1.550) \cdot \frac{1}{3} \cdot 10^{-6} = 2,598 \text{ tons}$$

$$V_{T.CR} = 1,04 \cdot \frac{C_{T.CR}}{\rho} = 1,04 \cdot \frac{2,598}{1,01} = 2,937 \text{ m}^3$$

Este tanque se ubicará en el doble fondo de la cámara de máquinas.

2,937m3	Proa	Popa	Babor	Estribor	Superior	Inferior
	24,480	22,950	-5,400	-3,480	2,200	1,200

Tabla 7.7 - Ubicación tanque colector de retornos

4.2.5. Tanque de reboses de combustible

El tanque de reboses también almacena combustibles que provienen de diversos lugares y desde él se trasiega periódicamente al tanque de sedimentación. A efectos de cálculo se considera como un tanque de almacén (ya estudiado previamente). Su capacidad es la del combustible necesario para abastecer al motor principal durante 5 horas.

$$C_{T.Reb} = 1,04 \cdot ce \cdot MCR \cdot 5 = 1,04 \cdot (167 \cdot 39207,035 + 2 \cdot 192 \cdot 1.550) \cdot 5 \cdot 10^{-6} = 10.598 \text{ tons}$$

$$V_{T.Reb} = 1,04 \cdot \frac{C_{T.Reb}}{\rho} = 1,04 \cdot \frac{10.598}{0.92} = 11.98 \text{ m}^3$$

También este tanque se ubica en el doble fondo de la cámara de máquinas, a babor del tanque de aceite y separado del mismo por un cofferdam.



Tabla 7.8 - Ubicación tanque reboses

4.2.6. Tanque de lodos

El tanque de lodos almacena los lodos que se obtienen al vaciar el fondo de los tanques de sedimentación y de servicio diario, así como los residuos de la depuración del combustible.

Para su dimensionamiento recurrimos al convenio MARPOL de la OMI. En el Anexo I de este convenio (Reglas para la prevención de contaminación por hidrocarburos), la regla 17 (Tanques para residuos de hidrocarburos (fangos)) especifica que para buques construidos posteriormente al 31 de diciembre de 1990, y que no lleven agua de lastre en los tanques de fuel oil, la capacidad mínima de los tanques de lodos se calculan con la siguiente expresión:

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

siendo K_1 un coeficiente igual a 0,015 para buques en los que se purifique fuel oil pesado destinado para la máquina principal, C el consumo diario de fuel oil (en m^3) y D la duración máxima del viaje en días del buque entre puertos en que se puedan descargar los fangos a tierra (a falta de una cifra exacta, se tomarán 30 días). Haciendo cálculos, obtenemos un volumen de:

$$V_{T.lodos} = 1,04 \cdot 0,015 \cdot \left(\frac{167 \cdot 24 \cdot 39207,035}{1010 \cdot 10^3} + 2 \cdot \frac{192 \cdot 24 \cdot 1.550}{1010 \cdot 10^3} \right) \cdot 30 = 24,46 m^3$$

Este tanque debe poder acoplarse con el conducto de las instalaciones de recepción mediante su conducto de descarga. Para ello, estará provisto de una conexión universal cuyas dimensiones se especifican en el Convenio MARPOL, Anexo I, capítulo III, regla 13 (conexión universal a tierra)

El tanque de lodos deberá ubicarse justo debajo de las separadoras de combustible o lo más cercano posible. En nuestro caso, decidimos situarlo en el doble fondo, debajo de los tanques de sedimentación y servicio diario y en la misma banda que el local de las separadoras (estribor).

Tabla 7. 9 - Ubicación tanque de lodos

4.2.7. Tanques de diesel oil

El diesel oil se empleará sólo para arrancadas y paradas del motor principal y de los auxiliares. Para este combustible, contaremos con un tanque almacén y otros de servicio diario. En las especificaciones de nuestro proyecto no figura nada acerca de la capacidad de diesel oil, así que optamos por hacer un símil con nuestro buque base y obtenemos un equivalente de un 7% de la capacidad de fuel oil. Por tanto nosotros tendremos $330 m^3$ de diesel oil.

Dimensionaremos los tanques de servicio diario para que tengan la capacidad suficiente para abastecer al motor principal durante diez horas:

$$C_{T.SD_{DO}} = 1,04 \cdot c_e \cdot MCR \cdot 10 = 1,04 \cdot 167 \cdot 39207,035 \cdot 10 \cdot 10^{-6} = 68,095 \text{ tons}$$

$$V_{T.SD_{DO}} = 1,04 \cdot \frac{C_{T.SD_{DO}}}{\rho_{DO}} = 1,04 \cdot \frac{68,095}{0,92} = 61,2 m^3$$

Respecto al tanque de almacén calculamos su capacidad restando de la capacidad total de fuel oil:

$$V_{T.A_{DO}} = 1,04 \cdot V_{TDO} - V_{T.SD_{DO}} = 1,04 \cdot 330 - 2 \cdot 61,2 = 210,86 m^3$$

A la hora de ubicar estos tanques en la cámara de máquinas, se optó por contar con un tanque de almacén centrado en crujía y dos de servicio diario, uno a cada lado del anterior, y todos ellos en el doble fondo. La ubicación de estos tanques será la siguiente:

Tabla 7. 10 - Ubicación de los tanques de diesel oil

4.3. Bombas

Todas las bombas de combustible (pesado o destilado) deberán ser de desplazamiento positivo bien de engranajes, bien de husillos con comunicación de aspiración y retorno a través de una válvula tarada integrada. Para definir las bombas del circuito, necesitamos conocer su caudal y la potencia necesaria para accionarlas. Las presiones vendrán fijadas por el fabricante del motor.

4.3.1. Bomba de trasiego

Esta bomba es la que aspira del tanque de almacén y descarga en el de sedimentación de combustible. El caudal de las bombas de trasiego será el mayor de las siguientes tres opciones (deben ser capaces de llevar a cabo las tres actividades):

- Achique completo de un tanque de almacén de combustible en 12 horas trabajando las dos simultáneamente:

$$Q_1 = \frac{V_{T.almacén}}{3 \cdot 15} = \frac{184000}{3 \cdot 15} = 4088,88 \text{ m}^3/h$$

- Llenado de un tanque de sedimentación en una guardia de 4 horas:

$$Q_2 = \frac{V_{T.sed}}{1} = \frac{275.36}{1} = 275.36 \text{ m}^3/h$$

- Garantía de caudal igual a diez veces el consumo del motor principal:

$$Q_3 = 10 \cdot 1,04 \cdot ce \cdot MCR \cdot v = \frac{10 \cdot 1,04 \cdot 174 \cdot 19620 \cdot 10^{-6}}{0.9443} = 37,6 \text{ m}^3/h$$

Vemos que el primero es el mayor, con lo que las bombas de trasiego deberán ser capaces de suministrar 4088,88m³/h.. Suponiendo un rendimiento volumétrico de la bomba de 0,6, un salto de presión de trabajo de 3 kg/cm² (3 bar) y un rendimiento eléctrico de 0,8, la potencia absorbida y la necesaria para activar cada bomba es de:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{4088,88 / 3600 \cdot 3 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 567,9 \text{ kW}$$

$$Pot_{abs} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{567,9}{0,8} = 709,87 \text{ kW}$$

4.3.2. Bomba previa a la depuradora

Esta bomba se estudiará específicamente en el apartado 4.4 junto con el resto de los elementos del servicio de purificación de combustible.

4.3.3. Bomba de suministro o de baja

Esta bomba absorbe combustible del tanque de servicio diario y descarga en el sistema de inyección del motor en el colector de retornos y su caudal será ligeramente superior a máximo consumo del motor. El circuito de baja se mantiene a una presión de 5 bares para evitar la gasificación del combustible.

El fabricante recomienda un caudal de 3,96 m³/h. Así, las características de esta bomba serán las siguientes:

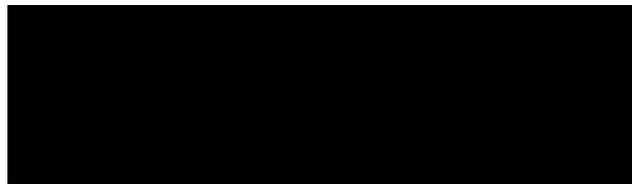


Tabla 7. 11 - Características de la bomba de baja

Considerando un rendimiento mecánico de 0,6 y uno eléctrico de 0,8, las potencias necesaria para mover esta bomba y la absorbida por esta bomba serán:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_m} = \frac{3,96 / 3600 \cdot 5 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 0,92 kW$$

$$Pot_{abs} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{0,92}{0,8} = 1,146 kW$$

4.3.4 Bomba de circulación o de alta

Esta bomba aspira del colector de retornos y descarga en el calentador que proporciona al combustible la temperatura necesaria para que la viscosidad sea la adecuada para entrar ya en el motor. Para asegurar que nunca trabaja en vacío, su caudal será superior al consumo del motor, más específicamente del orden de 3-4 veces superior y trabajará a una presión de 10 bar de tal forma que la presión medida en el motor a la altura de las bombas de fuel sea del orden de 7-8 bar.

El fabricante recomienda un caudal de 11.1 m³/h. Las características serán:

**Tabla 7. 12 - Características de la bomba de alta**

Considerando los mismo rendimientos que en el caso de la bomba de baja, la potencia necesaria para mover esta bomba y la absorbida por la misma serán:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_m} = \frac{11,1 / 3600 \cdot 5 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 0,265 kW$$

$$Pot_{abs} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{0,265}{0,8} = 0,332 kW$$

4.4. Sistema de depuración de combustible

Los combustibles pesados tienen en general muchas impurezas y contenidos en agua que pueden llegar a un 2 %, pudiendo ser agua salada y, por tanto, con alto contenido en sodio, además de las impurezas añadidas por transporte y almacenamiento. Estas sustancias pueden dañar las bombas de combustible, los inyectores, las válvulas de exhaustación, etc. por lo que es necesario depurar el combustible. Los sólidos por debajo de cierto tamaño y los líquidos no deseados, sólo pueden ser eliminados por decantación aprovechando la diferencia de densidades.

Se utilizará un sistema formado por dos separadoras de combustible de tipo autolimpiables, que aspiran del tanque de sedimentación y descargan en el tanque de servicio diario, con una capacidad mínima cada una de un 115-120% del consumo del motor, como recomienda el fabricante del mismo. Estas separadoras se usan para eliminar las impurezas que suelen incorporar los combustibles pesados, principalmente agua y lodos. Previamente a la entrada de las depuradoras, se eleva la temperatura del combustible haciéndolo pasar por un precalentador que controlará la temperatura de separación en $\pm 2^\circ\text{C}$. Las separadoras estarán conectadas en serie y una de ellas actuará de purificadora (eliminará lodos y agua) y la otra de clarificadora (eliminará lodos y sólidos) para mejorar la separación y proporcionando un margen de seguridad por si la purificadora no estuviera bien regulada.

4.4.1. Separadoras

La capacidad de las depuradoras se calculará mediante la siguiente expresión y con un tiempo de separación de 23 horas:

$$Q_{sep} = \frac{MCR(kW) \cdot c \left(\frac{g}{kWh} \right) \cdot 24(h)}{\rho_{FO} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \cdot \tau(h)} \cdot 10^{-3} \left(\frac{m^3}{h} \right) = \frac{(19620 \cdot 174 + 2 \cdot 975 \cdot 192) \cdot 24}{0,9443 \cdot 23} \cdot 10^{-3} = 4,186 \frac{m^3}{h}$$

El esquema de este sistema se muestra en las figura siguiente:

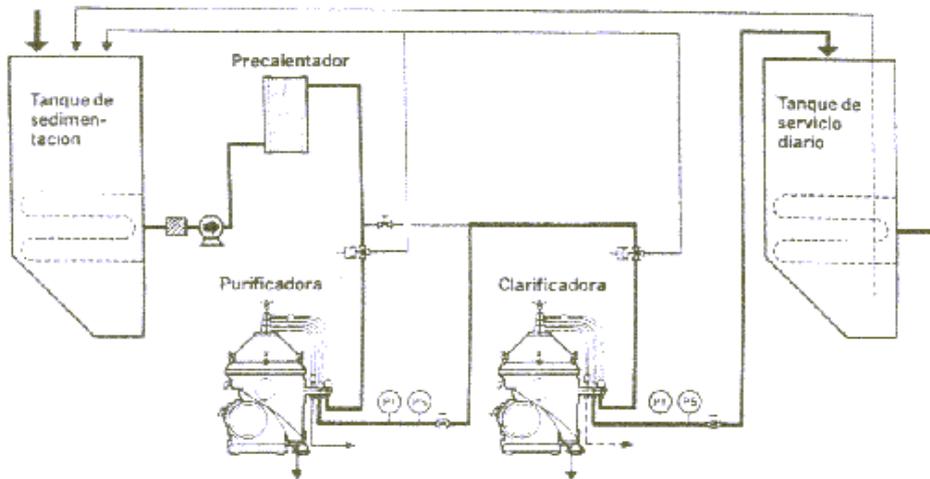


Figura 7.7 - Sistema de tratamiento de combustible en serie

4.4.2. Bombas

Para la alimentación de las separadoras centrífugas se dispondrá de dos bombas (a las que ya nos referimos en el apartado 4.3.2) de desplazamiento positivo.

Para que el caudal calculado llegue a las bombas, la presión debe ser mayor y teniendo en cuenta que en el precalentador tendremos una pérdida de presión de 1,5 bar y que queremos una presión a la salida de 3 bar, las bombas deberán descargar a 5 bar. Con todo esto, la potencia necesaria para el tratamiento del fuel oil será la siguiente:

$$Pot = \frac{Q_{sep} \cdot \Delta p}{\eta_m} = \frac{4,186 / 3600 \cdot 5 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 0,97 kW$$

$$Pot_{abs} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{0,97}{0,8} = 1,211 kW$$

4.5. Calentador de fuel oil

El cambiador de calor está ya incluido dentro del circuito de alta presión, por lo que trabajará a 10 bar como el resto del circuito. Este calentador será de tubos debido a su mayor rapidez de respuesta y sirve para calentar el combustible y prepararlo para su entrada en la inyección del motor. Para saber la temperatura a la que tiene que salir el combustible del cambiador de calor, recurrimos al diagrama T-v y obtenemos una temperatura de 150 °C, que corresponde a una viscosidad de 15 cSt.

Las características del cambiador de calor serán las siguientes:

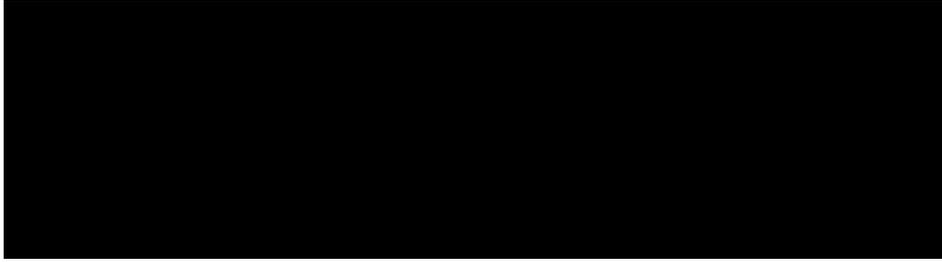


Tabla 7. 13 - Características del cambiador de calor de combustible

4.6. Filtro de limpieza

El filtro que seleccionaremos será de limpieza automática y se situará lo más cerca posible a las inyectoras del motor a fin de protegerlas lo más posible. Sus características serán las siguientes:



Tabla 7. 14 - Características del filtro de combustible

5. SERVICIO DE LUBRICACION

El servicio de lubricación afecta tanto a la máquina principal como a las máquinas auxiliares. En particular, en la máquina principal habrá que lubricar el cárter, los cilindros y las levas. Consideraremos conjuntamente la lubricación del cárter y la de las levas y cojinetes.

Debido a que contamos con un motor diesel de dos tiempos para la propulsión de nuestro buque, el espacio del cilindro y del cárter están separados de tal forma que la única zona en la que puede existir contacto – el vástago del pistón – está rodeada por una torre de empaquetados y aros rascadores para evitarlo. Por esta razón, la lubricación de ambos espacios se llevará a cabo por medio de subsistemas distintos (lubricación de camisas y lubricación de cárter o cojinetes) e incluso con aceites diferentes según sea lo más adecuado.

5.1. Sistema de lubricación de camisas MP

El aceite de este subsistema se inyecta directamente sobre la superficie de las camisas y sus características físicas y químicas van determinadas por la misión que debe cumplir:

- Reducir la fricción y el desgaste entre aros y camisas.
- Colaborar con la estanqueidad entre aros y pistones
- Proteger las camisas de la corrosión en frío, consecuencia del contenido en azufre de los combustibles empleados en el motor.

5.1.1. Aceite de lubricación de camisas

El aceite empleado en este subsistema será de alta basicidad con el objeto de contrarrestar la acidez debida al ácido sulfúrico que se forma tras la combustión al combinarse agua y SO₂. Esta última sustancia es relativamente abundante debido al alto contenido en azufre que suelen tener los combustibles residuales. El fabricante del motor recomienda un BN (número básico) alto, además de la razón anteriormente apuntada, por la relación entre esta cifra y el efecto detergente del aceite. Debido a las grandes relaciones carrera-diámetro de los motores modernos se requiere una gran acción detergente en el aceite de cilindros.

Según recomendaciones del fabricante, seleccionamos un aceite de lubricación de camisas SAE 50 y BN 7, más en particular, una de sus propuestas que es el aceite de BP ENERGOL CLO 50M que tiene las siguientes características:

Propiedad	Unidad	Valor
Densidad a 15°C	kg/l	0,94
Punto de inflamación	°C	197
Viscosidad cinemática a 40 °C	cSt	225
Viscosidad cinemática a 100 °C	cSt	19,5
Índice de viscosidad		98
TBN		70

Tabla 7. 15 - Características del aceite de lubricación de camisas

5.1.2. Esquema del sistema de lubricación de camisas

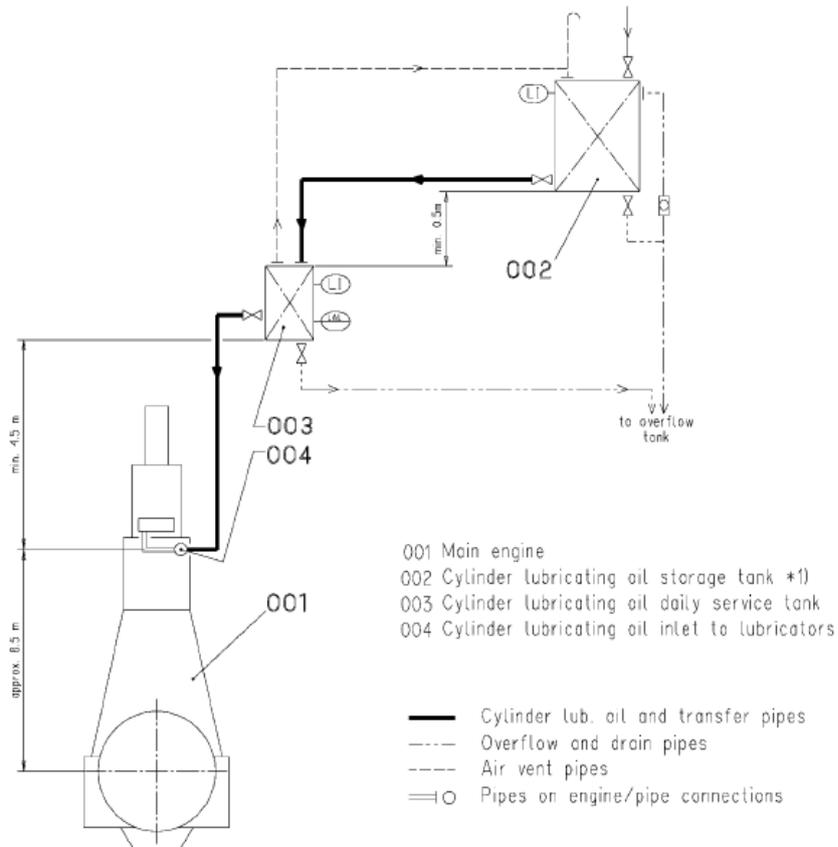


Figura 7. 8 - Sistema de lubricación de camisas

Este aceite se almacena a bordo en el llamado tanque de almacén (002) el cual está situado en cámara de máquinas. El aceite es absorbido desde ahí mediante una pequeña bomba hasta el tanque de aceite de servicio diario, el cual se sitúa en la parte alta de la cámara de máquinas para que el aceite fluya por gravedad hasta el motor. Por su parte, la distribución del aceite en el motor está integrada en el equipo del motor.

5.1.3. Elementos del sistema de lubricación de camisas

A efectos de cálculo, según recomienda D. Álvaro Zurita, podemos considerar un consumo específico de 1,2 g/kWh, que es una cifra que también entra dentro del rango recomendado por el fabricante (entre 0,9 y 1,3 g/kWh).

5.1.3.1. Tanque de almacén

La capacidad de este tanque depende de la autonomía del buque y del consumo del motor principal. La capacidad de este tanque será de tres meses de consumo del motor principal, es decir:

$$C_{Alm} = \frac{1,2 \frac{g}{kWh} \cdot 3 \cdot 30 \cdot 24h \cdot 39.207,035kW}{0,94 \cdot 10^6 \frac{g}{m^3}} = 108,111m^3$$

5.1.3.2. Tanque de servicio de aceite

El fabricante recomienda una capacidad de 1,6 m³.

5.1.3.3. Bomba de trasiego

La bomba de trasiego absorbe aceite del tanque de almacén y descarga en el de servicio de aceite y dispondremos a su vez de una pequeña bomba de mano que sirva de respeto a la primera.

Consideraremos una diferencia de presión de trabajo de 3 bar y una caudal de la bomba tal que se llene la capacidad mínima del tanque de servicio (dos días de consumo de aceite del motor principal) en dos horas:

$$Q = \frac{1,2 \cdot 48 \cdot 19620}{\frac{0,92 \cdot 10^6}{2}} = 0,614 \text{ m}^3/\text{h}$$

Así, la potencia necesaria para mover esta bomba es:

$$P_{\text{ot}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_m} = \frac{1,201/3600 \cdot 3 \cdot 10^5}{0,6} = 0,167 \text{ kW}$$

$$P_{\text{ot abs}} = \frac{P_{\text{ot}}}{\eta_{\text{el}}} = \frac{0,167}{0,8} = 0,209 \text{ kW}$$

5.2. Sistema de lubricación del cárter del MP

El aceite de lubricación del cárter o de cojinetes tiene otra misión diferente:

- Reducción de la fricción entre los elementos en rozamiento
- Eliminación del calor producido por la fricción
- Protección antioxidante de los elementos de acero no recubierto del motor
- Refrigeración del pistón

5.2.1. Aceite de lubricación del cárter

El aceite de lubricación del cárter recomendado por el fabricante y seleccionado el de la marca BP al igual que en el caso anterior es el ENERGOL OE-HT 30 cuyas características son las siguientes:

Propiedad	Unidad	Valor
Densidad a 15°C	kg/l	0,9
Punto de inflamación	°C	230
Viscosidad cinemática a 40 °C	cSt	105
Viscosidad cinemática a 100 °C	cSt	11,5
TBN		60

Tabla 7. 16 - Características del aceite de lubricación del cárter

5.2.2. Esquema del sistema de lubricación del cárter

Este subsistema es el encargado de lubricar los cojinetes principales, los de biela, los de cruceta, los pistones y el sistema de actuación de las válvulas de escape. Se instalarán dos bombas que aspiren aceite del cárter y lo envíen al enfriador de aceite. Posteriormente pasa por un filtro y, finalmente, una pequeña parte del aceite va a las bombas Booster para los actuadores de la válvula de escape y el resto para lubricación de las crucetas, eje de levas y cojinetes y refrigeración de pistones.

A continuación figura un esquema proporcionado por el fabricante del circuito del sistema de lubricación del cárter y los cojinetes.

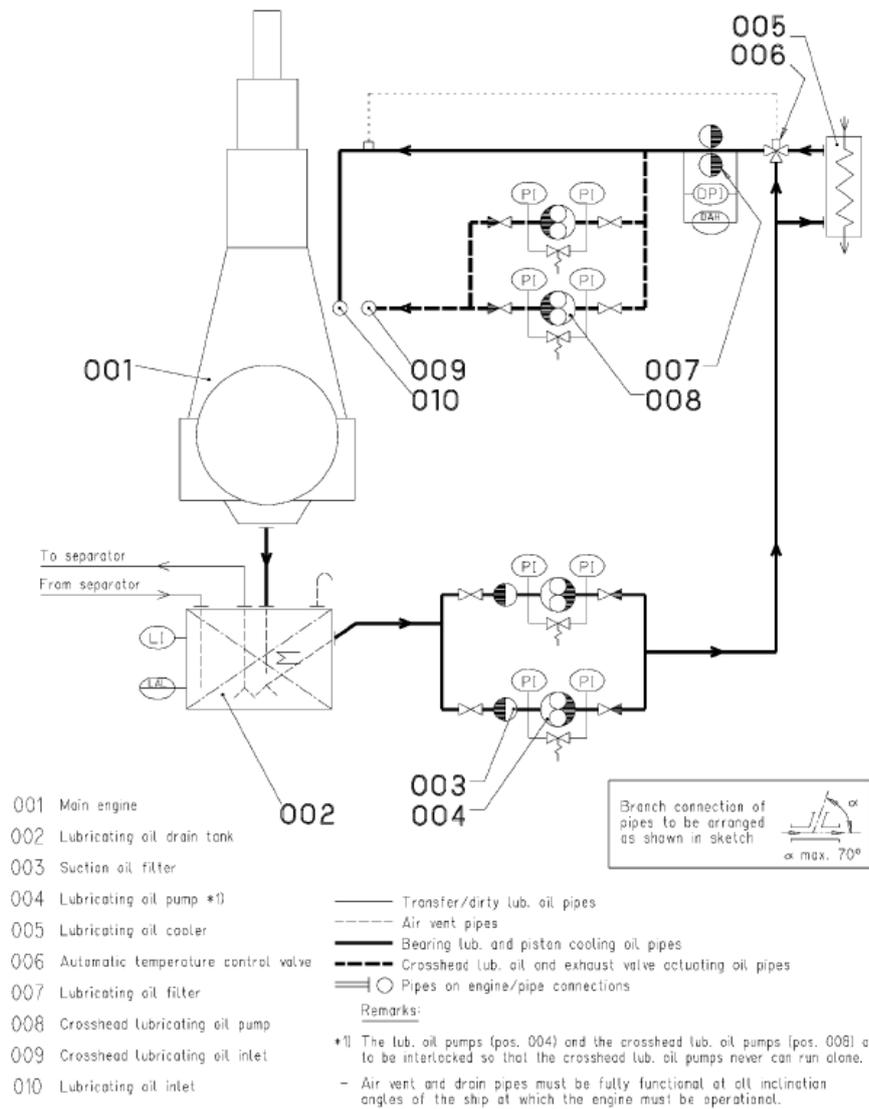


Figura 7. 9 - Sistema de lubricación del cárter

Este circuito consta de dos ramas: una principal y otra que toma aceite de la principal, le sube la presión y este es el aceite que sirve para lubricación de las crucetas y refrigeración de los pistones.

El aceite se almacena en el tanque de servicio de aceite, situado en el doble fondo debajo mismo del motor y en el cual descarga el cárter por gravedad. De este

tanque de servicio aspiran las bombas de aceite (una de servicio y otra de respeto), previo paso por el filtro de aspiración y de ahí llega al enfriador. A la salida del enfriador hay una válvula de tres vías con control de temperatura para así mantener la temperatura a la salida del enfriador a unos 60°C y posteriormente el aceite pasa por un filtro duplex antes de dividirse en las dos ramas ya mencionadas.

5.2.3. Elementos del sistema de lubricación del cárter

5.2.3.1. Tanque de servicio

Este tanque es estructural y se sitúa en el doble fondo, inmediatamente bajo el motor y para evitar posibles contaminaciones, protegido por un cofferdam. La eslora de este tanque será superior a la eslora del motor (9,498m.) para que las bajantes de la bandeja del cárter puedan acceder a él por los dos frentes del motor. El fabricante recomienda un tanque de 51 m³.

5.2.3.2. Tanque de aceite sucio

En ese tanque se almacenará una posible carga contaminada. Está dispuesto en el doble fondo de la cámara de máquinas y estará comunicado con la centrifugadora ya que, en ocasiones, una carga contaminada puede ser recuperada con un lavado en las centrífugas.

Tiene que contener una cantidad de aceite igual a la suma del aceite contenido en el tanque de servicio diario con las bombas paradas (1,6 m³) y del resto de aceite contenido en las tuberías exteriores al motor y que se estiman en un 15% de la cantidad anterior. El volumen será, por tanto, de aproximadamente 2 m³.

5.2.3.3. Purificadora de aceite

Se instala una separadora centrífuga autolimpiable y otra de respeto cuya capacidad debe se puede estimar con la siguiente fórmula:

$$Q = \frac{1,35 \cdot P[kW] \cdot 5}{\tau[h]} \cdot 10^{-3} \left[\frac{m^3}{h} \right] = \frac{1,35 \cdot (19620 + 2 \cdot 975) \cdot 5}{24} \cdot 10^{-3} = 6,066 \frac{m^3}{h}$$

Para que esta purificadora trabaje, las bombas que la abastecen proporcionarán aceite a 3 bar, y suponiendo un rendimiento de 0,6 para dicha bomba, necesitaremos una potencia eléctrica de :

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{6,066 / 3600 \cdot 3 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 0,842 kW$$

5.2.3.4. Bomba de circulación

Estas bombas (una de ellas de respeto) absorben del tanque de servicio de aceite y su capacidad se obtiene como otras anteriores, a partir de las recomendaciones del fabricante de un motor similar, es decir, una capacidad de 536,573 m³/h y trabajando a 5,6 bar.

Las características de esta bomba se recogen en la siguiente tabla:



Tabla 7. 17 - Características de la bomba de aceite

La potencia necesaria para hacer funcionar esta bomba será la siguiente:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_m} = \frac{536,573 / 3600 \cdot 5,6 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 139,112 \text{ kW}$$

$$Pot_{abs} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{139,112}{0,8} = 173,889 \text{ kW}$$

5.2.3.5. Bomba Booster o de alta presión

Se instalan dos bombas Booster para mantener la presión del circuito de lubricación (8,4 bar) de los actuadores de las válvulas de escape. Aspiran parte del aceite que les llega impulsado por las bombas de circulación de aceite y tras un filtro, descargan en crucetas y pistones para su lubricación.

Las características de estas bombas son las siguientes:



Tabla 7. 18 - Características de la bomba Booster de aceite

Al igual que en el caso anterior, calculamos la potencia necesaria para hacer trabajar a esta bomba:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_m} = \frac{95,627 / 3600 \cdot 2,8 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 12,396 \text{ kW}$$

$$Pot_{abs} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{12,396}{0,8} = 15,495 \text{ kW}$$

5.2.3.6. Enfriador del aceite de lubricación

El enfriador de aceite está dispuesto en el circuito de baja presión y justo antes de la ramificación del circuito de alta. Será de tubos y el refrigerante será agua dulce. Como se explicará posteriormente, el sistema de refrigeración empleado está centralizado. Las características del enfriador son:



Tabla 7. 19 - Características del enfriador de aceite

5.2.3.7. Válvula de control de temperatura del aceite

Previo al filtro y tras el enfriador, se colocará una válvula termostática de tres vías que en función de la temperatura, controla el flujo de aceite que no tiene que pasar por el enfriador. Los parámetros en los que va a trabajar esta válvula son los siguientes:



Tabla 7. 20 - Características de la válvula de control de temperatura del aceite

5.2.3.8. Filtro de aceite de lubricación

El último elemento de este sistema es un filtro situado a continuación de la válvula de control de temperatura, pero previo a la separación entre las dos ramas del circuito, y tratando de que esté lo más cerca posible del motor para que su eficacia sea mayor. Las características de el filtro son las siguientes:

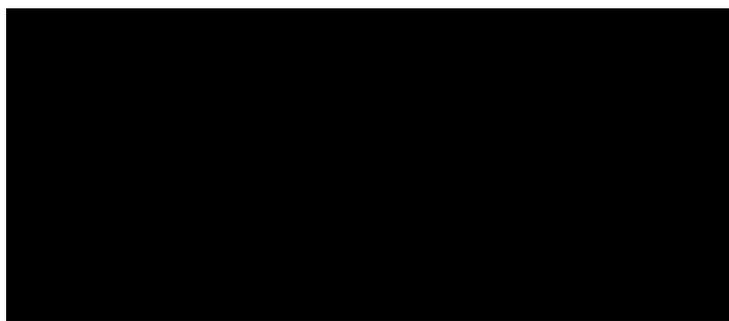


Tabla 7. 21 - Características del filtro de aceite

5.3. Sistema de lubricación de los motores auxiliares

Los motores auxiliares instalados a bordo emplearán un aceite SAE 40 con un índice de basicidad entre 30 y 55.

Los subsistemas son análogos a los del motor principal, por lo que resumimos los componentes y sus características en la siguiente tabla:

**Tabla 7. 22 - Elementos sistema lubricación motores auxiliares**

Para mover estas bomba, necesitaremos la siguiente potencia:

$$P_{\text{ot}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_m} = \frac{3 \cdot 50 / 3600 \cdot 4,5 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 31,25 \text{ kW}$$
$$P_{\text{ot}_{\text{abs}}} = \frac{P_{\text{ot}}}{\eta_{\text{el}}} = \frac{31,25}{0,8} = 39,063 \text{ kW}$$

6. SERVICIO DE REFRIGERACION

El agua salada es por excelencia la fuente fría de todos los procesos térmicos a bordo del buque, pero debido a los problemas que da el hecho de que la temperatura del agua salada no sea constante y de que el agua salada ataca a los materiales férreos, se optó por una refrigeración centralizada que en esencia consiste en un circuito corto de agua salada en el que se incluye un intercambiador de calor en el cual el fluido secundario es agua dulce, que es la que realmente refrigerará lo que sea necesario en el buque.

Las principales ventajas y desventajas de este sistema de refrigeración son:

- Abaratamiento de las conducciones
- Posibilidad de regular la temperatura aún con restricciones de flujo
- Necesidad de un salto térmico adicional, es decir, temperaturas superiores de refrigeración e intercambiadores adicionales.

Este sistema estará compuesto por un circuito de agua salada, otro de agua dulce de baja temperatura y otro de agua dulce de alta temperatura. El circuito de baja temperatura se encarga del enfriador de aire de carga, y del de aceite, mientras que el de alta temperatura, incluye la refrigeración de las camisas y las tapas de los cilindros.

Los circuitos de agua dulce de alta y baja temperatura estarán conectados de tal forma que en las paradas, precalienten el motor principal y los auxiliares.

6.1. Esquemas de los circuitos de refrigeración

A continuación figura un esquema básico de todo el sistema central de refrigeración.

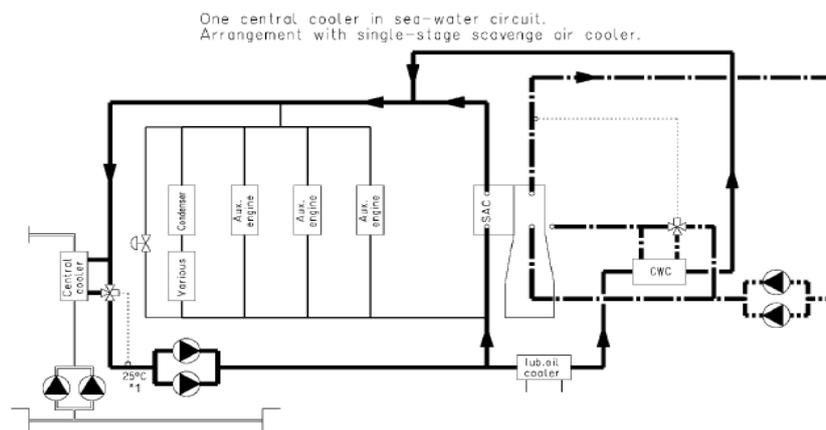


Figura 7. 10 - Sistema central de refrigeración

El circuito de alta temperatura que refrigera el motor principal, está presurizado para evitar la formación de vapor. A la entrada del motor, el flujo de agua se divide en dos: un ramal para refrigeración de las camisas y otro para las tapas de los cilindros.

El circuito cuenta con un tanque de amortiguamiento bajo presión constante para mantener la presión estática del agua a la entrada de las bombas de agua y que se sitúa sobre las mismas.

Aguas abajo de las bombas, hay una derivación que salta al generador de agua dulce y al enfriador para ir directamente a la entrada al motor que lleva a las camisas. Además se controla la temperatura de salida del agua del motor mediante una válvula de tres vías.

A continuación figura un esquema del circuito de refrigeración de camisas.

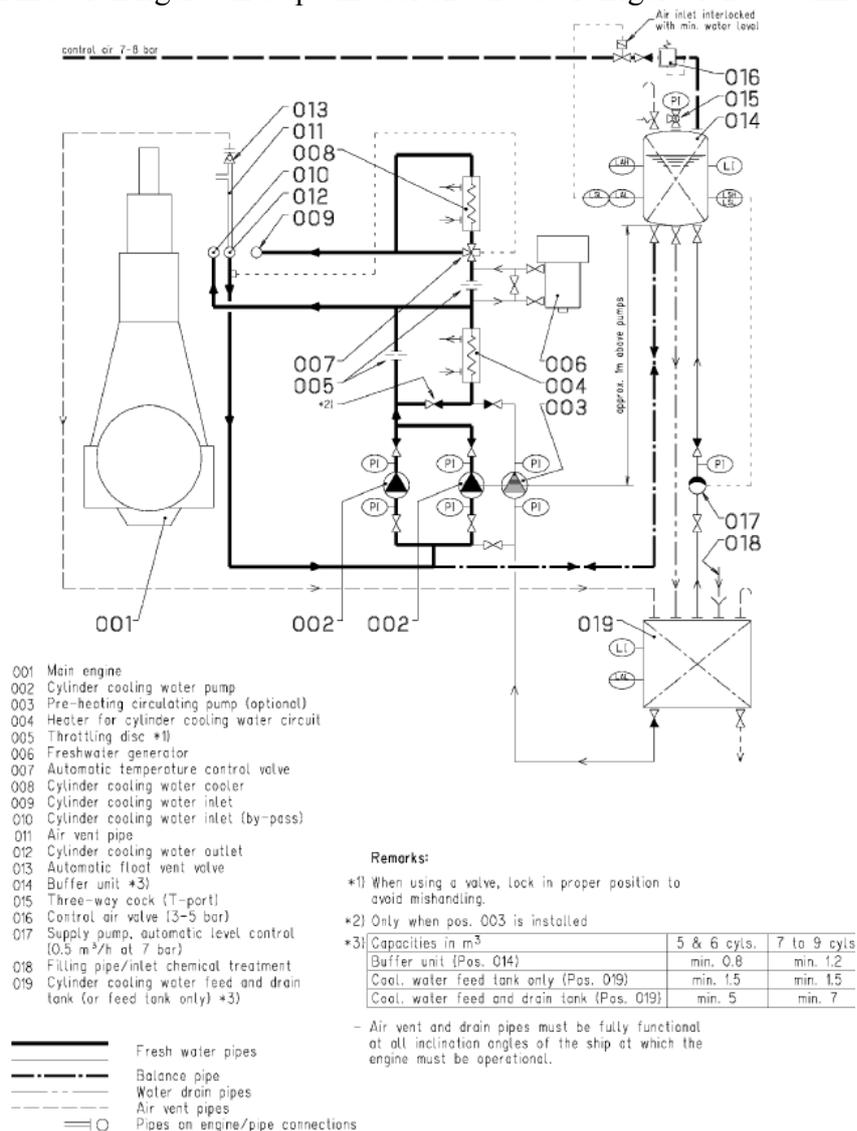


Figura 7. 11 - Sistema de refrigeración de camisas

6.2. Dimensionamiento de bombas

Las bombas de este sistema serán centrífugas no autoaspirantes y de eje vertical siempre que sea posible. Para su dimensionamiento consideraremos un rendimiento total de la bomba de 0,6, junto con el sistema de enfriadores que veremos en el siguiente apartado, que me propone el fabricante, dado que el calor a disipar junto con el calor específico del agua dulce o salada, me determina el caudal másico y por tratarse de agua

líquida, sin cambio de fase, me determina por ende el caudal volumétrico. Este caudal volumétrico, multiplicado por la presión de salida de las bombas, me determina la potencia de éstas, y dividiendo por el rendimiento del 0.6, determino la potencia absorbida por cada bomba. Ya el fabricante calculó la presión de salida de estas bombas, para que el refrigerante adquiriera una determinada velocidad, que me proporcionara ese caudal másico necesario, considerando también la sección de los conductos de circulación. Asimismo, tendrá en cuenta las pérdidas de carga en el circuito, así como la presión hidrostática, por las considerables dimensiones de nuestro motor de 2T.

6.2.1. Bombas de agua salada

Siguiendo las indicaciones del fabricante MAN&BW, dado el calor que hay que evacuar, necesito esta potencia de refrigeración, consideraremos dos bombas de agua salada, una de ellas de reserva y una tercera adicional y más pequeña para que funcione durante las estancias en puerto. Se situarán lo más cerca posible al colector las características de las mismas serán:

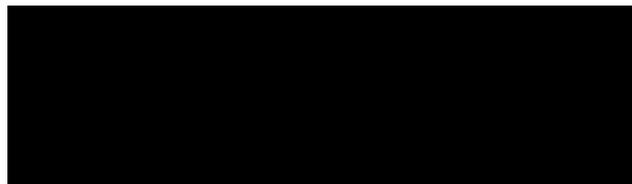


Tabla 7. 23 – Características de la bomba de agua salada

Con estos datos, podemos calcular la potencia necesaria para mover esta bomba y la absorbida por la misma:

$$P_{\text{Pot}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{1059,334 / 3600 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 107,895 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Pot}_{\text{abs}}} = \frac{P_{\text{Pot}}}{\eta_{\text{el}}} = \frac{107,895}{0,8} = 134,869 \text{ kW}$$

6.2.2. Bombas de agua dulce

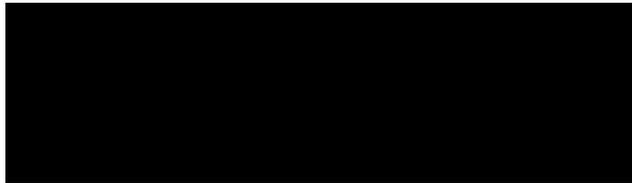
Al igual que en el caso de las de agua salada, y de conformidad con las indicaciones del fabricante MAN&BW, necesito esta potencia de refrigeración de agua dulce para refrigerar a su vez directamente el motor, pues como sabemos, el agua salada no puede penetrar directamente en los circuitos del motor por sus notables efectos corrosivos sobre el acero, además de las impurezas que se sedimentarían. Como comprobación, si multiplicamos la temperatura por el caudal, obtenemos cifras muy próximas, entre el caso anterior y éste, y las únicas diferencias se deben al diferente calor específico entre el agua dulce y el agua de mar. De este modo, el agua dulce evacúa el calor del motor y el agua salada evacúa ese calor al mar. Se dispondrán de dos bombas de agua dulce, una de ellas de reserva, y otra de menor tamaño para la estancia en puerto. Las características de éstas son:

**Tabla 7. 24 - Características de la bomba de agua dulce**

$$P_{\text{Pot}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{877,643 / 3600 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 89,39 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Pot}_{\text{abs}}} = \frac{P_{\text{Pot}}}{\eta_{\text{el}}} = \frac{89,39}{0,8} = 111,737 \text{ kW}$$

Para cada uno de los tres motores auxiliares contaremos con una bomba de 54 m³/h con las siguientes características y potencias absorbidas:

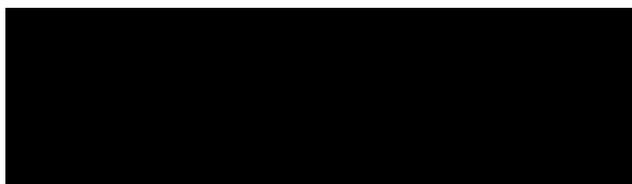
**Tabla 7. 25 - Características de la bomba de agua dulce del circuito de baja temperatura para los auxiliares**

$$P_{\text{Pot}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{54 / 3600 \cdot 2,5 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 6,25 \text{ kW}$$

$$P_{\text{Pot}_{\text{abs}}} = \frac{P_{\text{Pot}}}{\eta_{\text{el}}} = \frac{6,25}{0,8} = 7,813 \text{ kW}$$

6.2.3. Bombas de agua para las camisas

Para la refrigeración de las camisas dispondremos de dos bombas de las siguientes características, una de ellas de reserva:

**Tabla 7. 26 - Características de la bomba de agua dulce para las camisas**

$$P_{\text{Pot}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{353,82 / 3600 \cdot 3 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 49,142 \text{ kW}$$

$$Pot_{abs} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{39,142}{0,8} = 61,427kW$$

En cuanto a los motores auxiliares, dispondremos de una bomba de 45 m³/h de caudal y las siguientes características:

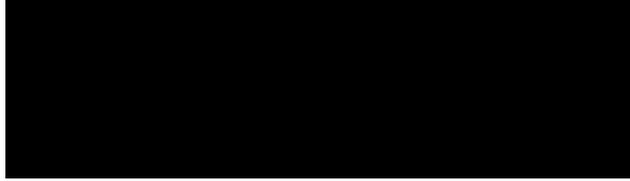


Tabla 7. 27 - Características de la bomba del circuito de alta temperatura de los motores auxiliares

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{45/3600 \cdot 3 \cdot 10^5}{0,6} \cdot 10^{-3} = 6,25kW$$

$$Pot_{abs} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{6,25}{0,8} = 7,813kW$$

6.3. Definición de enfriadores

Los enfriadores serán de placas y construidos de acero inoxidable. Las características de los distintos enfriadores de este sistema, de conformidad con las especificaciones del fabricante para nuestro modelo S70 MC-C8 de 6 cilindros, se definen a continuación:

6.3.1. Enfriador central

Este es el principal elemento del sistema, que se encarga de enfriar con agua salada el agua dulce que se empleará para enfriar los distintos elementos. Debido a que trabaja con agua salada, su material será resistente a las agresiones de la misma. Cubrirá las necesidades de disipación del motor principal, de los motores auxiliares, los compresores de gambuzas, los compresores de aire acondicionado, etc.

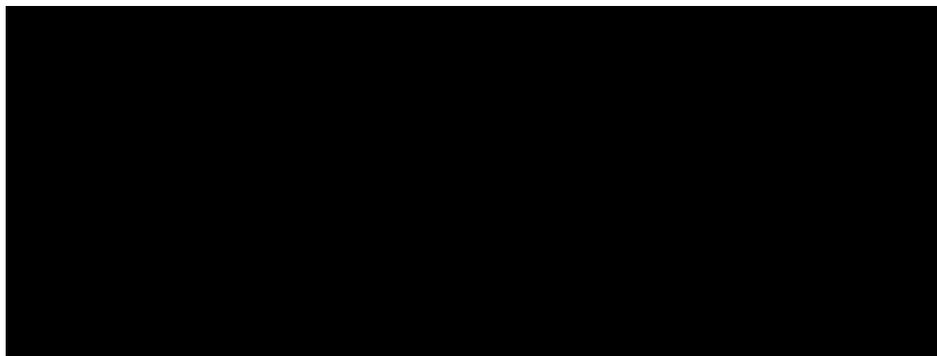


Tabla 7. 28 - Características del enfriador central

6.3.2. Enfriador de aceite de lubricación

Este enfriador ya ha sido definido en el apartado 5.2.3.6 referente al sistema de lubricación.

6.3.3. Enfriador del agua de camisas

Este enfriador se encarga de bajar la temperatura del agua dulce que refrigera las camisas de los pistones, empleando como refrigerante agua dulce del sistema central. Las características de este enfriador figuran en la siguiente tabla.

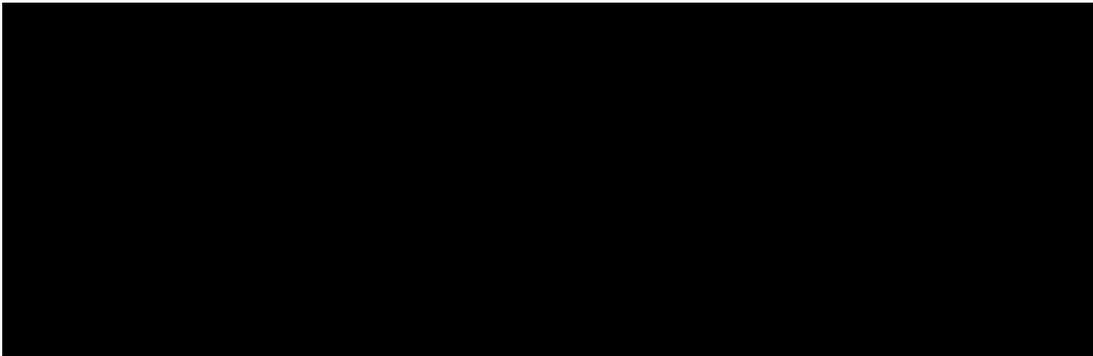


Tabla 7. 29 - Características del enfriador de agua de camisas

6.3.4. Enfriador de aire de barrido

El último enfriador de este sistema es el que refrigera el aire de barrido del motor, que emplea agua dulce del sistema central como refrigerante y cuyas características son las siguientes:

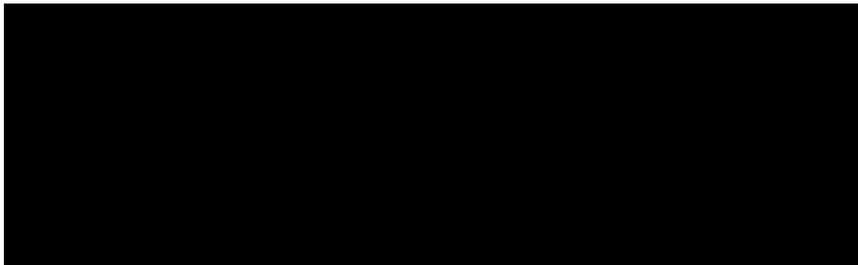


Tabla 7. 30 - Características del enfriador de aire de barrido

6.4. Tanque de expansión

El sistema, como se muestra en los esquemas, dispone además de un tanque de expansión que sirve para acomodar la diferencia de volumen debida a los cambios de temperatura en el agua. Éste tendrá una capacidad de 1,5 m³ tal y como recomienda el fabricante (mínimo 1,2 m³).

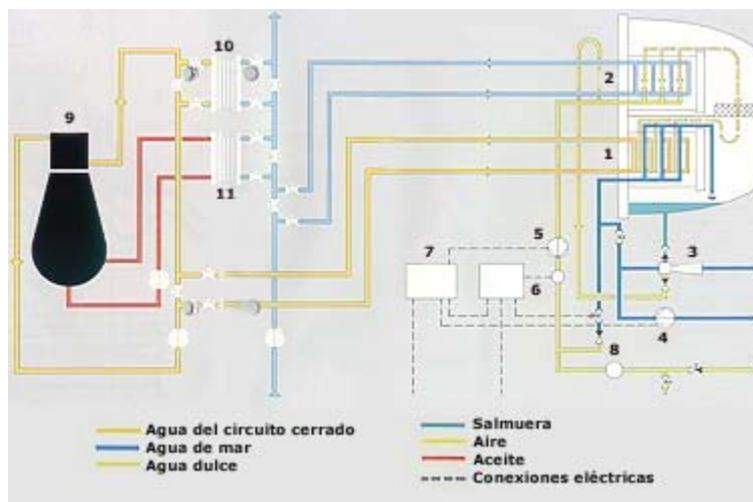
6.5. Tanque de alimentación de agua de refrigeración

Según las especificaciones del fabricante del motor principal, este tanque tendrá una capacidad mínima de 7 m³.

6.6. Generador de agua dulce

Instalaremos un generador de agua dulce de tipo evaporador que aprovecha el agua de refrigeración de las camisas del motor principal.

El generador de agua dulce consta de un evaporador, separador, condensador, bomba de vacío, bomba de extracción de salmuera, bomba de agua destilada válvulas y otros accesorios. El agua de refrigeración de las camisas pasa por los tubos exteriores del intercambiador de calor. Según la cantidad de agua que pase, la caída de la temperatura será de 3 a 14 °C antes de retornar al sistema de refrigeración central.



A continuación figura un esquema de este elemento:

Figura 7. 12 - Esquema del generador de agua dulce

El evaporador y el condensador están al vacío por medio de una bomba de agua de mar eyectora. La presión absoluta debe permanecer aproximadamente a 0'1 bar. A esta presión, a aproximadamente 40° C, el agua de mar se evaporará.

La parte del evaporador abierta al tanque de vacío, es alimentada con agua de mar. En la otra parte del evaporador circula el agua de refrigeración del motor a una temperatura entre 60 y 80 °C. Parte de este agua hierve cuando entra en contacto con la zona caliente de las placas, y abandona el evaporador en forma de vapor, a través del lado abierto de paquete de placas. La cantidad remanente de agua de mar, ahora contiene una importante concentración de sal (salmuera), que es drenada y descargada al mar por el eyector.

El vapor producido en el evaporador pasa a través de un separador al condensador. Este condensador es construido igual que el evaporador con un lado abierto en la parte superior al tanque de vacío; el lado opuesto está completamente cerrado. En el lado cerrado circula el agua del mar fría. Cuando el vapor hace contacto con las placas frías, se condensa el agua dulce.

El agua dulce es bombeada a los tanques de agua dulce del buque pasando por un sensor que se encuentra conectado al salinómetro. El salinómetro mide la salinidad del agua dulce. Cuando ésta es superior al valor establecido (normalmente 50 ppm), una válvula solenoide se abre y el agua producida retorna al evaporador.

Según el fabricante del motor, el generador de agua dulce podrá aprovechar el 40% de la energía disipada por esta agua del circuito de refrigeración, es decir, 2.730,255 kW. Podemos considerar que la cantidad de agua dulce que se puede obtener utilizando un condensador de vacío de simple efecto se puede estimar en 0,03 tons/día·kW. Por lo tanto, una capacidad de:

$$Q_{A.D.} = 0,03 \text{ tons/día} \cdot \text{kW} \cdot 2.730,255 \text{ kW} = 81,908 \text{ tons/día}$$

Aún así esta cantidad de agua es excesiva. Se instalarán a bordo dos generadores de agua dulce de 30 tons/día, que es suficiente para el consumo estipulado para la tripulación así como para los circuitos de agua de las distintas máquinas.

Del mercado seleccionamos el modelo ISF-100 de la compañía Ilseung Co. cuyas características son las siguientes:

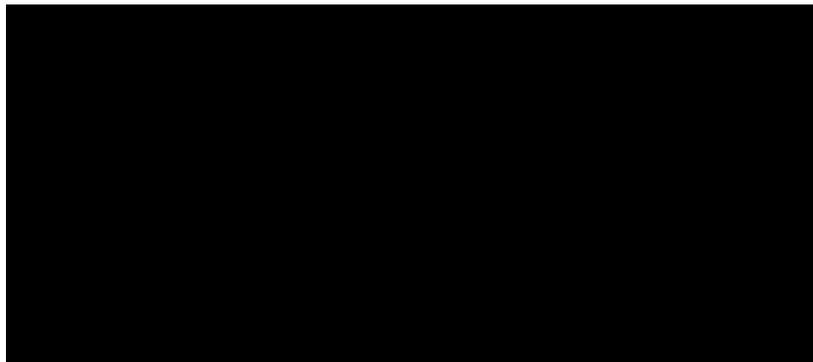


Tabla 7. 31 - Características del generador de agua dulce

7. SERVICIO DE AIRE COMPRIMIDO

Los grandes motores marino como el nuestro, requieren un servicio de aire comprimido para arrancar el motor. Este sistema exige la existencia de compresores y de botellas que acumulen el aire. Además existen otros servicios adicionales que requieren aire comprimido, como el control y actuación de instrumentos, accionamiento de herramientas, etc.

Dicho esto, tendremos que suministrar aire a distintas presiones, una elevada de unos 30 bar para el arranque del motor principal y auxiliares, y otra menor, de unos 7 bar, para servicios de control del motor y demás equipos y herramientas.

7.1. Esquema del sistema de aire comprimido

El aire de arranque del motor a 30 bar alimenta directamente a las botellas de arranque: de cada compresor de arranque sale una línea que se une para alimentar indistintamente a cualquiera de las botellas y de ahí llega a la entrada de aire de arranque del motor principal.

El aire comprimido a 30 bar, tras pasar por la estación reductora de presión, pasa a tener una presión de unos 7 bar, y este aire es el que se usará para el sistema de gobierno, para el colchón de aire de las válvulas de exhaustación y como aire de seguridad para la parada de emergencia. Este aire además sirve para otros servicios, como tomas de mar, soplado de filtros, válvulas neumáticas accionadas a distancia, cubierta para el estacionamiento de chigres de botes, accionamiento de la escala real, herramientas, etc.

A continuación figura un esquema de este servicio.

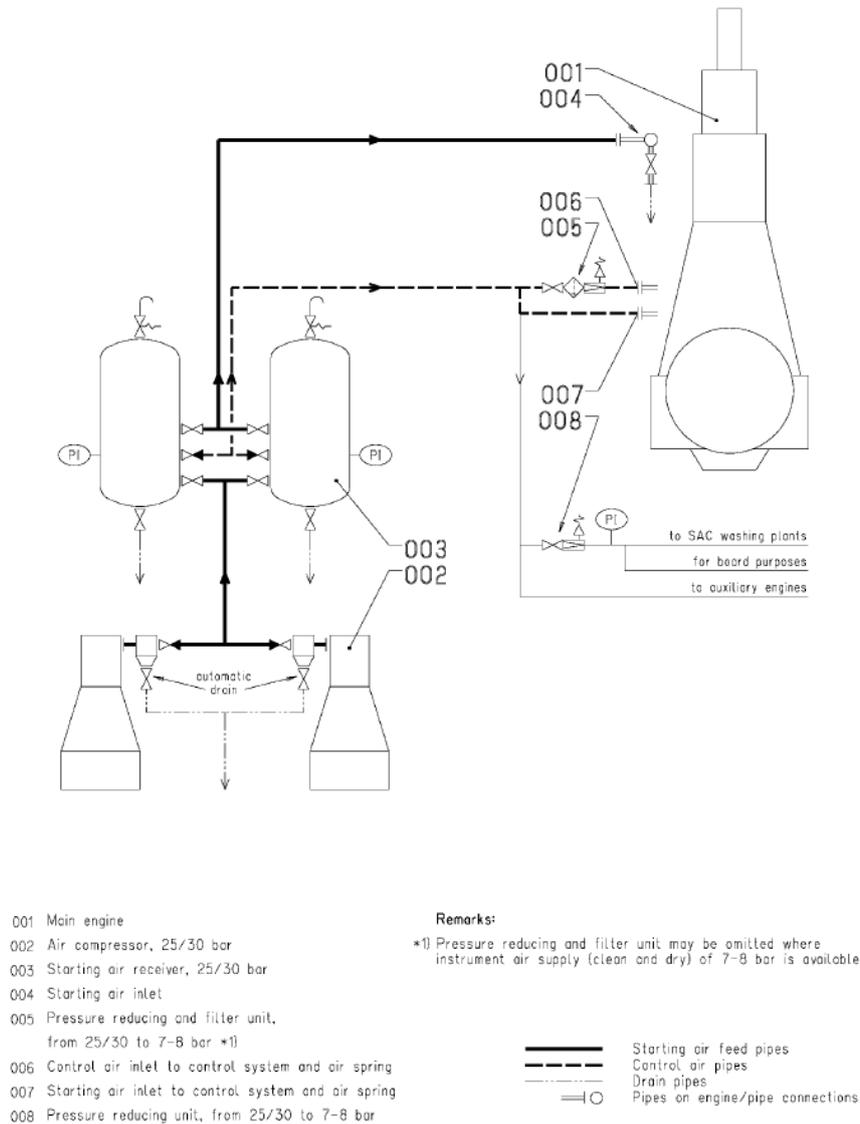


Figura 7. 13 - Sistema de aire comprimido

7.2. Compresores de aire comprimido

Ante todo habrá que cumplir con las exigencias de la sociedad de clasificación (Parte 5; Capítulo 2; Sección 8) a este respecto. Se establece que habrá al menos dos compresores de una capacidad tal que sean capaces de llenar las botellas en 1 hora a partir de aire a presión atmosférica doce veces consecutivas. Al menos un de ellos será independiente del motor principal y la capacidad restante se dividirá equitativamente entre el número de compresores. La temperatura del aire a la salida del compresor no deberá exceder los 93 °C en servicio. Cada compresor estará dotado de una válvula de seguridad tal que con la válvula de escape cerrada, la acumulación no exceda en más de un 10% a la presión de trabajo.

El fabricante del motor recomienda una capacidad total de los compresores de 1.140 m³/h que se repartirán en dos compresores de 570 m³/h a 30 bar con refrigeración intermedia.

7.3. Botellas de aire comprimido

Según exigen las normas de la sociedad de clasificación, la capacidad de la botella será tal que se pueda arrancar el motor principal doce veces consecutivas sin rellenarlas.

Por recomendación del fabricante se instalarán dos botellas de 18,7 m³ de capacidad cada una a 30 bar cada una.

8. SERVICIO DE EXHAUSTACION DEL MOTOR PRINCIPAL

El servicio de exhaustación está compuesto por los elementos que atraviesan los gases de escape desde su salida de los cilindros hasta la atmósfera.

Los componentes del sistema de exhaustación del motor principal son los siguientes:

- Tuberías de exhaustación
- Caldereta de gases de escape
- Silenciador
- Equipo apaga chispas

Para poder dimensionar estos elementos, necesitamos cierta información como el flujo de gases de escape del motor, la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbosoplante, la pérdida de carga máxima admisible a lo largo del sistema, el nivel sonoro máximo a la salida de los gases a la atmósfera y el nivel de esfuerzo máximo que provocan las tuberías en la brida de salida de la turbosoplante.

Tras pasar por las tuberías de escape los gases llegan al colector donde las presiones fluctuantes de los gases provenientes de los distintos cilindros se igualan. Tanto las tuberías de escape como el colector han de estar aisladas. También se disponen compensadores entre las válvulas de escape y el colector con objeto de absorber las dilataciones térmicas.

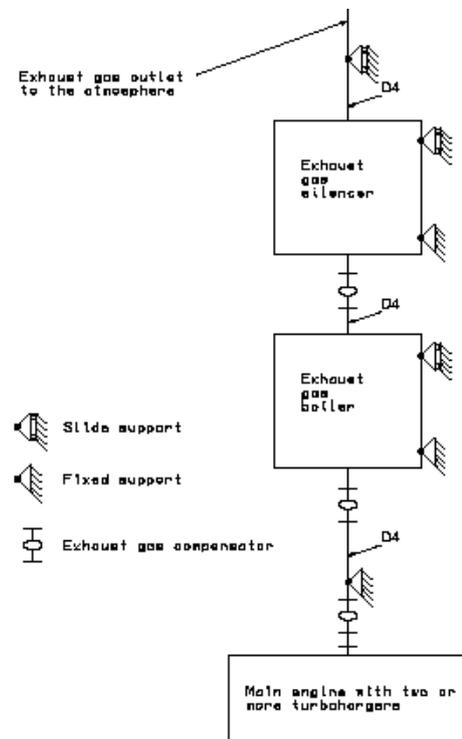


Figura 7. 14 - Sistema de exhaustación

8.1. Máquina principal

8.1.1. Tuberías de exhaustación

Para dimensionar las tuberías de exhaustación se considerará una máxima velocidad de los gases de escape de 40 m/s en la condición de MCR para que la pérdida de carga en el circuito no se dispare.

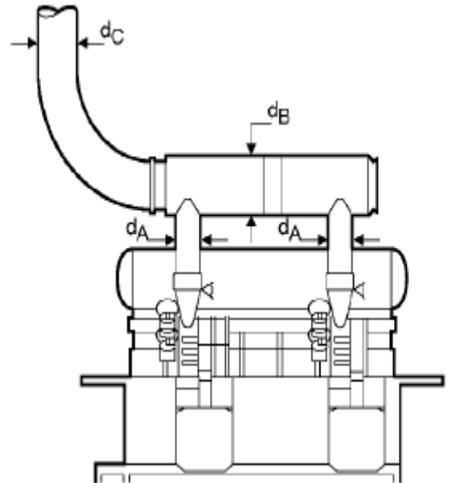


Figura 7. 15 - Descripción de las tuberías de la turbosoplante

Elegimos una distribución de las tuberías de la turbosoplante como se establece en la figura anterior y para ella, las velocidades de los gases propuestas por el fabricante son las siguientes:

- Tubería A: 40 m/s
- Tubería B: 25 m/s
- Tubería C: 35 m/s

La cantidad de gases de escape en la condición MCR es de 150.259Kg/h (41.73kg/s) a 266 °C. Realizando los cálculos recomendado por el fabricante del motor, obtenemos los diámetros de las tres tuberías:

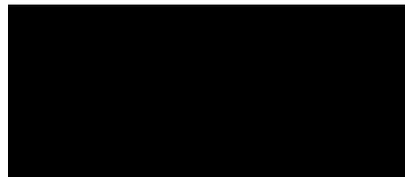


Tabla 7. 32 - Diámetros de las tuberías tras la turbosoplante

8.1.2. Caldereta de gases de escape

Este elemento se situará lo más cerca posible al motor principal y de tal forma que la pérdida de carga en su interior sea como máximo de 150 mm.c.a. En condiciones normales de servicio (90% MCR) la cantidad de gases de escape del motor principal son 150.259Kg/h a una temperatura de 296 °C a la salida de la turbosoplante.

Se instala una caldera de tubos de humos por ser el tipo más sencillo y seguro y disponer de abundantes gases de escape para la producción de vapor necesaria. No consideraremos una pérdida de temperatura en los gases gracias a los aislamientos de que dispondrá la instalación. En cuanto a la temperatura de salida de los gases, tomaremos 170 °C para evitar problemas con el punto de rocío del ácido sulfúrico. Supondremos un rendimiento de la caldera de 0,96 considerando tanto el rendimiento

propio de la caldera y las pérdidas por radiación. Así, el calor disponible en la caldera será:

$$q = C_g \cdot c_{e_g} \cdot \Delta T \cdot \eta = 150.259 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 0,25 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (296 - 170)^\circ\text{C} \cdot 0,96 = 4.507.770 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Con los valores de las entalpías correspondientes podemos obtener la cantidad de vapor que podemos obtener de la caldera.

- $h_v \left(6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) = 658,3 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$
- $h_1 = c_{e_1} \cdot T_1 = 1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot 60^\circ\text{C} = 60 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$

$$q_v = \frac{q}{h_v - h_1} = \frac{4.507.770}{658,3 - 60} = 7.534,29 \frac{\text{kg}_v}{\text{h}}$$

8.1.3. Silenciador

El silenciador se sitúa a continuación de la caldereta y su misión consiste en amortiguar la transmisión de ruidos a la zona de habitación. Las características serán tales que permitirán que el nivel de intensidad sonora en el puente debido al motor principal, cuando este funcione a su potencia nominal, no superen los 60-70 dBA.

8.1.4. Equipo apaga chispas

La misión de este elemento es evitar la propagación de llamas a la zona de habitación. El inconveniente de su instalación es que provoca una considerable caída de presión en los gases. Teniendo en cuenta las limitaciones antedichas y con caldera de gases de escape instalada, la caída de presión entre el silenciador y el equipo apaga-chispas no debe superar los 0,010 bar.

8.2. Máquinas auxiliares

Para los motores auxiliares contaremos con unas tuberías de los siguientes diámetros de acuerdo con las recomendaciones del fabricante:

Tubería	Diámetro (mm.)
A	300
B	500
C	460

Tabla 7. 33 - Diámetros de las tuberías - motores auxiliares

En cuanto a la caldereta de gases y la cantidad de vapor que podemos obtener a partir de los gases de estos motores, los cálculos ya no se detallan porque son análogos a los respectivos del motor principal. Supondremos dos motores auxiliares funcionando, por lo que los datos son el doble de cada motor auxiliar. Los resultados finales se recogen en la siguiente tabla, aunque en la práctica no se suelen utilizar, de modo que conservo los cálculos, pero no se los sumo a los gases de escape del motor principal:

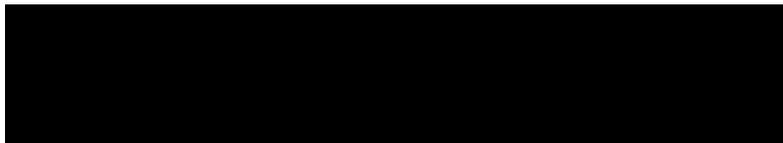


Tabla 7. 34 - Cantidad de vapor obtenido por los gases de escape de los motores auxiliares

9. SERVICIO DE VENTILACION

El aire en la cámara de máquinas cumple dos misiones: suministrar el oxígeno necesario para la combustión de motores y calderas y refrigerar el ambiente. Las cámaras de máquinas son estancas y por ello necesitan simultáneamente de ventilación y extracción.

Por su parte, el suministro de oxígeno para la combustión tiene una localización geográfica muy precisa: el suministro se da en las aspiraciones de las turbosoplantes de motores principales y auxiliares y las de los ventiladores de tiro forzado de las calderas. La extracción aspira parte de la zona superior de la cámara y otra a través de conductos en determinadas zonas que requieren especial atención.

Se considerará para los cálculos una temperatura ambiente en la cámara de 35°C y los requisitos de aire debido a la disipación de calor se calcularán para un incremento de 12,5 °C de la temperatura.

Para estudiar este servicio, lo dividiremos en varias partes: cámara de máquinas, local de purificadoras, cámara de bombas y sala de control.

9.1. Ventilación de cámara de máquinas

La instalación del sistema de ventilación en la cámara de máquinas nos proporciona el aire necesario en los consumidores donde se produce combustión, mantener la temperatura adecuada en el local, evacuando los calores irradiados por los distintos elementos y distribuir el aire renovado en cada espacio de trabajo.

9.1.1. Aire para la combustión

Para este cálculo emplearemos la siguiente expresión:

$$q_f = \frac{N_{bm} \cdot q_m + N_{ba} \cdot q_m}{\rho} = \frac{19.620 \cdot 0,003 + 2 \cdot 700 \cdot 0,003}{1,15} = 54,83 m^3/s$$

siendo:

- q_f : Requisitos de aire para la combustión (m^3/s)
- N_{bm} : potencia nominal del motor (19.620kW)
- N_{ba} : potencia nominal de los motores auxiliares (700kW)
- q_m : cantidad de aire necesario para la combustión (0,003 kg/kWs)
- ρ : densidad del aire a 35°C (1,15 kg/m^3)

9.1.2. Aire para la disipación de calor

$$q_v = \frac{P_d + P_p + P_r + P_g + P_e + P_a + P_s}{\rho \cdot c \cdot \Delta T} = \frac{196,2 + 614,46 + 548,625 + 122,4 + 306 + 12,752 + 209,982}{1,15 \cdot 1,01 \cdot 12,5} = 58,1 \frac{m^3}{s}$$

siendo:

- P_d : calor emitido por los motores diesel (kW)

$$P_d = N_b \cdot \frac{U_d}{100} = 196,2kW$$

- N_b : potencia nominal del motor (19.620kW)
- U_d : pérdidas por radiación (1%)
- P_p : calor emitido por las calderas (kW)

$$P_p = W_s \cdot q_{ms} \cdot i \cdot \frac{U_p}{100} \cdot k = 233,07kW$$

- W_s : consumo total de vapor (45 tons/h = 12,5 kg/s)
- q_{ms} : consumo de combustible (0,07 kg/kg_v)
- i : entalpía del combustible (41.800 kJ/kg)
- U_p : pérdida por radiación (1,2 %)
- k : constante a carga parcial de la caldera (1,4)
- P_r : calor emitido por los conductos de vapor y condensación (kW)

$$P_r = W_s \cdot q_{ms} \cdot i \cdot \frac{0,15}{100} = 208,1kW$$

- P_g : calor emitido por los alternadores

$$P_g = P \cdot 0,04 = 2 \cdot 700 \cdot 0,04 = 56kW$$

- P : potencia de los alternadores instalados (700kW)

- P_e : calor emitido por las instalaciones eléctricas

$$P_e = P \cdot 0,1 = 2 \cdot 700 \cdot 0,1 = 140kW$$

- P_a : calor emitido por los conductos de escape (6,381kW)
- P_s : calor emitido por los tanques calientes (3,656kW)
- r : densidad del aire a 35 °C (1,15 kg/m³)
- c : calor específico de aire (1,01 kJ/kg°C = 0,24 kcal/kg°C)
- DT : incremento de la temperatura en la cámara de máquinas (12,5 °C)

El caudal total de aire necesario será la suma de los dos anteriores, es decir,

$$q = q_f + q_v = 112,93 \frac{m^3}{s} = 406.565,21 m^3/h.$$

Se instalarán 6 ventiladores que proporcionen, cada uno de ellos, el 20% del caudal total necesario, con una presión diferencial de 50 mm.c.a. En caso de fallo de alguno de los ventiladores o extractores se recurrirá a la ventilación natural, para lo que se dispondrán rejillas de exhaustación en el guardacalor.

Tomando un rendimiento del sistema de 0,6, la potencia consumida en cada ventilador será:

$$P_{\text{Pot}} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{0,2 \cdot 262,223 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0,6} \cdot 10^{-3} = 42,83 \text{ kW}$$

Para mover estos ventiladores, necesitaremos 256,979 kW, es decir, redondeando, 260 kW.

9.1.3. Extracción de cámara de máquinas

El caudal de aire a extraer de la cámara de máquinas es aquel para la disipación del calor (151,961 m³/s)

Se instalarán 2 extractores con una presión diferencial equivalente a 40 mm.c.a. Se supondrá un rendimiento del sistema de 0,6. La potencia consumida ellos será:

$$P_{\text{Pot}_{\text{extr}}} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{151,961 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{0,6} \cdot 10^{-3} = 99,281 \text{ kW}$$

El aire se tomará del exterior por cuatro manguerotes dispuestos junto al guardacalor, y existirán entradas en cámara de máquinas que descarguen directamente sobre las turbosoplantes y sobre la zona de entrada al hogar de las calderas.

9.2. Ventilación del local de purificadoras

El local de purificadoras tiene un volumen de 833,565 m³. Suponemos 50 renovaciones por hora y obtenemos un caudal de 41.678,225 m³/h. Situremos un ventilador cuya potencia consumida, teniendo en cuenta la diferencia de presión (50 mm.c.a.) y un rendimiento del ventilador de 0,5 es:

$$P_{\text{Pot}} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{41.678,225 / 3.600 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0,5} \cdot 10^{-3} = 11,346 \text{ kW}$$

9.3. Ventilación de cámara de bombas

En la cámara de bombas hay que garantizar, según las normas de la sociedad de clasificación (Parte 5; capítulo 15; sección 1.7) 20 renovaciones por hora y por ello, haremos los cálculos para 40 renovaciones por hora, para asegurar las 20 necesarias con un ventilador averiado. El volumen de este espacio es de 4.838,4 m³, lo que nos da un caudal de 193.536 m³/h.

Instalaremos tres electroventiladores reversibles de 64.512 m³/h, con una diferencia de presión de 50 mm.c.a. y un rendimiento de 0,5. Así la potencia consumida por cada todos ellos será de:

$$P_{\text{Pot}} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{3 \cdot 64.512 / 3.600 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3 \cdot 9,8}{0,5} \cdot 10^{-3} = 52,685 \text{ kW}$$

Se ubicará una toma de emergencia a una altura de 2 m. por encima de la plataforma inferior de la cámara de bombas, y un registro capaz de abrirse o cerrarse desde la cubierta y desde la plataforma del nivel inferior. Las salidas de ventilación deben descargar al menos 3 m. por encima de la cubierta superior, de las tomas de aire más cercanas, de aperturas para la acomodación o espacios de trabajo y de cualquier posible fuente de ignición.

9.4. Aire acondicionado en la sala de control

Se instalará un sistema independiente de aire acondicionado en la sala de control de máquinas. La temperatura a mantener en ese local se considera igual a 25 °C, y el calor a extraer 15 kW generados por las personas y equipos electrónicos en su interior.

Se dispondrá de un compresor de simple etapa que se situará en el compartimento del aire acondicionado y tendrá un salto de temperatura de 20 °C a 50°C. Se establecerán 20 renovaciones por hora de aire, siendo el 70% del aire recirculado y el 30% proveniente del exterior. El volumen de cámara de control es de 347,053 m³ (altura de 3,5 m.), por lo que el caudal de aire que se deberá meter será:

$$q_{\text{Control}} = 347,053 \cdot 20 = 6.941,06 \text{ m}^3/\text{h}$$

La potencia eléctrica consumida será de:

$$P_{\text{ot}} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{6.750,8 / 3.600 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{0,5} \cdot 10^{-3} = 1,838 \text{ kW}$$

10. EQUIPOS GENERALES

10.1. Servicio de lastre

El Convenio MARPOL, en su anexo I (reglas para prevenir la contaminación por hidrocarburos) capítulo III (prescripciones aplicables a espacios de máquinas de todos los buques) en la regla 16 (separación de los hidrocarburos y del agua de lastre y transporte de hidrocarburos en los piques de proa) establece que este tipo de petroleros no pueden llevar agua de lastre en ninguno de los tanques destinados a combustible líquido.

El buque consta de 14 tanques de lastre. Doce de ellos se encuentran en la zona de carga, estando seis en cada banda uno en el pique de proa y otro en el de popa.

Según las especificaciones del proyecto, las bombas de lastre serán 2 electrobombas y se decide que de igual capacidad. La capacidad de lastre del buque es de 60.000 m^3 . Se tomará un tiempo de lastrado de 15 h. Así, la capacidad de cada bomba de lastre será de:

$$q_{\text{Bombalastre}} = \frac{C_{\text{lastre}}}{t_{\text{lastrado}}} = \frac{60.000/2}{15} = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$$

El salto de presión en cada bomba será de 35 m.c.a. Tomando un rendimiento mecánico de las bombas de 0,7 y un rendimiento de la turbina de 0,9, la potencia consumida por cada una de ellas y la eléctrica necesaria para moverlas serán de:

$$Pot_{B.\text{lastre}} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta_m} = \frac{1333,33 / 3.600 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 35}{0,7} \cdot 10^{-3} = 272,22 \text{ kW}$$

$$Pot_{el} = \frac{Pot}{\eta_{el}} = \frac{272,22}{0,9} = 302,46 \text{ kW}$$

10.2. Servicio de sentinas

El servicio de sentinas se utiliza para evacuar el líquido que se acumula en los espacios del buque debido a condensaciones, pérdidas, baldeo, uso del servicio contra incendios, etc.

Según el convenio MARPOL, Anexo I, regla 14 (equipo filtrador de hidrocarburos) estos buques estarán equipados con instalaciones que permitan retener a bordo la totalidad de las aguas de sentina oleosas para descargarlas posteriormente en instalaciones de recepción. Al igual que para los tanques de lodos, los tanques de sentina deberán tener una conexión universal para poder descargar en cualquier instalación de recepción destinada a ello. El sistema constará de un tanque de retención de un volumen suficiente para acumular esas sustancias en el buque y descargarlas en dichas instalaciones.

Las aguas oleosas acumuladas han de tratarse antes de descargarlas y para ello se utiliza el llamado separador de sentinas.

El buque estará dotado de una instalación de bombas tal que la distribución de las aspiraciones y desagües en cualquier compartimiento sea capaz de bombear el líquido al menos por una aspiración cuando el buque está con un máximo de 5° de escora. Para ello será necesario tener aspiraciones en cada banda en los grandes compartimentos y bastará con una en compartimentos más pequeños.

En cámara de máquinas en particular, la exigencia se relaja a poder achicar el líquido por dos aspiraciones, motivo por el cual tendremos dos aspiraciones (mínimo): una de ellas conectada al colector principal y la otra a una bomba independiente.

A continuación describimos los elementos de este servicio:

10.2.1. Colector principal

Según las normas de la sociedad de clasificación (Parte 5; capítulo 13; sección 5.1) el diámetro interior de este colector no será menor de

$$d_m = 1,68 \cdot \sqrt{L \cdot (B + D)} + 25 = 1,68 \cdot \sqrt{266 \cdot (50 + 24.1)} + 25 = 260,86 \text{ mm.} \approx 261 \text{ mm.}$$

10.2.2. Ramales

Las normas de la sociedad de clasificación también establecen un diámetro mínimo interior para estas tuberías (Parte 5; capítulo 13, sección 5.2):

$$d_b = 2,15 \cdot \sqrt{C \cdot (B + D)} + 25$$

Siendo C la eslora del compartimento en m.

Admitiremos que el área de sección del tubo del colector principal de sentinas, sea el doble que el área correspondiente al ramal de tuberías de cámara de máquinas, es decir 160 mm.

$$d_m^2 = 2 \cdot d_b^2 \rightarrow d_b = \frac{d_m}{\sqrt{2}} = \frac{261}{\sqrt{2}} = 184,45 \approx 185 \text{ mm.}$$

10.2.3. Bombas de sentina

Se instalarán dos bombas centrífugas con sistema de auto-cebado independientes a la salida del colector principal que serán capaces de dar al agua una velocidad superior a 122 m/min (2,03 m/s). La capacidad de cada bomba será:

$$Q = \text{Vel.} \cdot \text{Secc.} = 5,75 \cdot d \cdot d$$

$$q = \frac{5,75}{10^3} \cdot d^2 = \frac{5,75}{10^3} \cdot 346,55^2 = 690,557 \text{ m}^3/\text{h}$$

Así, consideraremos dos bombas de 700 m³/h y 35 m.c.a. Suponiendo un rendimiento total de la bomba de 0,6, la potencia necesaria para mover cada una será:

$$P_{ot} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{700/3600 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 35}{0,6} \cdot 10^{-3} = 111,157 \text{ kW}$$

A pesar de que las bombas centrífugas lleven sistema de auto-cebado, cuando la cantidad a achicar es pequeña se introduce aire en la aspiración y se desceban. Por ello se instala una bomba alternativa de poca capacidad que se empleará para achicar de la cámara de máquinas las pérdidas de los circuitos interiores y de las bodegas el agua cuando haya entrado poca cantidad. Considerando un caudal de 5 m³/h, un salto de presión de 35 m.c.a. y un rendimiento de 0,6, la potencia de la bomba será de 794 W.

10.2.4. Aspiraciones de achique

En las bodegas se sitúan dos aspiraciones, lo más a popa posible y uno a cada banda del buque, pues el trimado siempre será positivo.

En el local del servomotor se colocan dos pozos, lo más a proa posible y uno en cada banda. El motivo de colocarlos a proa es por la existencia de cierto arrufo que hace que la aguas caigan a proa.

En la caja de cadenas se dispone de un sistema de achique que consistirá en una bomba de mano instalada fuera de la caja de cadenas.

Nuestra cámara de máquinas está protegida por un doble fondo a lo largo de toda su eslora, por lo que la reglamentación de la sociedad de clasificación exige una aspiración de cada tipo a cada banda y cada una de ellas descargará en los dos pozos de sentina que se ubicarán a cada banda. Además de las aspiraciones detalladas anteriormente, en cámara de máquinas existirá una aspiración de emergencia que se conectará con la bomba de refrigeración de agua principal, situada en el doble fondo y dotada de una válvula de no retorno.

10.2.5. Separador de sentinas

El separador de sentinas tiene la misión de separar el aceite y/o combustible del agua achicada antes de expulsarla al mar para evitar su contaminación. Consiste en cualquier combinación de separador, filtro, coalescedor u otros medios, así como una sola unidad proyectada para producir un efluente con un contenido de hidrocarburos adecuado. Se instalará una alarma que tendrá la función de interrumpir automáticamente la descarga si se excede la cantidad de aceite permitida y los residuos procedentes del separador irán a parar al tanque de lodos.

Según la resolución MEPC.107(49) (Directrices y especificaciones revisadas relativas al equipo de prevención de la contaminación para las sentinas de los espacios de máquinas de buques), adoptada el 18 de julio de 2003, la cantidad máxima admisible de estos aceites en el agua que irá al mar es de 15 ppm.

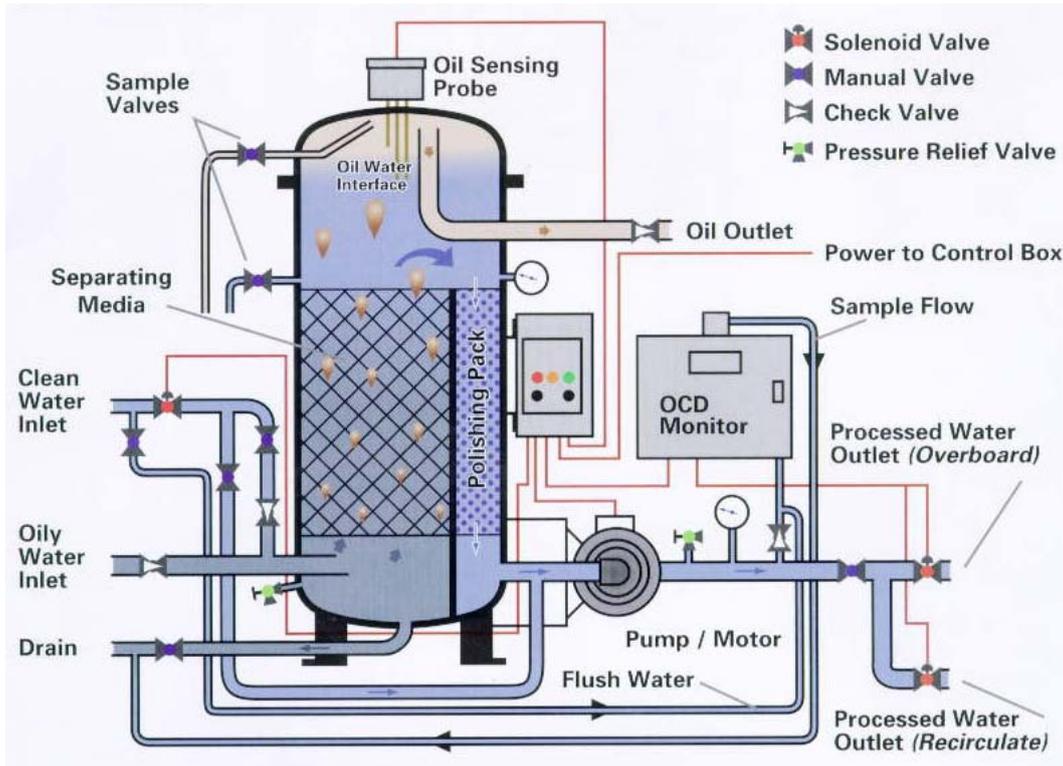


Figura 7. 16 - Separador de sentinas

Seleccionamos un separador de sentinas aprobado por L.R.S. con las siguientes características:

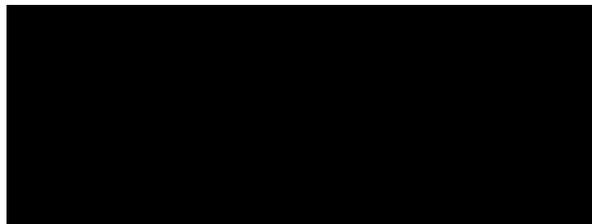


Tabla 7. 35 - Características separador sentinas

La bomba necesaria para este elemento requerirá una potencia de 0,35 kW.

10.2.6. Pozos de sentinas

Se dispondrán pozos de sentinas en los siguientes compartimentos:

- Cámara de máquinas: Un pozo a popa de ésta y otros cuatro más (dos en cada banda, uno a proa y otro a popa).
- Cámara de bombas: Se dispondrán cuatro pozos (dos en cada banda, uno a proa y otro a popa).
- Local del servomotor: Se dispondrán dos pozos a popa, uno a cada banda.

10.3. Servicio contra incendios

El Convenio SOLAS, su capítulo II-2 recoge las disposiciones relativas a prevención, detección y extinción de incendios, que son aplicables a todos los buques construidos a partir del 1 de julio de 2002.

A continuación estudiaremos los elementos de este servicio:

10.3.1. Bombas contra incendios

El SOLAS en su capítulo II-2 (regla 10: lucha contra incendios) establece que las bombas sanitarias, las de lastre, las de sentina y las de servicios generales podrán ser consideradas como bombas contraincendios siempre que no se utilicen normalmente para bombear combustibles, y que si se destinan de vez en cuando a trasvasar o elevar combustible líquido, estén dotadas de los dispositivos de cambios apropiados.

Se instalarán válvulas de desahogo para todas las bombas contraincendios si éstas pueden desarrollar una presión que exceda de la prevista para las tuberías, bocas contraincendios y mangueras. La ubicación y el ajuste de estas válvulas serán tales que impidan que la presión sea excesiva en cualquier parte del sistema del colector contraincendios. Por el tipo de buque de que se trata, está obligado a llevar dos bombas contraincendios. En cuanto a su capacidad total, el caudal de agua excederá al menos en cuatro tercios el caudal que debe evacuar cada una de las bombas de sentina, aunque no será necesario que la capacidad total exigida de las bombas contraincendios exceda de 180 m³/h.

$$Q_{CI\text{total}} = \frac{4}{3} \cdot q_{\text{sentina}} = \frac{4}{3} \cdot 690,557 = 920,742 \text{ m}^3/\text{h}$$

Cada una de las bombas contraincendios tendrá una capacidad no inferior al 80% de la capacidad total exigida dividida por el número mínimo de bombas contraincendios prescritas, que nunca será de menos de 25 m³/h.

$$q_{CI} = \text{máx}\left(\frac{80\% \cdot Q_{CI\text{total}}}{n}; 25\right) = \text{máx}(362,297; 25) = 362,297 \text{ m}^3/\text{h}$$

El Convenio SOLAS exige, para el caudal de las bombas contraincendios descargando a través de cualesquiera bocas contraincendios, una presión en las mismas de 0,27 N/mm² (2,7 bar).

La altura que tiene que superar el agua desde la línea de flotación hasta el consumidor más alto (en el puente de navegación) es de 28,76 mca. Las pérdidas de carga se estiman en función del diámetro de la tubería (calculado más adelante) y la velocidad del flujo en la misma:

$$H = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{330}{0,160} \cdot \frac{2^2}{2 \cdot 9,8} = 8,41 \text{ mca}$$

Se estima que el incremento de presión que tiene que dar cada bomba es de 40 mca. Se instalan, pues, dos bombas centrífugas de accionamiento eléctrico con las características dadas en la siguiente tabla donde se ha considerado un rendimiento de las bombas de 0,6.



Tabla 7.36 - Características de la bomba contraincendios

10.3.2. Bomba contraincendios de emergencia

Además, existirá otro medio, consistente en una bomba contraincendios de emergencia, que cumpla lo dispuesto en el Código de sistemas de seguridad contra incendios y con su fuente de energía y conexión al mar situadas fuera del espacio donde se encuentran las bombas contraincendios principales o sus fuentes de energía. La razón es que si se diera un incendio que inutilizara las bombas contraincendios, esta bomba de accionamiento independiente podría suministrar los dos chorros de agua que se consideran suficientes.

La capacidad mínima de la bomba de emergencia será del 40% de la capacidad mínima total de las bombas contraincendios normales o bien de 25 m³/h, si esta cantidad es superior. Aunque la capacidad total de las bombas contraincendios es de 920,742 m³/h, el mínimo según la reglamentación del SOLAS es 180 m³/h, por lo que el caudal de la bomba de emergencia será de 72 m³/h.

Al igual que para las demás bombas contraincendios, el SOLAS también exige una presión de descarga de 2,7 N/mm² (2,7 bar).

Se instala, pues, una bomba contraincendios de emergencia de tipo centrífugo de las siguientes características:

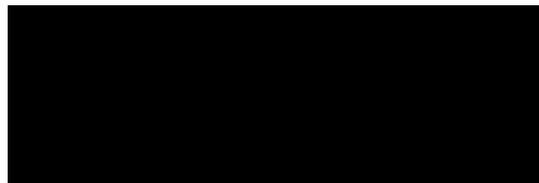


Tabla 7.37 - Características de la bomba de emergencia contraincendios

Esta bomba, por ser de emergencia, estará accionada por un motor eléctrico alimentado por el generador de emergencia.

10.3.3. Colector y tuberías contraincendios

El diámetro del colector y de las tuberías contraincendios será suficiente para un caudal de agua de 140 m³/h. Consideraremos que la velocidad del agua en su interior es de 2 m/s y así, el diámetro resulta:

$$q = v \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 140 / 3600}{\pi \cdot 2}} = 0,157\text{m}$$

En términos de diámetros comerciales, tanto el colector como las tuberías contraincendios tendrán un diámetro de 160 mm.

Se instalarán válvulas de aislamiento en el colector contraincendios frente a la toldilla, situándolas en un emplazamiento protegido y en la cubierta de tanques a intervalos de 40 m como máximo, para preservar la integridad del sistema del colector en caso de incendio o explosión.

10.3.4. Bocas contraincendios

El número y la distribución de las bocas contraincendios serán tales que por lo menos dos chorros de agua no procedentes de la misma boca contraincendios, uno de ellos lanzado por una manguera de una sola pieza, puedan alcanzar:

- Cualquier parte del buque normalmente accesible a los pasajeros o a la tripulación mientras el buque navega
- Cualquier punto de cualquier espacio de carga cuando éste se encuentre vacío
- Cualquier espacio de carga rodada o cualquier espacio para vehículos; en este último caso los dos chorros alcanzarán cualquier punto del espacio, cada uno de ellos lanzado por una manguera de una sola pieza.

Además, estas bocas contraincendios estarán emplazadas cerca de los accesos a los espacios protegidos.

10.3.5. Mangueras y lanzas contraincendios

Se proveerán mangueras contraincendios a razón de una por cada 30 m de eslora del buque y una de respeto, pero siempre más de cinco. Haciendo el cálculo, obtenemos que dispondremos de 12 mangueras distribuidas por la eslora del buque. En este número no se incluyen las mangueras requeridas en cualquiera de las cámaras de máquinas o de calderas. Se instalará una válvula por cada manguera contraincendios de modo que cuando estén funcionando las bombas contraincendios se pueda desconectar cualquiera de las mangueras.

La longitud de cada manguera será superior a 10 metros, pero inferior a una longitud específica en función de la zona del buque donde se ubique:

- En la cámara de máquinas la longitud máxima de las mangueras será de 15 metros.
- En otros espacios esta longitud máxima aumenta hasta 20 metros.
- En las cubiertas expuestas de más de 30 metros de manga, es decir, en todas ellas, la longitud máxima de las mangueras alcanza los 25 metros.

Las lanzas serán de doble efecto, es decir, de aspersión y de chorro, y llevarán siempre un dispositivo de cierre. Su tamaño también variará en función de su localización:

- En alojamientos y espacios de servicio el diámetro máximo será de 12 mm.
- En espacios de máquinas y emplazamientos exteriores, el diámetro será tal que se de el mayor caudal posible con dos chorros suministrados por la bomba más pequeña a la presión máxima, que como ya mencionamos es de 27 bar a la salida, sin exceder los 19 mm.

10.3.6. Conexión internacional a tierra

Este tipo de buques estará dotado de una conexión internacional a tierra de las siguientes características según el Código de sistemas de seguridad contra incendios:

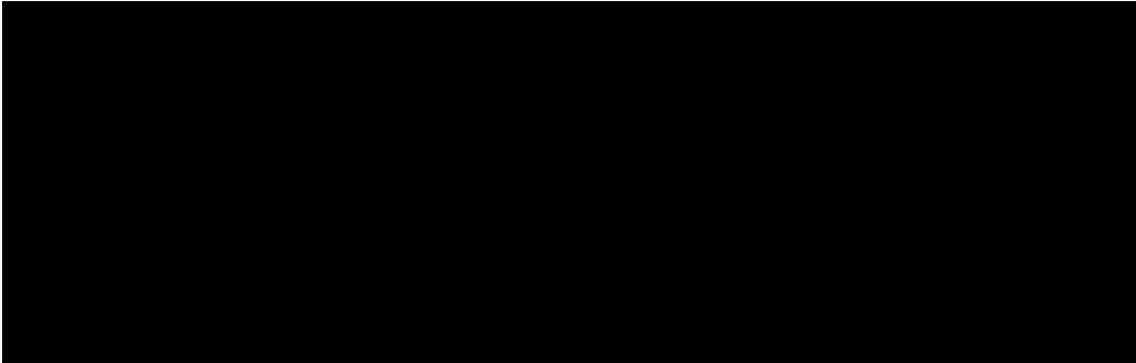


Tabla 7. 38 - Características de la conexión internacional a tierra del servicio CI

10.3.7. Extintores portátiles

Los espacios de alojamiento y de servicio y los puestos de control contarán con al menos cinco extintores portátiles cada uno. Los extintores portátiles destinados a ser usados en un espacio determinado se situarán cerca de la entrada a dicho espacio. En estos espacios, así como en los demás puestos que contengan equipo eléctrico o electrónico o dispositivos necesarios para la seguridad del buque, no habrá extintores de incendio a base de anhídrido carbónico, y el agente extintor no será conductor de la electricidad ni podrá dañar el equipo y los dispositivos. Se proveerán cargas de respeto para el 100% de los 10 primeros extintores y para el 50% del resto de los extintores que se puedan recargar a bordo. No se necesitan más de 60 cargas de respeto.

10.3.8. Sistema contraincendios de cámara de máquinas

La cámara de máquinas tendrá un sistema fijo de extinción de incendios de espuma de alta expansión, así como una serie de extintores portátiles lanzaespuma y extintores portátiles de espuma.

El sistema fijo de extinción de incendios por **espuma de alta expansión** podrá descargar rápidamente, a través de orificios de descarga, una cantidad de espuma suficiente para llenar el mayor de los espacios protegidos a razón de 1 metro de espesor por minuto como mínimo. La cantidad de líquido espumógeno disponible será suficiente para producir un volumen de espuma cinco veces mayor que el volumen del mayor de los espacios protegidos. La relación de expansión de la espuma no excederá de 1.000 a 1. Si los generadores de espuma están adyacentes al espacio protegido, los

conductos de entrega de espuma irán instalados de modo que haya una distancia de 450 mm por lo menos entre los generadores y el espacio protegido. Los conductos estarán contruidos de acero y tendrán un espesor no inferior a 5 mm. Además, en las aberturas de los mamparos límite o de las cubiertas que se encuentren entre los generadores de espuma y el espacio protegido, se instalarán válvulas de mariposa de acero inoxidable de un espesor no inferior a 3 mm. que se activarán automáticamente (por medios eléctricos, neumáticos o hidráulicos) mediante el telemando del generador de espuma conexo.

Los **extintores portátiles lanzaespuma** están formados por una lanza para espuma de tipo educor que se pueda conectar al colector contraincendios mediante una manguera contraincendios, de un recipiente portátil que contenga como mínimo 20 l. de líquido espumógeno y de un recipiente de respeto de líquido espumógeno. La lanza producirá espuma suficiente para combatir un incendio de hidrocarburos, a razón de 1,5 m³/min por lo menos. Su número será suficiente para que la espuma pueda alcanzar cualquier parte de los sistemas de combustible y de aceite de lubricación a presión, engranajes y otras partes que presenten riesgo de incendio.

Los **extintores de espuma** de la cámara de máquinas tendrán 45 l. y se situarán de modo que no sea necesario andar desde ningún punto del espacio de que se trate más de 10 m para llegar a ellos. Además, en cada frente de quemadores de las calderas se dispondrán dos extintores portátiles de espuma, uno de 135 l. y otro de 45 l. de capacidad.

10.3.9. Sistema contraincendios en puestos de control, espacios de alojamiento y espacios de servicio

Habrá un sistema automático de rociadores, detección y alarma contraincendios instalado y dispuesto de manera que proteja los espacios de alojamiento, las cocinas y otros espacios de servicio, salvo los que no presenten un verdadero riesgo de incendio, tales como espacios perdidos, locales sanitarios, etc. Esto sistema también incluirá a todos los pasillos, escaleras y vías de evacuación en el interior de los espacios de alojamiento.

10.3.9.1. Sistema de rociadores

El sistema de detección pondrá en funcionamiento la bomba y las señales de alarma acústica y visual. Al menos habrá dos fuentes de suministro de energía para la bomba de agua de mar y el sistema fijo de detección de incendios y de alarma, una de ellas, de emergencia.

Los **rociadores** serán, evidentemente, resistentes a la corrosión del aire marino y en los espacios de alojamiento y de servicio empezarán a funcionar cuando se alcance una temperatura comprendida entre 68°C y 79°C, aunque en los lugares tales como cuartos de secado, en los que cabe esperar una alta temperatura ambiente, la temperatura a la cual empezarán a funcionar los rociadores se podrá aumentar hasta 30°C por encima de la máxima prevista para la parte superior del local de que se trate. Se proveerán cabezales rociadores de respeto para todos los tipos y regímenes que haya instalados en el buque (sin exceder el número instalado de cada tipo), según se indica a continuación:

Cantidad total de cabezales	N° cabezales de respeto
< 300	6
300 - 1.000	12
> 1.000	24

Tabla 7. 39 - Cabezales de rociadores de respeto

Los rociadores irán colocados en la parte superior y espaciados según una disposición apropiada para mantener un régimen medio de aplicación de 5 l/m²/min, como mínimo, sobre el área nominal de la zona protegida. Teniendo en cuenta que la cobertura máxima de un rociador es de 12 m² y sabiendo que todas las cubiertas tienen un área igual de alrededor de 440 m², el número de rociadores es de 37 en cada una de las 6 cubiertas de la superestructura, que hace un total de 222 rociadores. Haciendo referencia a la tabla anterior, esto nos da un total de 6 rociadores de respeto.

Los rociadores estarán agrupados en secciones separadas, con un máximo de 200 rociadores por sección tal que ninguna servirá a más de dos cubiertas ni estará situada en más de una zona vertical principal. Cada sección de rociadores podrá quedar aislada mediante una sola válvula de cierre. Se dispondrá de una válvula de prueba para comprobar la alarma automática de cada sección de rociadores descargando una cantidad de agua equivalente a la de un rociador en funcionamiento. El sistema de rociadores estará conectado al colector contraincendios del buque por medio de una válvula de retención que impida el retorno del agua desde el sistema hacia el colector.

Se instalará una **bomba** motorizada independiente, destinada exclusivamente a mantener automáticamente la descarga continua de agua de los rociadores. La bomba comenzará a funcionar automáticamente al producirse un descenso de presión en el sistema, antes de que la carga permanente de agua dulce del tanque a presión se haya agotado del todo. La bomba y el sistema de tuberías tendrán la capacidad adecuada para mantener la presión necesaria al nivel del rociador más alto, asegurando un suministro continuo de agua en cantidad suficiente para cubrir un área mínima de 280 m² al régimen de aplicación de 5 l/m²/min. por rociador. Así el caudal de la bomba será:

$$Q_{\text{roc.}} = 5 \frac{\text{l}}{\text{m}^2 \cdot \text{min}} \cdot 280 \text{m}^2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{l}} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 84 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Para asegurar que el rociador más alto (en el puente) proporcione agua a una presión de 1 kg/cm², la bomba tendrá que darnos 50 m.c.a. De esta manera, podemos calcular la potencia necesaria para la bomba:

$$P_{\text{ot}} = \frac{q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{84 \cdot 9,8 \cdot 50}{3600 \cdot 0,6} = 19,056 \text{kW}$$

Se instalará un **tanque de presión** de agua dulce que tendrá como mínimo un volumen igual al doble de la cantidad de agua que la bomba descargaría en un minuto. La instalación será tal que en el tanque se mantenga una presión de aire suficiente para asegurar que, cuando se haya utilizado el agua dulce almacenada en él, la presión no será inferior en el sistema a la presión de trabajo del rociador más la presión ejercida por

una columna de agua medida desde el fondo del tanque hasta el rociador más alto del sistema. Se instalará un indicador de nivel, de vidrio, que muestre el nivel correcto del agua en el tanque.

$$V = 2 \cdot Q = 2 \cdot \frac{84}{60} = 2,8 \text{ m}^3$$

Es aconsejable que el tanque de presión esté lleno de agua sólo en 2/3 para que la parte restante sea espacio para presurizar, con lo que tendremos un tanque de 4,2 m³ de volumen. Para mantener la presión, este tanque estará conectado con el suministro de aire.

10.3.10. Sistema contraincendios en espacios de carga

Esta zona estará protegida por un sistema fijo de extinción de incendios en cubierta que deberá poder extinguir el fuego prendido en sustancias derramadas e impedir la ignición de los hidrocarburos derramados que todavía no estén ardiendo, así como combatir incendios en tanques que hayan sufrido roturas.

10.3.10.1 Sistema fijo de espuma de baja expansión

El sistema descargará a través de orificios fijos de descarga, en no más de 5 minutos, una cantidad de espuma suficiente para cubrir con una capa de 150 mm. de espesor la mayor de las superficies en que haya riesgo de que se derrame combustible líquido. La relación de expansión de la espuma tampoco excederá de 12 a 1.

El régimen de suministro de solución espumosa no será inferior al mayor de los valores siguientes:

- 0,6 l/min·m² de la superficie de cubierta correspondiente a los tanques de carga, entendiéndose por superficie de cubierta correspondiente a los tanques de carga la manga máxima del buque multiplicada por la extensión longitudinal total de los espacios destinados a los tanques de carga, es decir:

$$0,6 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 50 \cdot 200 = 6000 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

- 6 l/min·m² de la superficie horizontal del tanque que tenga la sección horizontal de mayor área, es decir:

$$6 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 24,2 \cdot 58,61 = 9.975 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

- 3 l/min·m² de la superficie protegida por el mayor cañón lanzador, encontrándose toda esa superficie a proa de dicho cañón, y sin que la descarga pueda ser inferior a 1.250 l/min. Para calcular esta área, sabemos que la distancia del cañón al extremo de la zona protegida a proa de él no superará el 75% del alcance del cañón y como dicho alcance es de 35 m, esta área es:

$$S_{\text{proa}} = \frac{1}{2} \pi \cdot (0,75 \cdot 35)^2 = 1443,17 \text{ m}^2 \Rightarrow 3 \frac{\text{l}}{\text{min} \cdot \text{m}^2} \cdot 1443,17 \text{ m}^2 = 4329,5 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

De entre las tres opciones, la mayor es la primera y por tanto, tomamos un caudal de espuma de 9.975l/min (598,5m³/h).

Se suministrará concentrado de espuma en cantidad suficiente para asegurar que, como mínimo, se produce espuma durante 20 min. La relación de expansión de la espuma (relación entre el volumen de espuma producida y el volumen de la mezcla de agua y concentrado espumógeno suministrado) no excederá en general de 12 a 1. Considerando esto, podemos calcular los caudales de las bombas de espumógeno y de espuma:

$$Q_{\text{espuma}} = \frac{Q}{12} = \frac{598,5}{12} = 49,875 \text{ m}^3/\text{h}$$

Suponiendo un 3% de espumógeno en la mezcla, el caudal de la bomba de espumógeno será:

$$Q_{\text{espumógeno}} = 0,3 \cdot Q_{\text{espuma}} = 14,962 \text{ m}^3/\text{h}$$

El incremento de presión de estas dos bombas será de 40 mca y por tanto la potencia necesaria para ambas (consideramos un rendimiento de 0,6) se resume en la siguiente tabla:

Tabla 7. 40 - Características de las bombas de espuma y espumógeno

La espuma procedente del sistema será proyectada por **cañones y lanzaespumas**. Cada uno de los cañones podrá abastecer el 50% como mínimo el caudal correspondiente al régimen señalado. La capacidad de un cañón será, como mínimo, de 3 l/min de solución espumosa por m² de superficie de la cubierta protegida por el cañón a proa del mismo, pero nunca inferior a 1.250 l/min. Como ya hemos calculado en el apartado anterior, el caudal de estos cañones resulta 9.975 l/min. Por su parte, la capacidad de un lanzaespuma no será inferior a 400 l/min, y su alcance, con el aire totalmente en reposo, no será inferior a 15 m. Se instalarán un cañón y una conexión de manguera para el lanzaespuma a babor y a estribor, en la fachada de la toldilla o de los espacios de alojamiento encarados a la cubierta correspondiente a los tanques de carga. Como mínimo habrá cuatro lanzaespumas, pero el número y el emplazamiento de los orificios de descarga del colector de espuma serán tales que al menos con dos de los lanzaespumas se pueda dirigir la espuma hacia cualquier parte de la superficie de la cubierta correspondiente a los tanques de carga.

Haciendo cálculos, obtenemos una cantidad de cañones y lanzaespumas que se resume en la siguiente tabla:

- Alcance de cada cañón: $a = \sqrt{(0,75 \cdot 35)^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2} = 36,25m$.

- N° de cañones: $n = \frac{L_{carga}}{a} = \frac{275}{36,25} = 5,51 \rightarrow 6cañones$
- Alcance de cada lanzaespumas: $a = 35 \text{ m.}$
- N° de lanzaespumas: $n = \frac{L_{carga}}{a} = \frac{200}{35} = 5,714 \rightarrow 6lanzaespumas$



Tabla 7. 41 - Cañones y lanzaespumas

10.3.10.2. Sistema de gas inerte

El SOLAS y el Código de sistemas de seguridad contra incendios prescriben para buques tanque de 20.000 TPM o más, un sistema fijo de protección de los tanques de carga de gas inerte. Este sistema será capaz de inertizar, purgar y desgasificar los tanques de carga vacío, así como de mantener la atmósfera de dichos tanques con el contenido de oxígeno necesario.

Los medios instalados para inertizar, purgar o desgasificar los tanques vacíos, serán tales que la acumulación de vapores de hidrocarburos en las cavidades que puedan formar los elementos estructurales internos del tanque se reduzca al mínimo, y que:

- En cada tanque de carga, el tubo de salida de gases, si lo hay, estará situado lo más lejos posible de la toma de gas inerte/aire. La entrada de esos tubos estará situada al nivel de la cubierta o a no más de 1 m de altura por encima del fondo del tanque;
- El área de la sección transversal del tubo de salida de gases será tal que permita mantener una velocidad de salida de 20 m/s como mínimo cuando tres tanques cualesquiera estén siendo abastecidos simultáneamente de gas inerte. Los orificios de salida de esos tubos estarán por lo menos a 2 m por encima del nivel de la cubierta; y
- Toda salida de gases dispondrá de dispositivos obturadores adecuados.

11. SERVICIOS DE LA CARGA

En este tipo de buques que transportan crudo, hay que mantener la carga a cierta temperatura: ni demasiado alta para no tener pérdidas innecesarias de calor, ni demasiado baja para evitar la solidificación de la carga. Aún así, la carga no se calefacta continuamente, sino que con la suficiente antelación, se inicia un calentamiento continuo de la carga para que al llegar el momento de la descarga en puerto, ésta haya alcanzado una temperatura un par de grados por encima de la de descarga. Al empezar la descarga, se para la calefacción, y entonces las calderas empiezan a suministrar vapor a las bombas de descarga y las de lastre.

La capacidad de carga de nuestro buques es de 184.000m³ distribuidos en 12 tanques de carga (seis en el sentido de la eslora) y dos tanques de slop (o de decantación) que se utilizan para el servicio de limpieza de la carga.

11.1. Equipo de descarga

11.1.1. Turbobomba de descarga

Para la descarga de crudo se cuenta con tres turbobombas de 3.500 m³/h (requisito del proyecto). Estas bombas también deben ser capaces de proporcionar caudal para la limpieza de tanques y para los eyectores, además de evidentemente, descargar los tanques de crudo.

Estas bombas trabajarán a una presión de 140 m.c.a. para garantizar una presión de entre 8 y 10 bar en el manifold. Para los cálculos supondremos una densidad del crudo de 860 kg/m³.

Suponiendo un rendimiento de la bomba de 0,6, la potencia necesaria para mover la turbobomba será:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{4.088,88 / 3.600 \cdot 140 \cdot 9,8 \cdot 10^3}{0,6} \cdot 10^{-3} = 2.597,19 kW$$

Suponiendo ahora un rendimiento de la turbina que mueve la turbobomba de 0,9, la potencia desarrollada por la turbina será de

$$Pot_{turbina} = \frac{Pot}{\eta_{turbina}} = \frac{2.597,19}{0,9} = 2.885,86 kW$$

Para mover esta turbina necesitaremos la siguiente cantidad de vapor, suponiendo 8,5 kg_v/kWh:

$$q_{turbina} = 8,5 \frac{kg_v}{kWh} \cdot 3 \cdot 2.885,76 kW = 73.587,05 \frac{kg_v}{h}$$

11.1.2. Bomba de agotamiento

Se instalará una bomba de achique que trabaje a la presión de 135 m.c.a. a 300 m³/h y con un rendimiento de 0,6. La potencia necesaria para la misma será:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{300/3.600 \cdot 135 \cdot 9,8 \cdot 10^3}{0,6} \cdot 10^{-3} = 183,75 kW$$

11.2. Sistema de gas inerte

El sistema fijo de gas inerte en la zona de carga es obligatorio para todos los buques tanques de más de 20.000 tpm. por el convenio SOLAS (Capítulo II-2; parte B; regla 4.5.5). El sistema de gas inerte será capaz de inertizar, purgar y desgasificar los tanques de carga vacíos y de mantener la atmósfera de dichos tanques con el contenido de oxígeno requerido (inferior al 2 %). Además se utilizará este sistema con los tanques cargados para inertizar la atmósfera que queda entre el techo del tanque y la carga.

El sistema de gas inerte consta básicamente de soplantes y tuberías que proporcionan el gas a cada tanque de carga, con una capacidad suficiente para suministrar un volumen de gas equivalente al 125 % de la capacidad de todas las bodegas de carga que operen simultáneamente. El generador de gas inerte deberá producir durante 72 horas un volumen de gas libre igual, por hora, al menos al 25% del volumen total del mayor compartimiento protegido por este método (volumen tanque 15.507,8 m³)

El gas inerte de este sistema procede de dos fuentes: los gases de escape de las calderas y un generador autónomo de gas inerte.

Los gases procedentes de las calderas se introducen en la unidad de lavado, donde se limpian y enfrían con agua salada. La temperatura final de los gases es de unos 5 °C por encima de la del agua salada empleada. A continuación, estos gases pasan a la zona de ventiladores para su distribución. También se incluye entre los componentes de este sistema un amortiguador de presión, que es un dispositivo que evita la sobrepresión o el vacío en los tanques de carga.

Por su parte el sistema con generador de gas inerte tiene el siguiente esquema:

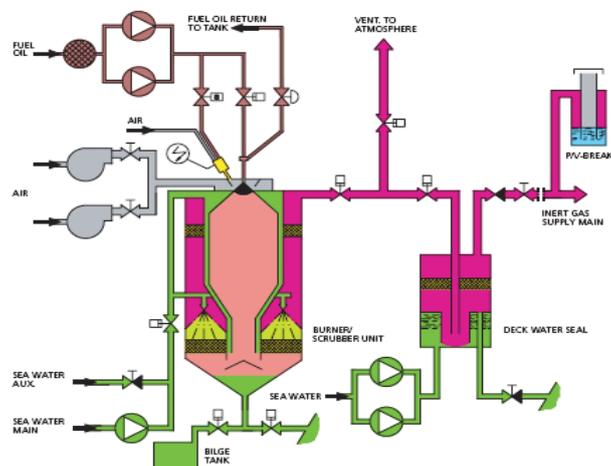


Figura 7. 17 - Sistema generador de gas inerte

11.2.1. Ventiladores del sistema

Para dimensionar los ventiladores del sistema, tendremos en cuenta las normas de la sociedad de clasificación que estipulan (parte 5; capítulo 15; sección 7.2.4) que se ha de proporcionar gas inerte a los tanques de carga y slops con una capacidad no inferior al 125 % de la capacidad máxima en el régimen de descarga. Para ello emplearemos cinco ventiladores situados a popa de cada tanque d carga.

La capacidad máxima de descarga se logra con las tres turbobombas de descarga funcionando (3 x 4088,88 m³/h)

$$Q_{\text{ventilador}} = \frac{1}{5} \cdot 1,25 \cdot 3 \cdot 4.088,88 = 3.066,66 \text{ m}^3/\text{h}$$

11.2.2. Generador autónomo de gas inerte

Las características del generador de gas son las siguientes:

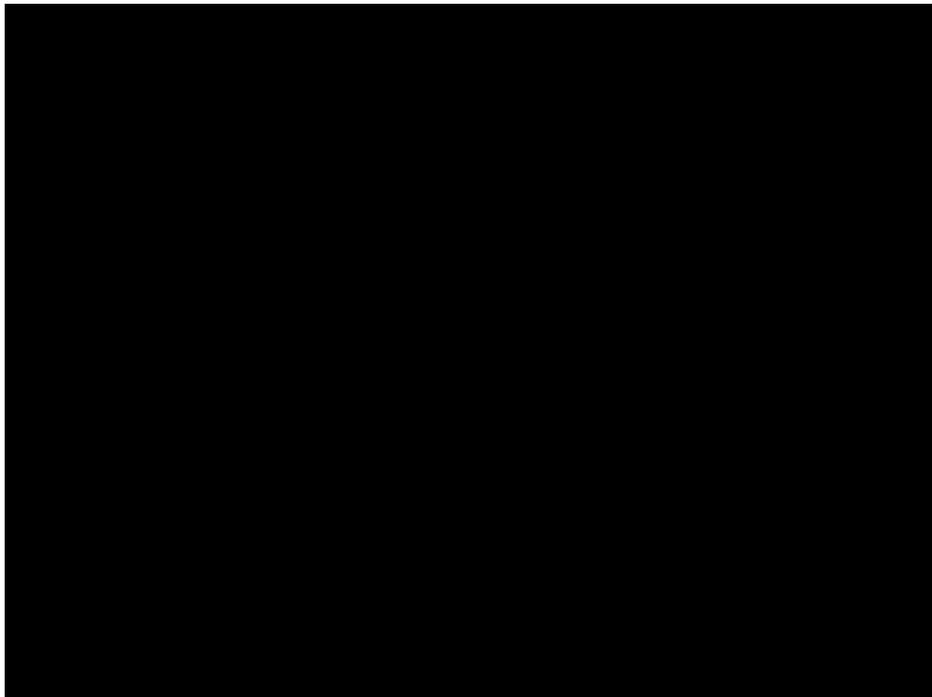


Tabla 7. 42 - Características del generador de gas inerte

Conociendo la cantidad de gas inerte que produce, obtenemos el consumo de potencia excluyendo las bombas de agua salada:

$$Pot_{\text{gener}} = 0,015 \cdot 2 \cdot 3066,66 = 92 \text{ kW}$$

11.2.3. Bombas de agua salada

El consumo del primer módulo del sistema previo al generador en sí es el que sigue:

- Consumo nominal de A.S.: $0,06 \text{ m}^3/\text{Nm}^3_{\text{gas}} : 0,06 \cdot 2 \cdot 6.375 = 765 \text{ m}^3/\text{h}$
- Potencia consumida por las bombas de A.S.:

$$Pot_{B.A.S.} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{765 / 3.600 \cdot 40 \cdot 1,025 \cdot 9,8}{0,6} \cdot 10^{-3} = 142,304 \text{ kW}$$

11.2.4. Consumo de la planta generadora de gas inerte

Sumando todos los consumos, obtenemos el consumo de toda la planta:

$$Pot = 191,25 + 142,304 = 333,554 \text{ kW}$$

11.3. Sistema de limpieza de tanques

En virtud de la regla 13 del anexo I del MARPOL, todo buque tanque nuevo de más de 20.000 tpm. estará provisto de este sistema. Este sistema de limpieza de tanques con crudo para los tanques de carga, compartirá tuberías con un sistema de limpieza con agua salada que se emplea cuando es necesario lastrar el buque con los tanques de carga.

Con respecto al lastrado de los buques de carga, antes de cada viaje en lastre se lavarán con crudos tanques de este tipo en número suficiente para que, teniendo en cuenta las rutas habituales del petrolero y las condiciones meteorológicas previsibles, solamente se introduzca agua de lastre en los tanques de carga que hayan sido lavados con crudos.

11.3.1. Limpieza con crudo (COW: crude oil washing)

La acumulación de los componentes más pesados de la mezcla de hidrocarburos que es el crudo en los mamparos y fondo de los tanques de carga hace especialmente ventajoso este sistema de limpieza. Si se limpia con crudo, se logra que se mezclen estos sedimentos con el crudo que se rocía y así se consigue un mayor porcentaje de descarga, menor corrosión, al no utilizar agua salada, y menos contaminación marina.

El sistema consta de una línea paralela a las de carga que va por cubierta, de la que salen varios ramales que abastecen las máquinas de todos los tanques. Como se comparten las líneas con el circuito de limpieza de agua salada, las válvulas necesarias se emplearán y se colocarán en la zona de cámara de bombas, para aislar un sistema de otro.

El crudo se dirige hacia las máquinas de lavado de crudo impulsado por las bombas de descarga a medida que se va descargando dicho tanque. Así, mientras se va descargando, los sedimentos que quedan en los refuerzos horizontales principalmente, se van limpiando y mezclando con el crudo.

12. SERVICIOS DE HABILITACION**12.1. Servicio de aire acondicionado**

Para estimar el tamaño de la planta de suministro de aire acondicionado, lo primero que debemos conocer es el volumen de aire a tratar. Para ello mediremos el volumen de cada local de la superestructura que requiera aire acondicionado y el número de renovaciones de aire en cada uno:

Estancia	Volumen (m ³)	Renovs./h
Aseos	258,361	15
Camarotes	1.107,739	15
Cocina	163,422	25
Oficios	32,200	18
Comedor	289,800	18
Sala de estar	300,168	10
Puente	231,376	10
Vestuarios	54,338	10
Lavanderías	149,561	20
Oficinas	435,914	10
Hospital	62,547	10
Gimnasio	88,550	20
Paños	176,941	10
Pasillos	894,113	10
Almacén	257,641	10
TOTAL	m³/h	59.265,650

Tabla 7. 43 - Volumen de aire a acondicionar

A continuación tendremos en cuenta la cantidad de aire recirculado y la de aire nuevo empleado en cada espacio:

Estancia	Aire fresco (%)	Aire recirculado (%)
Camarotes	70	30
Espacios públicos	50	50
Hospital	100	0

Tabla 7. 44 - Recirculación de aire

Otro parámetro a tener en cuenta en estos cálculos es la temperatura media a la que queremos que se encuentren los locales:

Estancia	Temperatura media (°C)
Pasillo	18
Dormitorio	19
Baño	22
Salón	21
Comedor	20
Puente	22

Tabla 7. 45 - Temperaturas medias de los locales

La planta funcionará en todas las condiciones de temperatura y humedad, desde $-20/-30$ °C hasta $45/50$ °C y con una humedad relativa máxima de 90/93 %, que son las condiciones más extrema históricas.

12.1.1. Compresor de aire acondicionado

Supondremos una capacidad calorífica del aire de $0,24$ kcal/kg°C, una temperatura exterior (con la que entra en el local el aire nuevo) de 45 °C y una temperatura a mantener en el local de 22 °C. Para ello, la cantidad de aire cedida al local es:

$$\dot{q} = Q \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot c_{e;\text{aire}} \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) = 59.265,65 \cdot 1,293 \cdot 0,24 \cdot (45 - 22) = 423.000,28 \text{ kcal/h}$$

Seleccionamos un compresor con R-22 como refrigerante. Esta sustancia tiene un poder calorífico de $162,8$ kJ/kg = $38,893$ kcal/kg, por lo que necesitaremos:

$$\dot{m}_{\text{R-22}} = \frac{423.000,28}{38,893} = 10.876 \text{ kg/h}$$

12.1.2. Bomba de circulación

Para dimensionar la bomba de circulación, debemos calcular previamente el caudal de agua necesario para enfriar el R- 22 y hacer que se condense. Utilizaremos agua de mar, que entra en el circuito a 32 °C y sale a 36 °C. Además conocemos el calor latente de condensación del R-22 que es $400,83$ kJ/kg = $95,759$ kcal/kg. El calor que se extrae del agua es el siguiente:

$$\dot{q}_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{R-22}} \cdot h_v = 10.876 \cdot 95,759 = 1.041.474,884 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{q} = Q \cdot \rho \cdot c_e \cdot \Delta T \Rightarrow Q = \frac{\dot{q}}{\rho \cdot c_e \cdot \Delta T} = \frac{1.041.474,884}{1.025 \cdot 1 \cdot (36 - 32)} = 254,018 \text{ m}^3/\text{h}$$

Instalaremos dos bombas de 255 m³/h, una de ellas de respeto, que trabajarán con un salto de presión de 30 m.c.a. y con un rendimiento de $0,6$. La potencia necesaria para moverla será:

$$P_{\text{ot}} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{255/3.600 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 30}{0,6} \cdot 10^{-3} = 34,708 \text{ kW}$$

13. SERVICIOS ECOLOGICOS

13.1. Planta de tratamiento de aguas

En este apartado trataremos los equipos cuyo objetivo es el tratamiento de las aguas grises (lavabos, duchas, etc.) y las negras (WC) con el fin de prevenir la contaminación del puerto, aguas litorales o aguas interiores.

El sistema de descarga será mixto, es decir, los inodoros descargarán en vacío (consumo de agua aproximado de 1,5 l.) y los lavabos, duchas, etc. descargarán por gravedad. Para que utilicen las mismas tuberías, se insertarán en las mismas válvula generadoras de vacío. Al final, todas las tuberías descargan en un colector, que es el que llega propiamente a la planta de tratamiento de aguas.

Estas plantas usan el principio aeróbico de digestión de aguas con un tratamiento del efluente final. La planta comprende un tanque dividido en tres compartimentos herméticos: aireación, sedimentación y clorinación.

En el compartimiento de aireación, las bacterias reducen el material a bióxido de carbono, agua y nuevas bacterias. El bióxido de carbono se emite a través del sistema de respiración y el agua y demás bacterias pasan al compartimiento de sedimentación. En este compartimiento, la bacteria se sedimenta y se devuelve al compartimiento de aireación. Finalmente, se pone la mezcla restante en contacto con cloro en el clorador (el cloro se encarga de matar cualquier bacteria perjudicial) y posteriormente se almacena en el tercer compartimiento hasta que puede ser descargada al mar, cumpliendo con las prescripciones del MARPOL (anexo IV).

Seleccionamos una planta de la marca FAST, serie D, ya empleada en buques de este tipo. Las características de la planta serán las siguientes:

Característica	Unidades	Valor
Longitud	m.	2,225
Anchura	m.	1,311
Altura	m.	2,103
Peso	tons.	3,13
Potencia	kW	3,975

Tabla 7. 46 - Características de la planta de tratamiento de aguas residuales

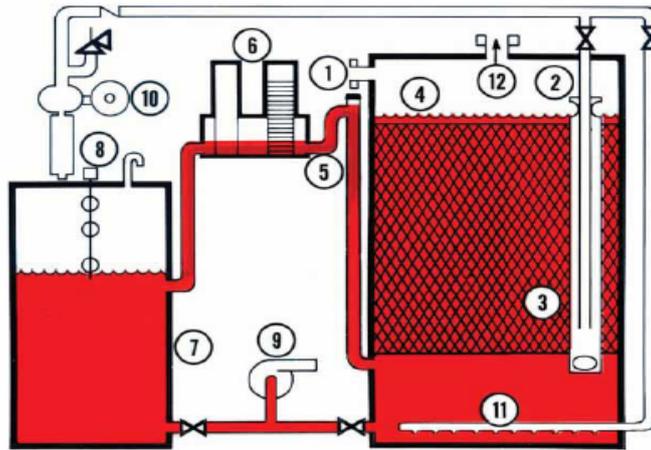


Figura 7. 18 - Esquema de la planta de tratamiento de aguas residuales

13.2. Servicio de agua sanitaria

El servicio de agua sanitaria está compuesto por los siguientes elementos:

- Tanque de almacén de agua dulce
- Tanque hidróforo
- Bombas de agua dulce sanitaria
- Calentador de varo del agua dulce sanitaria
- Electrobomba para el suministro de agua dulce sanitaria caliente
- Equipo de regulación automática de temperatura
- Equipo potabilizador de agua dulce

13.2.1. Tanque de almacén de agua dulce

La capacidad del tanque de almacén de agua dulce depende del número de personas a bordo. En nuestro caso, contamos con una tripulación de 30 personas, y considerando un consumo diario por persona de 200 l. y que éste se da sólo durante 10 h/día, tenemos un consumo de 600 l/h. Tendremos un tanque de almacén de agua dulce de 300 m³. Considerando un 2 % adicional para refuerzos, el volumen de cada uno de los dos tanques en que reparto el agua dulce es:

$$V_{A.D.} = 1,02 \cdot \frac{300}{2} = 153m^3$$

Estos tanques se abastecerán tanto de agua dulce que provenga del exterior, como de agua dulce generada en el propio buques por medio del generador de agua dulce.

13.2.2. Bombas de agua dulce sanitaria

Para dimensionar estas bombas, tenemos que considerar el pico de consumo, que será cuando el 50 % de la tripulación (18 personas) utilice este servicio consumiendo una media de 0,6 l/s cada uno. Así el caudal de cada bomba será:

$$Q = 0,6 \frac{l}{s} \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 3.600 = 38,88 \frac{m^3}{h}$$

Instalaremos dos bombas de agua dulce, una de ellas de respeto, de 40 m³/h. La presión que hay que vencer para llevar el agua desde el tanque de almacén hasta el servicio más alto (en el puente) viene dado por a siguiente expresión:

$$P = d - a - f + e = 37,75 \text{ mca}$$

siendo:

- d = 41,85 mca, altura sobre la quilla del servicio más alto.
- a = 19,1 mca, altura sobre la quilla de los tanques almacén de agua dulce.
- f = 5 mca, pérdidas de carga en la tubería.
- e = 20 mca, diferencia entre la presión de arranque y parada de la bomba de alimentación del tanque hidróforo.

Suponiendo un rendimiento de la bomba del 60 %, la potencia consumida por la misma será de:

$$P_{ot} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{38,88 \frac{m^3}{h} \cdot 37,75 \cdot 10^3 \cdot 9,8}{0,6} \cdot 10^{-3} = 8,66 \text{ kW}$$

13.2.3. Tanque hidróforo

Se determinará el volumen del tanque hidróforo mediante la siguiente fórmula:

$$V = \frac{P_{ph} + 10 \cdot Q}{2 \cdot g \cdot e} = \frac{(d + f - c + e) + 10 \cdot Q}{2 \cdot g \cdot e} = \frac{(41,85 + 5 - 19,1 + 20) + 10 \cdot 38,88}{2 \cdot 9,8 \cdot 20} = 1,114 \text{ m}^3$$

siendo:

- c = 19,1 mca, altura sobre la quilla del tanque hidróforo, que es la misma a la que están los tanques de almacén.

Según esto, este tanque estará a una presión de 48 mca.

13.2.4. Calentador de agua dulce sanitaria

Este calentador se encarga de aumentar la temperatura del agua dulce desde los 20 a los 60 °C. El caudal a calentar será el de la bomba de agua dulce sanitaria (40 m³/h). El caudal de vapor necesario para esta operación será:

$$q_v = \frac{Q \cdot \rho \cdot c_{H_2O} \cdot (T_f - T_i)}{r} = \frac{40 \frac{m^3}{h} \cdot 10^3 \frac{kg}{m^3} \cdot 1 \frac{kcal}{kg \cdot ^\circ C} \cdot (60 - 20)^\circ C}{498,9 \frac{kcal}{kg}} = 3207,055 \frac{kg_v}{h}$$

13.2.5. Bomba de agua dulce sanitaria caliente

Se dispondrán de dos bombas de 4 m³/h, una de ellas de respeto, y un salto de presión de 48 m.c.a. con un rendimiento total del 60 %. Así, la potencia consumida por cada una será de:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{4/3.600 \cdot 48 \cdot 10^3 \cdot 9,8}{0,6} \cdot 10^{-3} = 0,871kW$$

13.2.6. Equipo de potabilización de agua dulce

Se instala una potabilizadora con capacidad de 1.000 l/h y siete enfriadores con una capacidad de 40 l/h distribuidos en las cinco cubiertas de acomodación, en el puente de mando y en la cámara de máquinas.

14. PLANTA GENERADORA DE VAPOR

El vapor en los buques se utiliza como vehículo de transporte del calor, así como para el accionamiento de turbinas y algunas máquinas alternativas.

Uno de los generadores de vapor en nuestro buques será la caldereta de gases de escape, que ya hemos examinado. Esta caldera proporciona 7.534,29kg_v/h a una presión de 6 kg/cm² y a la temperatura de saturación del vapor (185 °C). Los consumidores que emplean este vapor se examinan a continuación.

Además, tenemos otras dos calderas auxiliares cuya capacidad se establecerá en función del balance de vapor. Su presión de trabajo será 18 kg/cm² y el vapor saturado seco tendrá una temperatura de 206 °C. Estas calderas proporcionarán vapor para otros consumidores que también examinaremos.

Los tanques se calefactan mediante unos serpentines en su fondo por los que circula vapor, con el fin de mantener el fluido correspondiente con la fluidez adecuada en cada caso. Para mantener la temperatura, tendremos que tener en cuenta la elevación de la temperatura y la compensación de las pérdidas de calor a través de las paredes del tanque.

Para calcular el vapor necesario para elevar la temperatura emplearemos la fórmula siguiente:

$$q_1 = \frac{V \cdot \rho \cdot c_e \cdot \Delta T}{\tau} \Rightarrow q_{v1} = \frac{q}{r}$$

siendo:

- V: volumen de carga del tanque (96% V_{cubicado}) en m³
- r: densidad del fluido a calentar (1.010 kg/m³)
- c_e: calor específico del fluido a calentar (0,48 kcal/kg°C)
- ΔT: incremento de temperatura del fluido a calentar en °C
- t: tiempo de calefacción en horas.
- q_v: cantidad de vapor necesaria en kg_v/h
- r: calor de vaporización (500 kcal/kg)

Por otra parte, tenemos que compensar las pérdidas de calor por las paredes de los tanques (paredes laterales, techo y fondo). La formulación que emplearemos es la siguiente:

$$q_2 = \sum K_i \cdot S_i \cdot (T_m - T_{ext,i})$$

siendo:

- K_i: coeficiente de transferencia total, en kcal/m²h°C
- S_i: superficie de transmisión, en m²
- T_m: temperatura media en el tanque, en °C $\left(T_m = \frac{T_f + T_i}{2} \right)$
- T_{ext,i}: temperatura al otro lado de la superficie de encerramiento, en °C

Para los valores de los coeficientes de transferencia, emplearemos los siguientes valores aproximados:

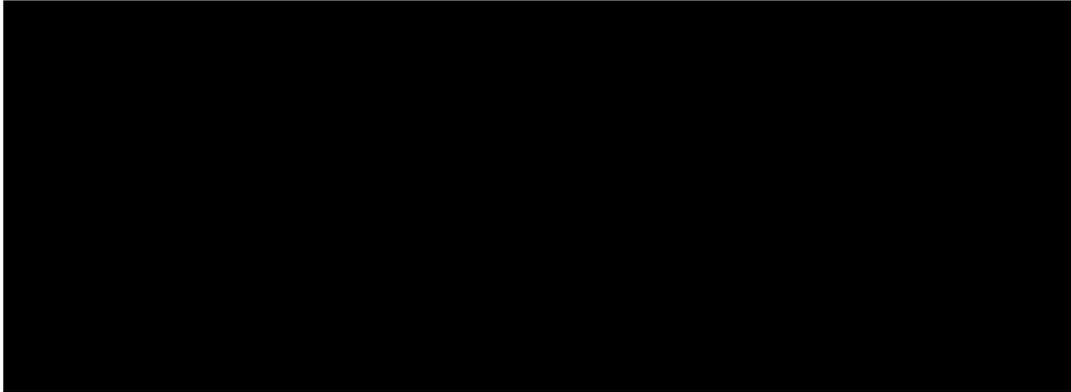


Tabla 7. 47 - Coeficientes de transferencia

También recogeremos en la siguiente tabla las temperaturas de los distintos espacios que aparecen en este estudio:



14.1. Consumidores de vapor

14.1.1. Tanques de almacén de combustible pesado

Haremos un balance del proceso de calefacción (q_1) y posteriormente un estudio de las pérdidas por las paredes de cada tanque (q_2):

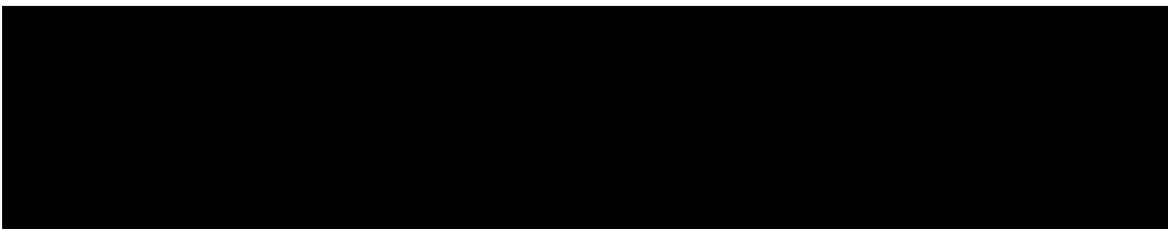


Tabla 7. 48 - Necesidades de vapor para calentar los tanques de almacén de combustible pesado

A continuación estudiaremos el caso de los tanques de almacén en las tres plataformas de la cámara de máquinas donde se ubican. Al ser su distribución simétrica en cada una de ellas, estudiaremos sólo uno de ellos y los totales serán el doble del resultado final de cada tabla:

A large black rectangular redaction box covering the content of Table 7.49.

Tabla 7. 49 – Pérdidas por las paredes de los tanques almacén fuel oil (plataforma 2)

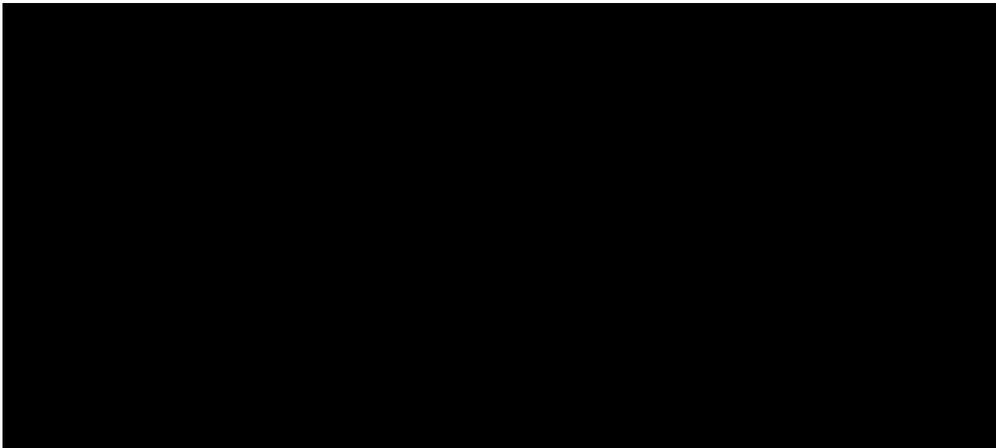
A large black rectangular redaction box covering the content of Table 7.50.

Tabla 7. 50 – Pérdidas por las paredes de los tanques almacén fuel oil (plataforma 3)

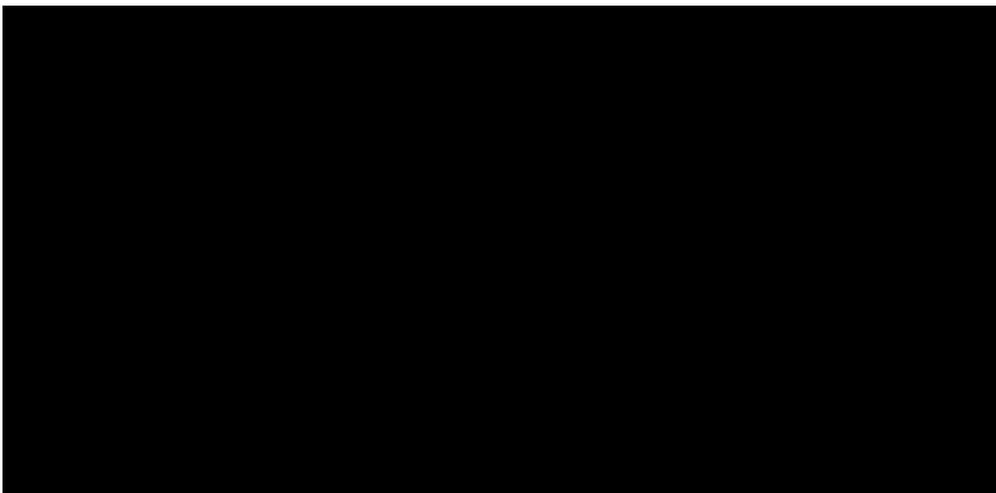
A large black rectangular redaction box covering the content of Table 7.51.

Tabla 7. 51 – Pérdidas por las paredes de los tanques almacén fuel oil (plataforma 4)

Haciendo operaciones, obtenemos que tenemos unas necesidades de vapor de **514,562 kg/h** para calentar el contenido de los tanques de almacén de combustible.

14.1.2. Tanques de sedimentación de combustible pesado

A continuación estudiaremos el caso de los tanques de sedimentación de combustible pesado.



Tabla 7. 52 - Necesidades de vapor para calentar los tanques de sedimentación

Al igual que para los tanques de almacén, debido a la distribución simétrica de los tanques, estudiaremos sólo uno de el caso de las pérdidas por las paredes de los tanques y el resultado final será el de la tabla multiplicado por dos.

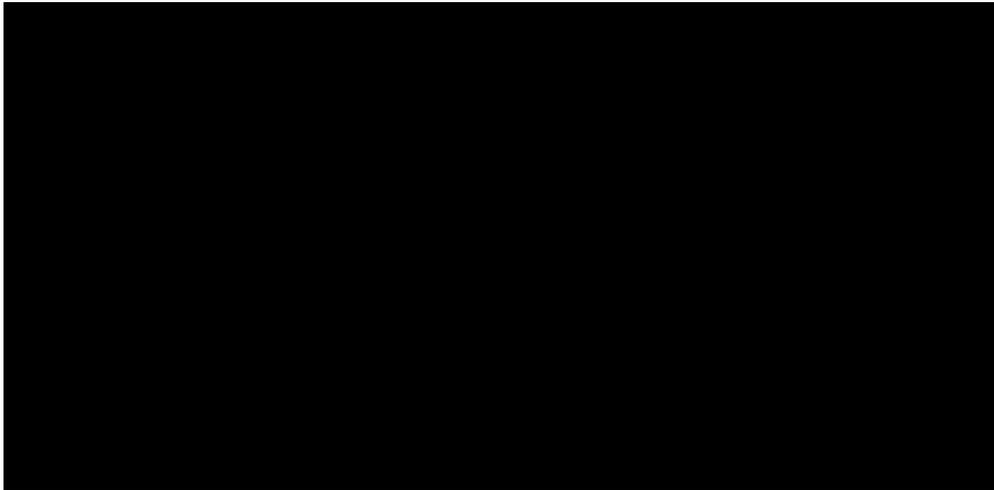


Tabla 7. 53 – Pérdidas por las paredes de los tanques de sedimentación de fuel oil

Las necesidades de vapor para calentar los tanques de sedimentación ascienden a **98,424kg/h.**

14.1.3. Tanques de servicio diario de combustible pesado

A continuación estudiamos los tanques de servicio diario.



Tabla 7. 54 - Necesidades de vapor para calentar los tanques de servicio diario

Ahora estudiaremos los tanques de servicio diario de combustible pesado y aunque la distribución de estos tanques sí es simétrica, no lo es la de los tanques a su alrededor, lo que hace variar los valores de los distintos coeficientes de transmisión, por lo cual tendremos que estudiar ambos tanques por separado:

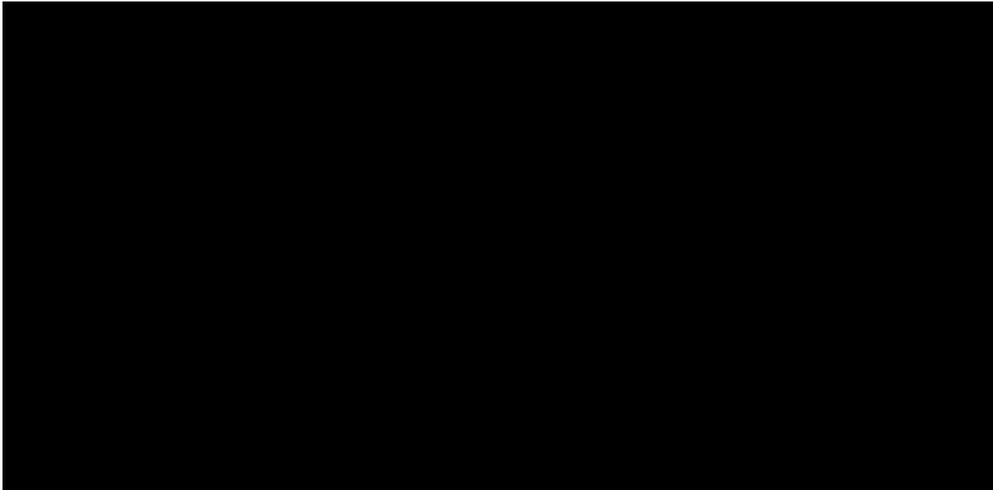


Tabla 7. 55 – Pérdidas por las paredes del tanques de servicio diario de fuel oil

Sumando ambos resultados obtenemos que las necesidades de vapor para este caso son de **247,561kg_v/h**.

14.1.4. Calentador de combustible del motor principal

Este calentador hace subir la temperatura del combustible pesado entre la bomba de alimentación de combustible y las inyectoras para llevarlo a la temperatura requerida para la inyección por el fabricante. Para calcular el flujo de calor necesario, hacemos un balance de caudales en el bucle de la inyección y obtenemos la siguiente expresión:

$$q = C_1 \cdot \rho \cdot c_e \cdot \left(T_1 - \frac{C_1 \cdot T_2 - C \cdot (T_2 - T_3)}{C_1} \right) \text{kcal/h}$$

siendo:

- C_1 : caudal de la bomba de alimentación de combustible, de alta o de circulación (11.100m³/h) en 10.481,73kg/h
- ρ : densidad del combustible (944.43 kg/m³)
- c_e : capacidad calorífica del combustible (0,48 kcal/kg°C)
- C : consumo horario del motor (3.413,88kg/h)
- C_2 : flujo de retorno de combustible $C_2 = C_1 - C = 7.067,85 \text{kg} / \text{m}^3$
- T_3 : temperatura final en el tanque de servicio diario (125 °C)
- T_1 : temperatura necesaria para inyectar el combustible (150 °C)
- T_2 : temperatura del combustible de retorno que suponemos 15 °C menos que la del combustible inyectado (135 °C)

$$q = 10.481,73 \cdot 0,48 \cdot \left(150 - \frac{10.481,73 \cdot 135 - 3.413,88 \cdot (135 - 125)}{10.481,73} \right) = 91.855,08 \text{kcal/h}$$

**Tabla 7. 56 - Necesidades de vapor: calentador de combustible del MP**14.1.5. Colector de retornos del motor principal

Este tanque contiene una mezcla de combustibles a distintas temperaturas: una parte viene del tanque de servicio diario y otra del retorno de las inyectoras. Se trata de un tanque que está aislado térmicamente, por lo que sus pérdidas se pueden estimar en un 10 % de incremento del calor necesario y correspondientemente, en la cantidad de vapor.

$$q' = \frac{C \cdot \rho \cdot c_e \cdot (T_f - T_i)}{\tau}$$

siendo:

- q' : calor necesario sin considerar el 10 % de pérdidas ambientales.
- $C \cdot r$: cantidad de combustible en el colector de retornos (1168,24kg)
- c_e : capacidad calorífica del combustible (0,48 kcal/kg°C)
- T_f : temperatura final, que consideraremos un 10% más alta que la del tanque de servicio diario (138 °C)
- T_i : temperatura media en la cámara de máquinas (20 °C)
- t : tiempo de calefacción (30 minutos)

$$q = 1,1 \cdot q' = 1,1 \cdot \frac{1.168,24 \cdot 0,48 \cdot (138 - 20)}{0,5} = 145.572,05 \text{ kcal/h}$$

**Tabla 7. 57 - Necesidades de vapor: colector de retornos**14.1.6. Tanque de reboses de combustible

Este tanque descarga periódicamente combustible en el tanque de sedimentación, por lo que habrá que calentar el combustible en este tanque de reboses hasta la temperatura de entrada del combustible al tanque de sedimentación (55 °C). En este caso el tiempo de calefacción es de 2 horas.

Al igual que en el caso anterior, este tanque está muy bien aislado, por lo que tomamos un 10% adicional del calor necesario para calentar este tanque para compensar las pérdidas por las paredes del mismo.

$$q = 1,1 \cdot \frac{17.523,68 \cdot 0,48 \cdot (55 - 20)}{2} = 161.918,64 \text{ kcal/h}$$



Tabla 7. 58 - Necesidades de vapor: tanque de reboses de combustible

14.1.7. Tanque de lodos

En el tanque de lodos habrá que calentar el contenido para desde los 10 °C a los 50 °C en 2 horas para poder descargarlos en las instalaciones adecuadas. Para ello las necesidades de calor son las siguientes:

$$q_1 = \frac{79,416 \cdot 944,43 \cdot 0,48 \cdot (50 - 10)}{2} = 770.017,536 \text{ kcal/h}$$

En esta ocasión sí tendremos en cuenta las pérdidas a través de las paredes del tanque:

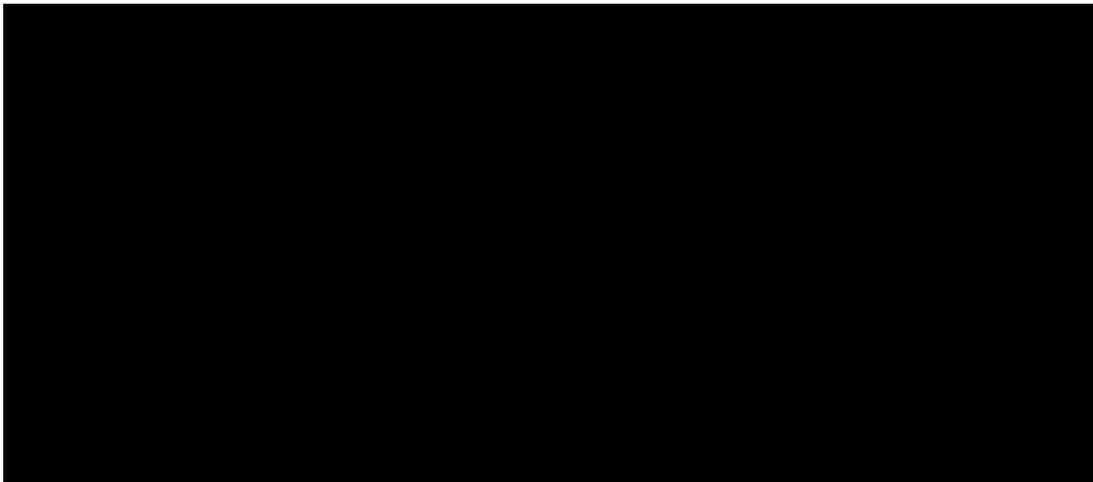


Tabla 7. 59 – Pérdidas por paredes del tanque de lodos

Sumando ambos datos, obtenemos las necesidades de calor y de vapor:

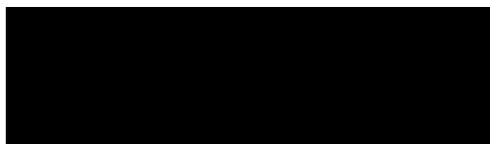


Tabla 7. 60 - Necesidades de vapor: tanque de lodos

14.1.8. Pre calentador de la depuradora de combustible

Este pre calentador se encuentra entre el tanque de sedimentación de combustible y la depuradora, y el salto de temperatura que experimentará el combustible será de unos 45 °C. El caudal del calentador es aquel que pasa por la depuradora, que podríamos considerar como un 10% superior al de la bomba previa a la misma. Con esto podemos calcular el calor necesario:

$$q = 1,1 \cdot 7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 1.010 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,48 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot 45^\circ\text{C} = 167.983,2 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$



Tabla 7. 61 - Necesidades de vapor: precalentador de la depuradora de combustible pesado

14.1.9. Precalentador de la purificadora de aceite

Este calentador calentará el aceite del cárter (45°C) que va a depurarse, hasta la temperatura de entrada en la purificadora (80°C). La cantidad de aceite a calentar es igual a la de la purificadora (2.712,63 l/h) y su capacidad calorífica 0,5 kcal/kg°C.

$$q = C \cdot c_e \cdot \Delta T = 2712,63 \frac{\text{l}}{\text{h}} \cdot 0,9 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \cdot 0,5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (80 - 45)^\circ\text{C} = 42.723,93 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$



Tabla 7. 62 - Necesidades de vapor: precalentador de la purificadora de aceite

14.1.10. Calefacción de aire de habitación

Al estudiar el servicio de ventilación de habitación (13.1), calculamos el caudal de aire a acondicionar (59.265,65 m³/h). Si consideramos una diferencia de temperatura de 15 °C, el flujo de calor y las necesidades de vapor son las siguientes:

$$q = \frac{Q \cdot \rho \cdot c_e \cdot \Delta T}{\eta} = \frac{59.265,65 \cdot 1,293 \cdot 0,24 \cdot 15}{0,8} = 344.837,185 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

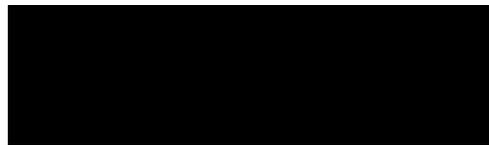


Tabla 7. 63 - Necesidades de vapor: calefacción aire habitación

14.1.11. Calentador de agua dulce sanitaria

Este calentador deberá ser capaz de elevar la temperatura del agua dulce de los 20 a los 60 °C. Tendrá que calentar un caudal de agua igual al utilizado para dimensionar la bomba de agua dulce sanitaria (4 m³/h). Con estos datos, calculamos el caudal de vapor necesario:

$$q_v = \frac{Q \cdot \rho \cdot c_{e_{H_2O}} \cdot (T_f - T_i)}{r} = \frac{4 \cdot 1.000 \cdot 1 \cdot (60 - 20)}{500} = 320 \text{ kg}_v/\text{h}$$

14.1.12. Servicios de hotel del buque

Para estos cálculos estimamos un consumo de 1,3 kg_v/h por tripulante, lo que en nuestro caso es igual a un total de 46,8 kg_v/h.

14.1.13. Servicio de vapor de la carga

14.1.13.1. Bombas de lastre y descarga

Emplearemos vapor para mover las turbobombas de carga y las de lastre, así como para calentar la carga lo suficiente para poder descargarla adecuadamente, esto es hasta que alcance una viscosidad.

Cuando el buque llegue a puerto se necesita vapor suficiente para que las 3 turbobombas descarguen y que la turbobomba de lastre empiecen a funcionar. Se persigue el objetivo de que el buque tarde lo mismo en lastrar que en descargar, por lo que en esta condición funcionarán 4 turbobombas (3 de descarga y 1 de lastre).

En los apartados 10.1 y 11.1.1 se estudiaron las bombas de lastre y de descarga respectivamente. Las conclusiones a las que se llegaron se resumen en la siguiente tabla:



Tabla 7. 64 - Necesidades de vapor de las bombas de descarga y lastre

14.1.13.2. Mantenimiento de la carga

Los requisitos del proyecto indican que debemos utilizar los criterios SHELL para el calentamiento de la carga. Para mantener la carga a la temperatura adecuada, tendremos una red de serpentines de vapor distribuidos por el fondo de los tanques de carga. La temperatura a mantener es de 50 °C, la cual habrá de alcanzarse en seis días, para los tanques de carga. El caso de los tanques de slop es diferente y se requiere llevar la temperatura de su contenido de 15 a 60 °C en 24 horas. La temperatura media en cada tanque será la media aritmética entre la inicial. Consideraremos una carga con una densidad de 860 kg/m³ y una capacidad calorífica de 0,845 kcal/kg°C.

$$q_1 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = C_T \cdot c_e \cdot \Delta T = \frac{\rho \cdot V_T \cdot c_e}{\tau} (T_f - T_i)$$

$$q_2 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = \sum_{i=1}^{17} k_i \cdot S_i \cdot (T_m - T_{\text{ext},i})$$

$$q_v = \frac{q_1 + q_2}{r}$$

Estudiaremos cada uno de los tanques por separado. Empezaremos por los dos tanques de slop, que son simétricos respecto a crujía, por lo que bastará con estudiar uno de ellos. Su temperatura inicial es de 15 °C, y por tanto la temperatura media es de 37,5°C.

$$q_1 = \frac{860 \cdot 716 \cdot 0,845}{24} \cdot (60 - 15) = 975.594,75 \text{ kcal/h}$$

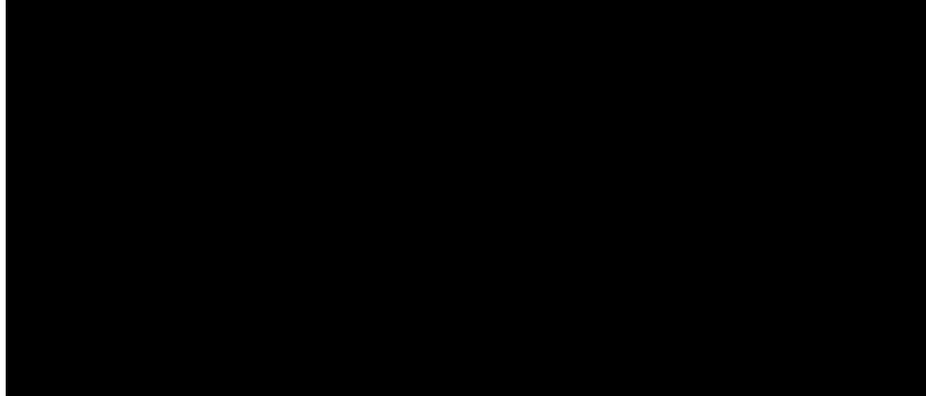


Tabla 7. 65 - Necesidades de vapor tanques slop

Las necesidades de vapor para los tanques de slop (ambos) son:

$$q_v = 2 \cdot \frac{975.594,75 + 47.310,563}{500} = 4.091,62 \text{ kg}_v/\text{h}$$

A continuación estudiamos los tanques de carga propiamente dichos. Su temperatura inicial es de 40 °C y así, la media es de 45 °C. Contamos con 12 tanques de carga divididos simétricamente por el mamparo del plano de crujía a lo largo de al eslora. Los tanques también excepto los más próximos al pique de proa. Estudiaremos por tanto por una parte los laterales, a excepción de los que están más a proa, a continuación los de proa.

$$q_1 = \frac{860 \cdot 15.507,8 \cdot 0,845}{24} \cdot (50 - 40) = 4.695.632,608 \text{ kcal/h}$$

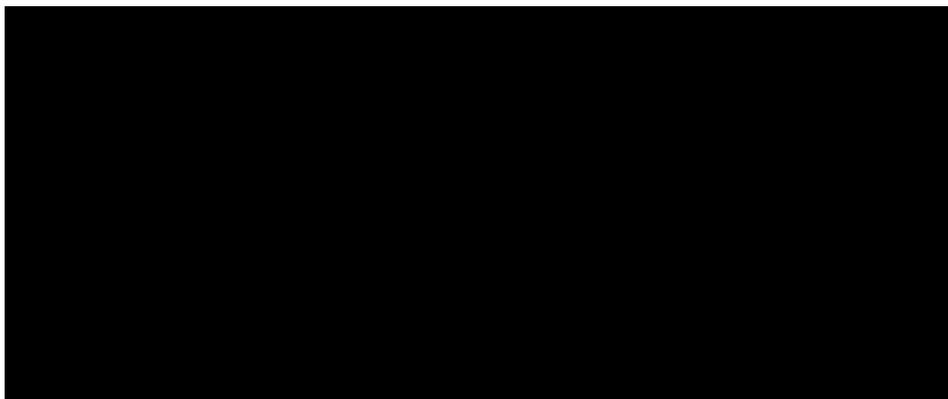


Tabla 7. 66 – Necesidades de vapor de los tanques de carga .

Así, las necesidades de vapor de los ocho tanques centrales homogéneos son:

$$q_v = 8 \cdot \frac{4.695.632,608 + 238.410,9}{500} = 78.944,7 \text{ kg}_v/h$$

Finalmente estudiaremos los dos tanques a proa de la zona de carga, que a su vez entre ellos son simétricos:

$$q_1 = \frac{860 \cdot 14.626,675 \cdot 0,845}{24} \cdot (50 - 40) = 4.428.835,301 \text{ Kcal/h.}$$



Tabla 7. 67 - Necesidades de vapor tanques laterales carga a popa

$$q_v = 2 \cdot \frac{4.428.835,301 + 158.354,392}{500} = 18.348,76 \text{ kg}_v/h.$$

A continuación vamos a ver los tanques a proa.

$$q_1 = \frac{860 \cdot 11.031,685 \cdot 0,845}{24} \cdot (50 - 40) = 3.340.302,28 \text{ Kcal/h.}$$

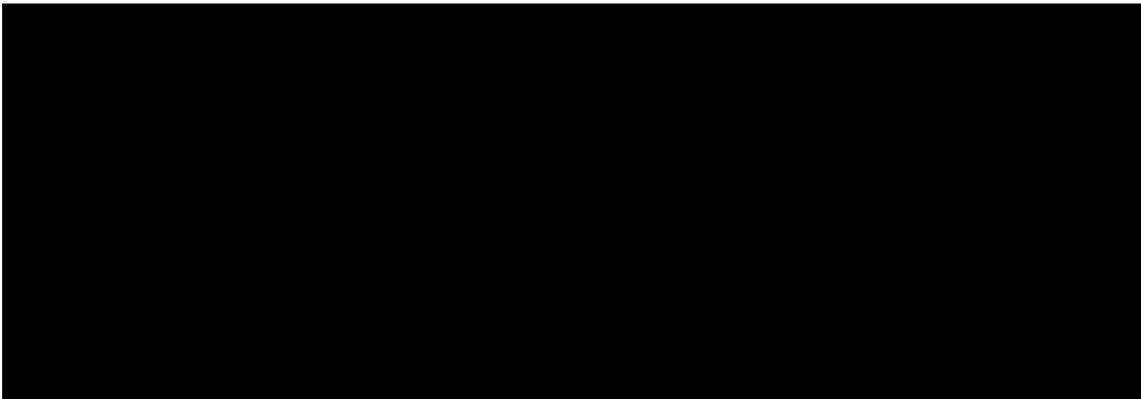


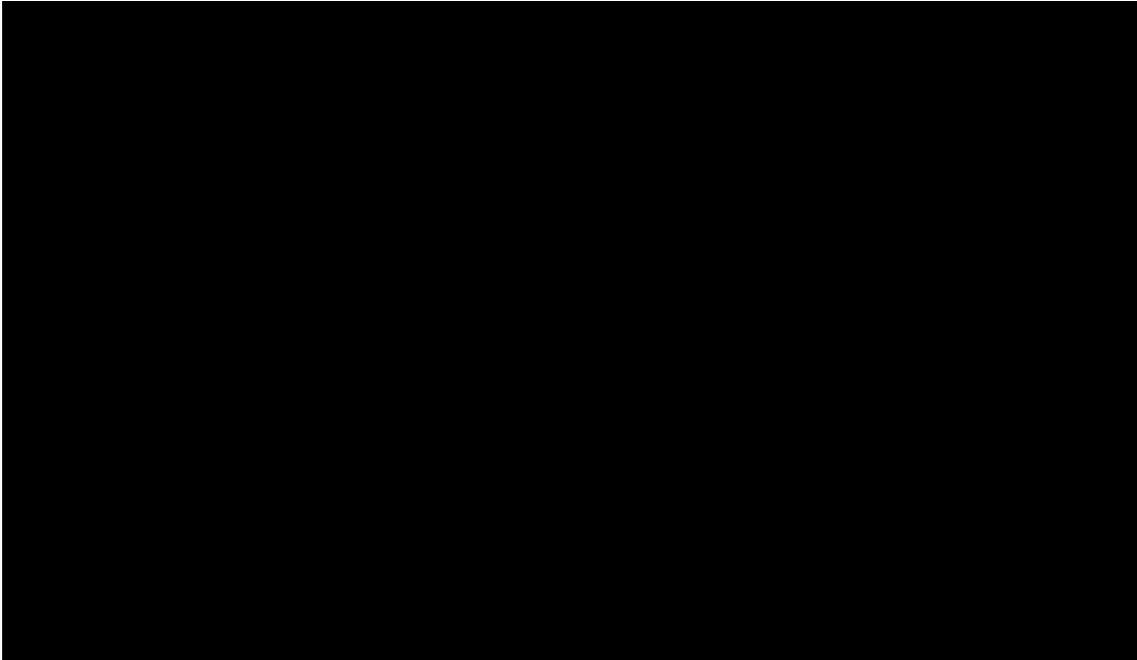
Tabla 7. 68 - Necesidades de vapor tanques laterales carga a proa

$$q_v = 2 \cdot \frac{3.340.302,28 + 183394,71}{500} = 14.094,78 \text{ kg}_v/h$$

Con todos estos datos obtenemos la cantidad total de vapor requerida para mantener la temperatura de la carga: **111.388,247kg_v/h.**

14.2. Balance de vapor

Para hacer el balance de vapor, estudiamos tres situaciones: navegación, navegación calentando la carga y descarga en puerto:



Con estas cifras lo primero es comprobar que es suficiente con el vapor generado por los gases de escape del sistema de exhaustación (7.534,29 kg_v/h) durante la navegación.

Para el caso del puerto y mientras precalentamos la carga, necesitaremos hacer uso de las calderas. Contaremos con dos calderas auxiliares de 54.000kg_v/h trabajando a 18 bar, según sus especificaciones (apartado 2.3 de este cuadernillo). Esto nos garantiza que cumplimos con los requisitos SHELL que tenemos que cumplir por especificación de proyecto

14.3. Otros elementos del sistema generador de vapor

14.3.1. Enfriador de purgas

Este elemento se encarga de bajar la temperatura de todos los caudales de agua procedentes de los condensados de todos los elementos de este sistema. El condensado verá reducida su temperatura desde 206 °C (temperatura de saturación a 18 kg/cm²) a 80 °C para que no pase al tanque de purgas en forma de vapor.

Este enfriador será de tubos, por los que circulará agua de mar, lo cual implica que su material será resistente a la corrosión. Se dimensionará para la máxima producción de la caldera (45.000 kg_v/h).

14.3.2. Tanque de agua de alimentación de las calderas

Este tanque estará comunicado con el tanque almacén de agua dulce a través de una válvula de flotador que garantice un nivel mínimo y se asegure que las bombas de alimentación no se desceben.

El criterio para dimensionar este tanque es que tenga capacidad para alimentar a las caldera para que den su producción durante una hora (45.000 kg/h por cada caldera). Añadiendo un 20 % de margen, obtenemos un tanque de:

$$V = 2 \cdot 45.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = 108 \text{m}^3$$

14.3.3. Bombas de alimentación de agua de las calderas

Se disponen tres bombas de alimentación de agua de calderas, una de ellas de reserva. Serán de tipo centrífugo y tendrán una capacidad tal que con una de ellas sin trabajar, puedan alimentar a las calderas y abastecer al buque del vapor que necesita. (45.000 kg_v/h). Para ello consideraremos una capacidad unitaria un 10 % por encima de la producción de vapor. Las características de estas bombas se dan a continuación (supuesto un rendimiento de 0,6:



Tabla 7. 69 - Características de la bomba de alimentación de las calderas

14.3.4. Bomba de alimentación de la caldereta de gases de escape

La caldereta de gases de escape nos da una producción de vapor de 7.534,29 kg_v/h a una presión de 6 kg/cm². La bomba de alimentación de la misma tendrá una capacidad de 7,338 m³/h y trabajará a 8 kg/cm² (un 25% por encima de la presión de trabajo de la caldereta).

Suponiendo un rendimiento de la bomba del 60 %, y un rendimiento eléctrico del 85%, la potencia absorbida para moverla será de:

$$Pot = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_B \cdot \eta_{el}} = \frac{7,338 / 3.600 \cdot 8 \cdot 9,8 \cdot 10^4}{0,6 \cdot 0,86} \cdot 10^{-3} = 3,096 \text{kW}$$

14.3.5. Condensador y bomba de extracción de condensado

Se dispondrá en este circuito de un condensador que recogerá el exceso de vapor producido y lo condensará. Para extraer este condensado, se dispondrá de dos bombas, una de ellas de reserva, de las siguientes características:



Tabla 7. 70 –Características de la bomba de extracción de condensado

El condensado se llevará a un tanque de observación de donde aspirarán las 3 bombas de alimentación mencionadas en el apartado 15.3.3.

Para refrigeración del condensador se dispondrán 2 bombas de agua salada que aspirarán directamente del mar, una de las cuales será de reserva.

15. LINEA DE EJES

La longitud total de la línea de ejes es de 15,63 m. Esta longitud se divide en dos: las correspondientes al eje de cola y al eje intermedio. Se deciden las siguientes longitudes:



Tabla 7. 71 - Longitudes de los ejes

15.1. Eje intermedio

La Sociedad de Clasificación (Parte 5; capítulo 6.3) exige que el diámetro del eje intermedio no sea menor que el dado por la siguiente expresión:

$$d_{\min} = F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{R} \cdot \frac{560}{\sigma_u + 160}} [\text{mm.}]$$

donde:

- F es un factor dado por la sociedad de clasificación, que para instalaciones con motores diesel, tiene un valor de 90,5.
- k es un coeficiente que depende del tipo unión entre eje y propulsor (tomaremos k = 1);
- P es la potencia nominal del motor en kW (19.620kW);
- R son las revoluciones por minuto nominales del motor (91 rpm);
- σ_u es la tensión de rotura del material del eje (aleación acero) en N/mm² que será siempre inferior a 600

Evaluando la expresión se obtiene $d_{\min} = 490,14$ mm. Para dejar un margen aceptable, tomaremos un diámetro de 500mm. para el eje intermedio.

15.2. Eje de cola

El diámetro mínimo del eje de cola también viene definido por la sociedad de clasificación (Parte 5; capítulo 6.3) por la siguiente expresión:

$$d_{\min} = F \cdot 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{R} \cdot \frac{560}{\sigma_u + 160}} [\text{mm.}] = 537,38 \text{ mm.}$$

Al igual que en el caso del eje intermedio, le damos un pequeño margen y tenemos un diámetro de 550 mm.

15.3. Otras consideraciones

La zona del eje de cola apoyada en la bocina se mantendrá lubricada por aceite procedente de un depósito en la parte alta de cámara de máquinas de tal manera que la presión del aceite en la bocina sea mayor que la del agua para evitar que ésta pase dentro en caso de fallo de los cierres. Las zonas del pique de popa anejas a la bocina se utilizan como pequeños tanques de agua que refrigeran al aceite y a su vez es refrigerado por agua de mar a través del forro.



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno n°8:

Peso en rosca y centros de gravedad.

Proyecto n°:

1748

Tutor:

D. Francisco Alonso Thous

Alumnos:

D. Guillermo Zamarripa Solano
D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1.- Introducción.....	3
2.- Peso del acero.....	3
2.1- Peso del acero continuo.....	3
2.2- Pesos locales del acero.....	9
2.3- Resumen peso total del acero.....	13
3.- Peso de la maquinaria.....	14
3.1- Peso del motor principal.....	14
3.2- Peso restante de la maquinaria propulsora.....	14
3.3- Peso de la maquinaria restante	15
3.4- Peso total de la maquinaria.....	15
4.- Peso del equipo y la habilitación.....	16
4.1 Peso del equipo de fondeo y amarre	16
4.2 Peso del equipo de carga y manipulación de carga	16
4.3 Peso del equipo de salvamento y contra incendios	17
4.4 Peso de la protección anticorrosiva	17
4.5 Peso de escotillas, escaleras, puertas y ventanas	18
4.6 Acomodación	18
4.7 Peso del equipo de navegación	19
4.8 Peso del equipo de gobierno y maniobra	19
4.9 Peso de tuberías de lastre, carga y descarga y limpieza de tanques...19	
4.10 Manifold y pasarela	21
4.11 Peso total y centro de gravedad del equipo	21
5.- Resumen.....	22

1. INTRODUCCION

En este cuadernillo se calculará el peso del buque en rosca y se determinará la situación del centro de gravedad del mismo. Dicho cálculo se realiza de forma estimativa, siendo su valor real conocido durante la prueba de estabilidad del buque.

El peso en rosca del buque se descompondrá en tres grupos:

- Peso del acero.
- Peso de la maquinaria.
- Peso del equipo y la habilitación.

Una vez obtenidas todas las partidas anteriores se sumarán para obtener así el peso en rosca y se añadirá un margen de seguridad por aquellas partidas no recogidas.

El cálculo de la abscisa del centro de gravedad se hace de manera directa conociendo para cada partida la posición de ésta y componiendo las distintas partidas se obtiene el definitivo. La posición de la ordenada del centro de gravedad, en el caso del acero continuo se calcula de la misma forma que la abscisa, en otros casos se estima, o bien se calcula como es el caso del equipo utilizando las fórmulas propuestas por el Sr. Meizoso y el Sr. Garcés. El centro de gravedad final del buque en rosca vendrá como resultado de componer los obtenidos de los tres grupos.

Hay que tener en cuenta que todos los valores dados para las abscisas o X_G son distancias desde la perpendicular de popa, y las ordenadas o Z_G desde la línea base del buque.

2. PESO DEL ACERO.

Para el cálculo del peso de acero se distinguirá entre :

2.1. Peso del acero continuo

Se utilizará el método de Aldwinckle, recomendado por el L.R.S. y descrito en el libro “Ecuación del desplazamiento. Peso en rosca y peso muerto” por los profesores D. Manuel Meizoso Fernández y D. José Luis García Garcés.

2.1.1. Peso del acero continuo longitudinal

El método de Aldwinckle extrapola el peso del acero continuo a lo largo del buque a partir del peso en la maestra. En la cuaderna maestra se obtiene el peso por unidad de longitud, $W_L(10)$, multiplicando área del acero de la sección maestra, que como vimos en la tabla del cuaderno 6 es 5.322 m^2 , por la densidad del acero. En cualquier otra sección, i , el peso por unidad de longitud, $W_L(i)$, se obtiene mediante la expresión :

$$W_L(i) = G(i)^{m(i)} \cdot W_L(10) \text{ en T/m}$$

Siendo:

▪ $G(i)$, relación entre el perímetro de la sección i -ésima y la perímetro de la sección maestra, 142.24 m. Los perímetros de cada sección i -ésima, los medimos en nuestra caja de cuadernas del cuadernillo 2 (vease tabla contigua).

▪ $m(i)$, coeficiente definido por L.R.S. que depende del tipo de buque y de la posición de la sección. Lo obtenemos de la tabla 2.19. del libro “Desplazamiento” de los profesores Meizoso y Garcés.

$$W_L(10) = \text{Área acero maestra} \cdot \rho_{\text{acero}} = 4.77 \text{ (m}^2\text{)} \cdot 7,85 \text{ (Tm/m}^3\text{)} = 37.44 \text{ Tm/m}$$

Incluimos aquí la tabla de los cálculos:

Cuaderna	semicudad (m)	semicub (m)	Perimetro (m)	G_i	m_i	$W(i)$ (T/m)
0	20,7	15,9	73,2	0,51	3,3	3,962
1	35,83	20,44	112,54	0,79	3,3	16,380
2	40,16	23,57	127,46	0,90	2,67	26,471
3	42,96	24,81	135,54	0,95	2,21	31,891
4	43,47	25	136,94	0,96	1,6	33,389
5	44,59	25	139,18	0,98	1,29	34,498
6	45,65	25	141,3	0,99	1	35,246
7	46,12	25	142,24	1,00	1	35,480
8	46,12	25	142,24	1,00	1	35,480
9	46,12	25	142,24	1,00	1	35,480
10	46,12	25	142,24	1,00	1	35,480
11	46,12	25	142,24	1,00	1	35,480
12	46,12	25	142,24	1,00	1	35,480
13	46,12	25	142,24	1,00	1	35,480
14	46,08	25	142,16	1,00	7	35,341
15	45,82	25	141,64	1,00	6,77	34,479
16	45,07	25	140,14	0,99	6	32,451
17	43,6	25	137,2	0,96	4,67	29,979
18	40,9	24,72	131,24	0,92	3,31	27,182
19	37,26	21,39	117,3	0,82	2,36	22,511
20	38,56	11,72	100,56	0,71	1,88	18,487

2.1.2. Peso del acero continuo transversal

Para la determinación de la distribución del acero transversal, el método de Aldwinckle propone unas expresiones muy similares a las anteriores. Se obtiene el peso del acero transversal por unidad de longitud en la maestra, $W_T(10)$, y se extrapola al resto de la estructura según la expresión :

$$W_T(i) = Q(i)^{p(i)} \cdot W_T(10) \text{ en T/m}$$

Siendo:

- $Q(i)$, relación entre el área de la sección i-ésima y la sección maestra.
- $p(i)$, coeficiente definido por el L.R.S.. Depende de la posición de la sección. Lo obtenemos de la tabla 2.19. de la referencia 1.
- $W_T(10)$, es el peso por unidad de longitud de la estructura transversal en la sección maestra. Se obtiene sumando el peso del acero transversal de una clara de bulárcamas, compuesto por 1 bulárcama, con sus correspondientes refuerzos, y dividiendo este valor entre la longitud de clara de bulárcamas. Incluimos aquí un cálculo del peso de 1 bulárcama , considerando los datos del cuadernillo 6.

elemento			long. (m)	area (m2)	espesor (m)	volumen (m3)	peso (T)	cg (m) sobre LB
bao	plancha			64,225	0,012	0,771	6,050	23,46
	refuerzo sup	200x10	18	0,003		0,048	0,374	23,46
	refuerzo medio	200x10	25	0,003		0,066	0,519	23,46
	refuerzo inf	240x12	25	0,004		0,093	0,732	23,46
	consolas			1,632	0,012	0,020	0,154	23,46
ref central	plancha			32,482	0,012	0,390	3,060	12,72
	refuerzo int.	200x10	22	0,003		0,058	0,457	12,72
	refuerzo ext.	200x10	22	0,003		0,058	0,457	12,72
	consolas			1,443	0,012	0,017	0,136	12,72
tq. Lastre	plancha			68,784	0,014	0,963	7,559	15,6
	refuerzos	200x10	58	0,003		0,153	1,204	15,6
consolas	plancha			20,292	0,014	0,284	2,230	12,65
	refuerzos int.		8,98	0,002		0,015	0,119	12,65
	refuerzos med.	200x10	11,2	0,003		0,030	0,233	12,65
	refuerzos ext.	240x12	10,65	0,004		0,040	0,312	12,65
pantoqu	plancha			31,867	0,022	0,701	5,503	2,75

e								
	refuerzos	200x10	31,5	0,003		0,083	0,654	2,75
varenga	plancha			69,035	0,022	1,519	11,922	1,45
	refuerzos		78,2	0,004		0,292	2,289	1,45
						TOTAL	87,928	5,081

NOTA: Los cálculos de pesos se han multiplicado por dos, pues los desgloses de pesos están hechos para la semibulárcama y la semicaderna. Los centros de gravedad están calculados sobre la línea base.

De esta manera, tenemos:

$$W_T(10) = \frac{87.93}{3.4} = 25.86T / m.$$

Incluimos la tabla de los cálculos.

Cuaderna	Area (m2)	Zcg (m)	Zcg r. (m)	Qi	pi	Wt(i) (T/m)
0	256,96	22,28	14,8992	0,22	0,5	13,190
1	600,46	17,8	11,9033	0,50	0,65	18,187
2	996,42	15,14	10,1245	0,83	0,78	24,689
3	1104,26	13,15	8,79372	0,92	0,88	26,541
4	1125,93	12,46	8,3323	0,94	0,94	26,903
5	1159,33	12,31	8,232	0,97	0,99	27,612
6	1183,02	12,2	8,15844	0,99	1	28,168
7	1194,25	12,15	8,125	1,00	1	28,435
8	1194,25	12,15	8,125	1,00	1	28,435
9	1194,25	12,15	8,125	1,00	1	28,435
10	1194,25	12,15	8,125	1,00	1	28,435
11	1194,25	12,15	8,125	1,00	1	28,435
12	1194,25	12,15	8,125	1,00	1	28,435
13	1194,25	12,15	8,125	1,00	1	28,435
14	1194,25	12,15	8,125	1,00	1	28,435
15	1190,67	12,17	8,13837	1,00	0,99	28,351
16	1178,34	12,25	8,19187	0,99	0,94	28,079
17	1148,06	12,44	8,31893	0,96	0,88	27,465
18	1069,57	12,87	8,60648	0,90	0,78	26,092
19	841,13	14,5	9,6965	0,70	0,65	22,641
20	291,06	14,99	10,0242	0,24	0,5	14,038

Para hallar el centro de gravedad del casco por el método de Aldwinkle, necesitamos estimar los centros de gravedad de cada sección. Sabiendo el centro de gravedad real de la cuaderna maestra y comparándolo con el centro de gravedad de la figura geométrica del área encerrada por la cuaderna maestra, hallamos un porcentaje de corrección que aplicaremos a todas las demás secciones cuyos centros de gravedad

geométricos han sido previamente hallados con el Autocad. Así tendremos la estimación del centro de gravedad real de cada sección.

Como antes, hacemos el cálculo de estos centros de gravedad tomando una bodega entera para el estudio.

$$Z_{cg_{maestra\ real}} = \frac{4.77 \cdot 3.4 \cdot 7.85 \cdot 11.02 + 1 \cdot 87.93 \cdot 5.08}{3.4 \cdot 4.77 \cdot 7.85 + 1 \cdot 87.93} = 8.59m.$$

$$Z_{cg_{maestra\ geometrica}} = 12.15m.$$

De esta forma, tendremos:

Cuaderna	Area (m2)	Zcg (m)	Zcg r. (m)
0	256,960	22,280	15,752
1	600,460	17,800	12,585
2	996,420	15,140	10,704
3	1104,260	13,150	9,297
4	1125,930	12,460	8,809
5	1159,330	12,310	8,703
6	1183,020	12,200	8,625
7	1194,250	12,150	8,590
8	1194,250	12,150	8,590
9	1194,250	12,150	8,590
10	1194,250	12,150	8,590
11	1194,250	12,150	8,590
12	1194,250	12,150	8,590
13	1194,250	12,150	8,590
14	1194,250	12,150	8,590
15	1190,670	12,170	8,604
16	1178,340	12,250	8,661
17	1148,060	12,440	8,795
18	1069,570	12,870	9,099
19	841,130	14,500	10,251
20	291,060	14,990	10,598

2.1.3. Peso combinado del acero continuo

Sumando ambas distribuciones e integrando por el método compuesto de Simpson, se obtiene el peso total del acero continuo, y tomando momentos se obtiene las coordenadas del centro de gravedad (X_G , Z_G) de esta partida.

Sección	$W_L(i)$ T/m	$W_T(i)$ T/m	W_{total} T/m	Factor de Simpson (f)	$f \cdot W_{total}$ (T)	Abcisa X_G (m)	Ordenada Z_G (m)
0 (Pp)	3,96	13,19	17,15	4,43	76,04	0,00	15,75
1	16,38	18,19	34,57	17,73	612,99	13,30	12,58
2	26,47	24,69	51,16	8,87	453,62	26,60	10,70
3	31,89	26,54	58,43	17,73	1036,20	39,90	9,30
4	33,39	26,90	60,29	8,87	534,59	53,20	8,81
5	34,50	27,61	62,11	17,73	1101,42	66,50	8,70
6	35,25	28,17	63,41	8,87	562,26	79,80	8,63
7	35,48	28,44	63,92	17,73	1133,43	93,10	8,59
8	35,48	28,44	63,92	8,87	566,71	106,40	8,59
9	35,48	28,44	63,92	17,73	1133,43	119,70	8,59
10	35,48	28,44	63,92	8,87	566,71	133,00	8,59
11	35,48	28,44	63,92	17,73	1133,43	146,30	8,59
12	35,48	28,44	63,92	8,87	566,71	159,60	8,59
13	35,48	28,44	63,92	17,73	1133,43	172,90	8,59
14	35,34	28,44	63,78	8,87	565,48	186,20	8,59
15	34,48	28,35	62,83	17,73	1114,18	199,50	8,60
16	32,45	28,08	60,53	8,87	536,70	212,80	8,66
17	29,98	27,46	57,44	17,73	1018,67	226,10	8,80
18	27,18	26,09	53,27	8,87	472,36	239,40	9,10
19	22,51	22,64	45,15	17,73	800,70	252,70	10,25
20 (Ppr)	18,49	14,04	32,52	4,43	144,19	266,00	10,60
TOTAL					15263,23	135,17	9,05

2.2. Pesos locales del acero

Aquí se incluye mamparos transversales, piques de proa y popa, guardacalor chimenea, superestructuras, etc. Se utilizarán diversas fórmulas que dependen del tipo de buque y del espacio considerado.

2.2.1. Peso y Cg de los mamparos transversales.

El peso es el volumen del mamparo correspondiente y el volumen de sus refuerzos. Multiplicando la suma de estos dos valores por la densidad del acero ($7,85 \text{ T/m}^3$) se obtendrá el peso.

Para los mamparos transversales, puesto que conocemos el escantillón de sus refuerzos y el espesor de sus planchas, definidos en el cuadernillo 6, obtenemos el peso buscado. Se incluye aquí una tabla de cálculo de un mamparo en la zona de bodegas.

mamparo transversal						
	numero	long.med. (m)	t (mm)	Area (m2)	Peso (T)	cg (m) sobre BL
planchas	1		24	148,82	28,037688	6,5
	1		22	172,74	29,832198	13,902
	1		20	152,19	23,89383	21,345
refuerzos	9	21		0,0024	0,39564	6,5
	9	22		0,00253	0,436931	13,902
	9	22		0,002	0,3454	21,345
TOTAL					165,883374	13,5396864

En la siguiente tabla se consideran todos los mamparos transversales, en total 9 contando los mamparos de colisión, el de proa del pique de popa y los de separación de la zona de bodegas. En realidad, excluimos del cómputo total los mamparos de colisión y de prensaestopas, ya que estos se consideran en la siguiente sección.

	cuaderna	Peso (T)	Zcg (m)	Lcg (m)
piq. Popa	20	132.71	15.65	12
pr C. MMQQ	60	165.88	13.54	43.2
pr SLOPS	62	165.88	13.54	50
pr B 6	72	165.88	13.54	84
pr B 5	82	165.88	13.54	118

pr B 4	92	165.88	13.54	152
pr B 3	102	165.88	13.54	186
pr B 2	112	165.88	13.54	220
pr B 1	122	165.88	13.54	254
Colision	122	126.07	16.07	12
Total (sin piques)		1327.07	13.54	138.4

2.2.2. Peso y Cg de piques de proa y popa.

Con la siguiente fórmula, se incluyen los refuerzos estructurales de los piques de proa y popa, incluyendo los de los mamparos que los limitan (mamparo de prensaestopas y de colisión, cna 20 y 308 respectivamente), que anteriormente no fueron considerados. Para el cálculo del peso se utiliza la siguiente fórmula:

$$P = 0,0538 \cdot V$$

Siendo V, el volumen del pique en m³.

Para el cálculo de la abcisa del centro de gravedad se supondrá que la distribución de pesos en el pique es homogénea a lo largo del tanque. Se obtiene el centro de gravedad y los volúmenes con la ayuda del programa Hydromax en el cuadernillo 4. Así:

	Vol. (m3)	Peso (T)	Lcg (m)	Zcg (m)
p. proa	7442.062	400.3829	259.859	15.302
p. popa	6121.189	329.32	3.746	21.188

2.2.3. Peso y Cg extra de zona de cámara de máquinas.

Se corresponde con el peso extra que supone la estructura más reforzada de la cámara de máquinas. Para el cálculo del peso se utiliza la fórmula:

$$P = 0,0395 \cdot V \quad (T)$$

Siendo V en m³ el volumen de la cámara de máquinas.

Para el centro de gravedad hay que tener en cuenta que la distribución del peso es homogénea a lo largo de la cámara de máquinas.

	Vol. (m3)	Peso (T)	Lcg (m)	Zcg (m)
Peso Extra	27575.35	1089.226	29.55	14.073

2.2.4. Peso y Cg del cuerno del timon.

Para el cálculo del peso se utiliza la fórmula :

$$P = 8,292 \cdot d \quad (T)$$

Siendo $d=16.9$ m, el calado del buque.

Para hallar el centro de gravedad de esta parte la medimos en el plano de disposición general.

	Peso (T)	Lcg (m)	Zcg (m)
Cuerno	140.1348	1.962	12.243

2.2.5. Peso y Cg de la superestructura.

Para el cálculo del peso de la superestructura se utiliza la siguiente fórmula :

$$P = 0,1185 \cdot V \quad (T)$$

Siendo $V = 8820 \text{ m}^3$, el volumen de la superestructura.

Realizamos aquí una tabla del estudio de este volumen por zonas.

zona	Area (m2)	Altura (m)	Vol (m3)	Peso (T)	Lcg (m)	Zcg (m)
Cub. A-D	385.5	11.85	4568.18	541.33	33.06	30.03
Cub. E	303.23	2.9	879.37	104.20	33.06	37.40
Puente	272.53	2.7	735.83	87.20	33.56	40.20
			Total	732.73	33.12	32.28

2.2.6. Peso y Cg del guardacalor y chimenea.

Para el cálculo del peso se utiliza la fórmula :

$$P = 0,13 \cdot V \quad (T)$$

Siendo V en m^3 , el volumen del guardacalor y la chimenea.

Para el cálculo del centro de gravedad consideramos que el peso se distribuye homogéneamente en el volumen del guardacalor y la chimenea.

	Vol. (m3)	Peso (T)	Lcg (m)	Zcg (m)
gcalor	1732.75	225.2575	17.85	31.35
chimenea	1039.65	135.1545	18.475	41.87
	Total	360.41	18.08	35.30

2.2.7. Peso y Cg de los tanques de cámara de máquinas.

Para el cálculo del peso se utiliza la fórmula :

$$P = 0,043 \cdot V \quad (T)$$

Siendo V en m^3 , el volumen total de los tanques de cámara de máquinas que se obtiene sumando el volumen de todos los tanques de cámara de máquinas calculado en el cuadernillo 4 con el programa Hidromax. De la misma forma, el centro de gravedad

se estima suponiendo que los centros de gravedad del acero de cada tanque son los del espacio que encierran, lo cual está también calculado en dicho cuadernillo.

Tank Name	Capacity m ³	Weight T	LCG m	TCG m	VCG m
hfosdb	59.39	2.55	30.33	-7.15	5.90
hfosde	59.39	2.55	30.33	7.15	5.90
hfoa4b	336.57	14.47	40.48	-12.85	22.70
hfoa4e	336.57	14.47	40.48	12.85	22.70
hfoa4c	224.55	9.66	38.52	0.00	22.70
hfoa3b	843.82	36.28	37.81	-10.38	19.10
hfoa3e	843.82	36.28	37.81	10.38	19.10
hfoa2b	929.51	39.97	37.06	-10.01	15.30
hfoa2e	929.51	39.97	37.06	10.01	15.30
hfosedb	145.94	6.28	33.11	-8.64	5.90
hfosede	145.94	6.28	33.11	8.64	5.90
dosdb	60.55	2.60	40.47	-7.40	2.43
dosde	60.55	2.60	40.47	7.40	2.43
doa	210.98	9.07	38.91	0.00	2.43
asd	1.22	0.05	32.26	-3.88	1.70
ac	127.69	5.49	25.26	0.00	1.70
aa	23.73	1.02	28.02	18.36	19.10
adref	36.20	1.56	36.18	13.30	5.90
ads	81.33	3.50	14.73	0.00	19.10
adc	72.77	3.13	14.73	0.00	22.70
reb	11.74	0.50	27.60	-4.44	1.70
ret	1.20	0.05	23.72	-3.88	1.70
lod	23.97	1.03	31.50	5.44	1.70
Total	239.38	239.38	36.57	0.18	15.88631

NOTA: Hay una desviación hacia estribor del peso de los tanques. Dado su pequeño valor, vamos a ignorar este dato y considerar que este conjunto de pesos está centrado en crujía.

2.2.8. Resumen pesos locales acero.

	Peso (T)	Xcg (m)	Zcg (m)
Mamparos transversales	1327.07	138.40	13.54
Pique de popa	400.38	259.86	15.30
Pique de proa	329.32	3.75	21.19
P. E. Cam. máquinas	1089.23	29.55	14.07
Cuerno del timón	140.13	1.96	12.24
Superestructura	732.73	33.12	32.28
Guardacalor y chimenea	360.41	18.08	35.30

Tqs C. Máquinas	239.38	36.57	15.89
Total	4618.65	78.15	19.12

2.3. Resumen peso total del acero.

Componiendo todas las partidas anteriores, tanto de acero continuo como local se consigue como resultado el peso total del acero y la posición del centro de gravedad.

Resumen	Peso (T)	Xcg (m)	Zcg (m)
Acero continuo	15263,23	135,17	9,05
Acero local	4618,65	78,15	19,12
Total +3% +1%	20875,98	121,92	11,39

NOTA: Se le suma un 3% del peso para considerar la soldadura. Se le suma un 1% por margen de cálculo.

Como puede observarse se ha considerado un margen de un 3% sobre la suma de los pesos de acero continuos y locales debido al peso de la soldadura y de los elementos estructurales, así como de un 1% como margen de cálculo.

3. PESO DE LA MAQUINARIA.

Para el cálculo de esta partida del peso en rosca se ha utilizado el procedimiento publicado por el L.R.S. y que viene resumido en el libro “Desplazamiento. Cálculo iterativo” de M. Meizoso y J.L. García Garcés.

El mismo, descompone el peso de la maquinaria, P_{maq} , en dos partidas: peso de la maquinaria propulsora, $P_{maq\ prop}$, y peso restante P_r . A su vez, el peso de la maquinaria propulsora se descompone en el peso del motor propulsor, P_{motor} , y peso restante de la maquinaria propulsora, $P_{r\ maq\ prop}$. Es decir :

$$P_{maq} = P_{maq\ prop} + P_r = (P_{motor} + P_{r\ maq\ prop}) + P_r$$

El centro de gravedad lo calcularemos de la siguiente forma :

- X_G , consideraremos el centro de la cámara de máquinas, puesto que el motor principal y el resto de sus sistemas auxiliares están prácticamente centrados y hace que se reparta el peso homogéneamente a lo largo de la eslora.

- Z_G del centro de gravedad de la maquinaria se ha calculado mediante la siguiente fórmula propuesta en los apuntes de la referencia 1.

$$Z_G = 0,17 \cdot d + 0,36 \cdot D = 10.21 \text{ m}$$

Siendo d y D el calado y el puntal respectivamente del buque base

3.1. Peso del motor principal

Se asigna el peso real de esta partida, obtenido del catálogo del fabricante una vez seleccionado el motor del buque proyecto (lo que se realiza en el cuadernillo 5). Resulta por tanto :

$$P_{motor} = 555 \text{ T}$$

3.2. Peso restante de la maquinaria propulsora

En esta partida se agrupan elementos auxiliares del motor principal como son los circuitos de lubricación y refrigeración con sus correspondientes bombas, enfriadores, etc. El peso se calcula mediante la siguiente expresión:

$$P_{r \text{ maq prop}} = c \cdot \text{BHP}^d = 733.2 \text{ T}$$

Siendo c y d unos coeficiente que para el caso de los motores diesel lentos y buques petroleros toman los siguientes valores (Tabla 2.20, “Desplazamientos”) :

- c = 0,59
- d = 0,70

Por otra parte :

- BHP = 26335 (Calculado en el cuadernillo 5).
- rpm = 91 (Calculado en el cuadernillo 5).

3.3. Peso de la maquinaria restante.

En este se incluye el peso de las chumaceras y estructura de túnel. El L.R.S. indica en este caso :

$$P_r = k \cdot V_{CM}^l + h \cdot l_{eje} \cdot (j \cdot L + 5) = 1180.2 \text{ T}$$

Siendo k, l, h y j unos coeficientes que para el caso de buques petroleros con motor diesel lento y una hélice, toman los siguientes valores (Tabla 2.20, “Desplazamiento”):

- k = 0,0395
- l = 1
- h = 1
- j = 0,0164

Por otra parte:

- $V_{CM} = 27575.35 \text{ m}^3$ es el volumen de la cámara de máquinas
- $l_{eje} = 9.72 \text{ m}$ es la longitud de la línea de ejes fuera de la cámara de máquinas
- $L = 266 \text{ m}$ es la eslora entre perpendiculares del buque de proyecto.

3.4. Peso total de la maquinaria.

Componiendo las partidas anteriores se consigue como resultado el peso total de la maquinaria así como la posición de la abscisa del centro de gravedad.

Peso (T)	Lcg (m)	Zcg (m)
2467	29,55	10,21

4. PESO DEL EQUIPO Y LA HABILITACIÓN.

Para la estimación de la mayoría de las partidas que vienen a continuación se han utilizado las fórmulas propuestas por el Sr. Meizoso y el Sr. Garcés en el libro ya citado anteriormente. En los casos en que la partida haya sido dimensionada durante el desarrollo del proyecto, se le ha designado su peso real y en aquellos otros casos en los que no se disponía de fórmulas o que a través de éstas se llegaba a un resultado que por comparación con otros proyectos no parecía correcto se ha asignado un peso aproximado haciendo una comparativa con otros proyectos y teniendo en cuenta en ocasiones las dimensiones de nuestro buque.

El centro de gravedad del equipo se calculará :

- ZG mediante la fórmula siguiente, en cual define la ordenada del centro de gravedad del equipo para buques con una eslora mayor de 250 m:

$$Z_G = D + 2,5 = 26.6 \text{ m}$$

- XG mediante la relación de esloras y abscisas con otros proyectos, resultando:

$$X_G = 116 \text{ m}$$

Al final de este apartado se incluye una tabla donde se resume el desglose de todos los equipos calculados.

4.1. Peso del equipo de fondeo y amarre.

El peso del equipo de fondeo y amarre, $P_{\text{fondeo,amarre}}$, se estima entrando en el gráfico de la figura 2.2.3.3 con el numeral de equipo, NE,:

$$P_{\text{fondeo,amarre}} = 330T$$

4.2. Peso del equipo de carga y manipulación de carga.

4.2.1. Equipo de carga en cámara de bombas

El peso de este equipo, P_{cb} , se puede obtener por la expresión:

$$P = 0,7 \cdot \sqrt{\text{TPM}} = 284.3 \text{ T}$$

Siendo TPM = 165000 las toneladas de peso muerto del buque de proyecto.

4.2.2. Grúas manifold

Se estima su peso en 100 T cada una, por tanto, 200T.

4.2.3. Grúas de servicio a popa de provisiones

Se estima su peso en 50 T cada una, por tanto, 100T.

4.3. Peso del equipo de salvamento y contra incendios

4.3.1. Equipo de salvamento

El peso viene dado por la fórmula:

$$P = 12 + 0,01 \cdot \text{NT} = 12,04 \text{ T}$$

Siendo NT, el número de personas a bordo. NT = 42

4.3.2. Equipo Contra Incendios

El peso viene dado por la formula:

$$P = 0,0025 \cdot V + 1 = 69.9 \text{ T}$$

Siendo $V = 27575 \text{ m}^3$, el volumen de la cámara de máquinas obtenido con el programa Hidromax.

4.4. Peso de la protección anticorrosiva

Según el libro “Desplazamiento”, el peso de la protección anticorrosiva se puede desglosar en dos conceptos: el peso de la pintura del buque y el peso de la protección catódica.

4.4.1. Peso de la pintura

El peso viene dado por la fórmula:

$$P = 0,007 \cdot P_{\text{Acero}} = 156.1 \text{ T}$$

Siendo P_{Acero} , el Peso Total del Acero. $P_{\text{Acero}} = 22308 \text{ T}$.

4.4.2. Protección catódica

El peso de la protección catódica del casco (incluido timón y hélice) y de los tanques de lastre se calcula respectivamente y según se indica en el libro, mediante:

$$P_{cc} = 0,0008 \cdot S_m = 6.3 \text{ T}$$

$$P_{ct} = 0,0012 V_{\text{tanques}} = 70.49 \text{ T}$$

Siendo:

- $S_m = L \cdot T \cdot \left(1,7 + \frac{C_b}{T}\right) = 7862 \text{ m}^2$
- $V_{tl} = 58745 \text{ m}^3$ es el volumen de los tanques a proteger.

4.5. Peso de escotillas, escaleras, puertas y ventanas

4.5.1. Escotillas

Se considerarán escotillas estándar de tanque con un diámetro de 950 mm y una brazola de 900 mm y se incluirá el peso de los accesorios.

El peso viene dado por la fórmula :

$$P = 0,417 \cdot N_{\text{Tanques}} = 5 \text{ T}$$

Siendo N_{Tanques} , el número de tanques de carga. $N_{\text{Tanques}} = 12$

4.5.2. Escaleras exteriores

El peso viene dado por la fórmula:

$$P = 0,8 \cdot NH + 0,6 = 4,6 \text{ T}$$

Siendo $NH = 5$, el número de cubiertas con alojamientos.

4.5.3. Puertas de acero

El peso viene dado por la fórmula:

$$P = 0,56 \cdot (NH + 1) + 0,28 \cdot NC \cong 4 \text{ T}$$

Siendo:

- NH definido en el apartado anterior.
- $NC = 0$, el número de casetas.

4.5.4. Portillos y ventanas

El peso viene dado por la fórmula :

$$P = 0,12 \cdot NT = 4,32 \text{ T}$$

Siendo $NT = 42$; el número de tripulantes 36 y 6 de personal de reparaciones, que consideraremos también para obtener un peso con más holgura.

4.6. Acomodación

En esta partida se agrupan los distintos elementos que intervienen en la acomodación de la tripulación como son la instalación eléctrica fuera de la cámara de máquinas, la ventilación, el mobiliario, y demás enseres que se agrupan dentro de la habilitación.

4.6.1. Habilidad

El peso viene dado por la fórmula :

$$P = 0,18 \cdot AA \cong 332 \text{ T}$$

Siendo $AA = 1845.23 \text{ m}^2$, el área de alojamientos.

4.6.2. Equipo eléctrico y ventilación

Por su parte, el peso del equipo eléctrico fuera de cámara de máquinas y de la ventilación en esta fase de proyecto se estima por comparación con otros proyectos. Asignamos pues a esta partida, un peso total de 110T.

4.7. Peso del equipo de navegación

Aquí se agrupan los diversos elementos instalados en el puente como pueden ser el radar, sistema de posicionamiento, radiotelegrafía, etc. Este valor puede variar entre las 2 y las 20 toneladas y se ha elegido el valor máximo dadas las dimensiones del barco y que va equipado con tecnología moderna.

$$P = 20 \text{ T}$$

4.8. Peso del equipo de gobierno y maniobra

Se incluye aquí timón, mecha y accesorios, servomotor hidráulico, electrobombas hidráulicas y polines. El peso viene dado por la fórmula :

$$P_{\text{gobierno}} = 0,0224 \cdot A_{\text{timón}} \cdot v^{\frac{3}{2}} + 2 = 194.1 \text{ T}$$

Siendo:

- $A_{\text{timón}} = 140.5 \text{ m}^2$, el área del timón calculada en cuadernillo 5 (5.1.5).
- $v = 15,5$ nudos, la velocidad del buque en pruebas a plena carga.

4.9. Peso de tuberías de lastre, carga y descarga y limpieza de tanques

Para el cálculo del peso de dichas tuberías se halla el volumen de estas para multiplicar posteriormente por la densidad del acero y obtener así su peso. Debido a los distintos diámetros y extensiones de las distintas tuberías se dividen éstas en: tubería de

lastre, tubería de carga y descarga, y tubería de limpieza de tanques. La extensión de las tuberías vendrá dada por los tanques que recorren (longitud de un tanque $L = 34$ m) y el número de líneas que tengan.

4.9.1. Tuberías de lastre

El servicio de lastre segregado consta de dos líneas longitudinales principales de aspiración y descarga que van desde la cámara de bombas hasta los tanques de lastre y el pique de proa. La tubería de cada línea es de 500 mm de diámetro exterior y 12,5 mm de espesor. Hay que sumar una tubería que va desde la cámara de bombas hasta el tanque de lastre del pique de popa. Su peso se calcula multiplicando el volumen de éstas por la densidad del acero, mediante la expresión:

$$P = \pi \cdot 2 \cdot r \cdot e \cdot L_{tub} \cdot \rho \cong 78.5 \text{ T}$$

Siendo:

- $e = 0,0125$ m ; el espesor de la tubería.
- $r = 0,25$ m ; el radio de la tubería.
- $L_{tub} = 654.3$ m ; la longitud total de la tubería.
- $\rho = 7,85 \text{ T/m}^3$; la densidad del acero.

4.9.2. Tuberías de carga

Se instala tres líneas de tubería para el llenado de crudo que recorre longitudinalmente el fondo del buque desde la cámara de bombas hasta tres puntos situados en crujía entre las bodegas 6 y 5, 4 y 3, y 2 y 1. En estos puntos existen colectores que son capaces de repartir la carga a 4 tanques cada uno. A estas se suman las tuberías que van desde la cámara de bombas al manifold. Las tuberías de carga tienen 1000 mm de diámetro exterior y 12,5 mm de espesor. Usando por tanto, la misma expresión que en el apartado anterior, y en este caso con una longitud total de 635.7 m.

$$P = \pi \cdot (2 \cdot r \cdot e) \cdot L_{tub} \cdot \rho \cong 196 \text{ T}$$

Siendo:

- $e = 0,0125$ m; el espesor de la tubería.
- $r = 0,5$ m; el radio de la tubería.
- $L_{tub} = 635.7$ m; la longitud total de la tubería.
- $\rho = 7,85 \text{ T/m}^3$; la densidad del acero.

4.9.3. V.O.C.

Se instala una línea de tubería a modo de colector de gases de hidrocarburo para respetar las condiciones MARPOL y no soltar estos gases a la atmósfera. La tubería tiene 1000 mm de diámetro exterior y 5 mm de espesor. Usando por tanto, la misma fórmula que en el apartado anterior, y en este caso con una longitud total de 176.3 m.

$$P = \pi \cdot (2 \cdot r \cdot e) \cdot L_{tub} \cdot \rho \cong 10.9 \text{ T}$$

Siendo:

- $e = 0,005$ m; el espesor de la tubería.
- $r = 0,25$ m; el radio de la tubería.
- $L_{tub} = 176.3$ m; la longitud total de la tubería.

- $\rho = 7,85 \text{ T/m}^3$; la densidad del acero.

4.9.4. Tuberías de limpieza de tanques.

Su peso se calcula multiplicando el volumen de estas por la densidad del acero, mediante la expresión:

$$P = \pi \cdot 2 \cdot r \cdot e \cdot L_{\text{tub}} \cdot \rho = 102.5T$$

Siendo:

- $e = 0,0125 \text{ m}$; el espesor de la tubería.
- $r = 0,15 \text{ m}$; el radio de la tubería.
- $L_{\text{tub}} = 1108 \text{ m}$; la longitud total de la tubería.
- $\rho = 7,85 \text{ T/m}^3$; la densidad del acero.

NOTA: Decidimos incrementar un 15 % el peso de las tuberías para tener en cuenta los soportes, válvulas, refuerzos y demás elementos que acompañan estos conductos

4.10. Manifold y pasarela.

Este peso se halla por estimación y viendo otros barcos. Estimamos este peso en 220.

4.11. Peso total y centro de gravedad del equipo

Componiendo los resultados de este apartado 6, se obtiene el peso total del equipo y el centro de gravedad del mismo.

Equipo	Peso (T)
Fondeo y amarre	330,0
Carga en cámara de bombas	284,3
Grúas manifold	200,0
Grúas de servicio a popa	100,0
Salvamento	12,0
Contra Incendios	69,9
Pintura	156,1
Protección catódica	76,8
Escotillas	5,0
Escaleras exteriores	4,6
Puertas de acero	4,0
Portillos y ventanas	4,3
Habilitación	332,0
Equipo eléctrico y ventilación	110,0
Equipo de navegación	20,0
Aquipo de gobierno y maniobra	194,1
Tuberías	446,1
Manifold y pasarela	220,0

PESO TOTAL (T)	2569,2
Xcg (m)	42,4
Zcg (m)	26,3

5. RESUMEN.

La suma de los pesos obtenidos de los tres grupos anteriores da como resultado el peso en rosca del buque.. La composición de estos pesos con sus centros de gravedad proporciona el centro de gravedad del buque.

Los resultados obtenidos son:

	Peso (T)	Lcg (m)	Zcg (m)
Acero	20875,98	121,92	11,39
Maquinaria	2467	29,55	10,21
Equipo y habilitación	2569,2	42,4	26,3
Total	25912,21	103,13	12,76



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº9:

Situaciones de carga.

Proyecto nº:

1748

Tutor:

D. Francisco Alonso Thous

Alumnos:

D. Guillermo Zamarripa Solano
D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1.- Introducción.....	3
2.- Situaciones de carga.....	4
3.- Criterios aplicables según reglamentos.....	5
4. Analisis de las situaciones de carga.....	9
5.- Estabilidad después de averías.....	10
6.- Resumen de resistencia.....	12

1. INTRODUCCIÓN

En el presente cuadernillo se estudiará el comportamiento del buque proyecto ante las diversas situaciones de carga susceptibles de estar sometido a lo largo de su vida útil. Son las recomendadas por la Organización Marítima Internacional (OMI) y por la Sociedad de Clasificación del buque (Lloyd's Register of Shipping), así como otras que se han considerado convenientes.

Para cada una de estas situaciones de carga se analizará la estabilidad y la resistencia estructural del buque, verificando que se cumplen los requerimientos establecidos por la OMI y recogidos en el Convenio Internacional para la seguridad de la vida humana en el mar de 1974, modificado por el protocolo de 1988 (en lo sucesivo SOLAS 74/88) y en el Convenio Internacional para prevenir la contaminación por los buques, 1973, modificado por el protocolo de 1978 (en lo sucesivo MARPOL 73/78).

Igualmente se realiza un estudio de la estabilidad del buque afectado por las distintas situaciones de avería, siguiendo para ello los criterios establecidos en el MARPOL 73/78 y los criterios establecidos en SOLAS 74/88

Los cálculos de las diferentes situaciones de carga, tanto en lo que se refiere a la estabilidad como a la resistencia longitudinal se han realizado el programa de aplicaciones navales "Hydromax", ya usado en el cuadernillo 4.

2. SITUACIONES DE CARGA

Las situaciones de carga sujetas a estudio responden a las recomendaciones que figuran en el apéndice II de los “*Criterios de estabilidad sin averías aplicables a los buques de pasaje y a los buques de carga*” editado por el OMI en 1987, basadas en una serie de hipótesis recogidas en el punto 2 de dicho apéndice.

Estas situaciones de carga son las siguientes:

- Buque en la condición de salida a plena carga, distribuida ésta de forma homogénea en todos los espacios de carga y con la totalidad de provisiones y combustibles.
- Buque en la condición de llegada a plena carga, distribuida ésta de forma homogénea en todos los espacios de carga y con el 10% de provisiones y combustible.
- Buque en la condición de salida en lastre, sin carga, pero con la totalidad de provisiones y combustible.
- Buque en la condición de llegada en lastre, sin carga, y con el 10% de provisiones y combustible.

Adicionalmente se estudian otras condiciones de carga que se han creído convenientes, de acuerdo a las características del buque proyecto. Éstas son las siguientes:

- Buque en la condición de salida en lastre, con mal tiempo, sin carga, pero con la totalidad de provisiones y combustible.
- Buque en la condición de llegada en lastre, con mal tiempo, sin carga, y con el 10% de provisiones y combustible.
- Buque en condición de lastre OMI, en la que se considera únicamente el peso en rosca y el peso de los tanques de lastre llenos al 100%.

3. CRITERIOS APLICABLES SEGÚN REGLAMENTOS

El convenio Marpol 73/78 en su regla 13, establece que la capacidad de los tanques de lastre segregado será tal que asegure que el buque pueda navegar con seguridad todo el viaje en lastre sin tener que tomar lastre de los tanque de carga (salvo que las condiciones metereológicas sean tan duras que sea necesario cargar agua de lastre adicional en los tanques de carga para mantener la seguridad del buque) y establece los siguientes criterios relativos a los calados y asiento del buque.

Los criterios que a continuación se explican serán tenidos en cuenta a la hora de analizar las diferentes situaciones de carga con el programa Hidromax.

3.1. Estabilidad estática y dinámica. Buque intacto

A continuación se señalan los criterios que se van a emplear para comprobar la estabilidad dinámica y estática del buque intacto.

3.1.1. Criterios IMO

El IMO establece que el buque solamente con el lastre segregado, es decir, sin consumos, tripulantes ni pertrechos, debe de cumplir:

- Calado mínimo en la mitad de la eslora no inferior a :

$$T_m = 2 + 0,02L_{pp} = 7.32 \text{ m}$$

- El calado en la perpendicular de popa será tal que la hélice esté totalmente sumergida. Es conveniente que exista una holgura del 10 %. En el caso del buque de proyecto será de 9.46m.

- El asiento apopante para petroleros en la situación de carga en lastre IMO, no debe ser mayor del 1,5% de la L_{pp} . Por tanto este asiento máximo es de $0,015 \cdot L_{pp} = 4 \text{ m}$.

Exponemos pues lo obtenido en los anteriores apartados en la siguiente tabla :

Calado min en el centro del buque (m)	7,32
Calado min a la altura de la hélice (m)	9.46
Asiento apopante max (m)	4

Además, los criterios que a continuación se nombran quedan recogidos en el Código de estabilidad sin averías, en el punto 3.1.2. establecido por la O.M.I.

3.1.1.1. Criterios de brazos de estabilidad dinámica

- El área que encierra la curva de brazos adrizantes, GZ, hasta 30° no será inferior a 0,055 m· rad :

$$A_{30} \geq 0,055 \text{ m} \cdot \text{rad}$$

- El área que encierra la curva de brazos adrizantes, GZ, hasta los X° no será inferior a 0,090 m· rad. Donde X es 40° o cualquier ángulo menor al cual puede quedar sumergido cualquier borde interior de abertura en el casco, superestructura o caseta quedando por debajo de la cubierta y no puede ser cerrado de manera estanca

$$A_{40} \geq 0,090 \text{ m} \cdot \text{rad}$$

- El área que encierra la curva de brazos adrizantes, GZ, entre los 30° y X° no será inferior a 0,03 m· rad. Donde X° es 40° o cualquier ángulo menor al cual puede quedar sumergido cualquier borde interior de abertura en el casco, superestructura o caseta quedando por debajo de la cubierta y no puede ser cerrado de manera estanca.

$$A_{40} - A_{30} \geq 0,030 \text{ m} \cdot \text{rad}$$

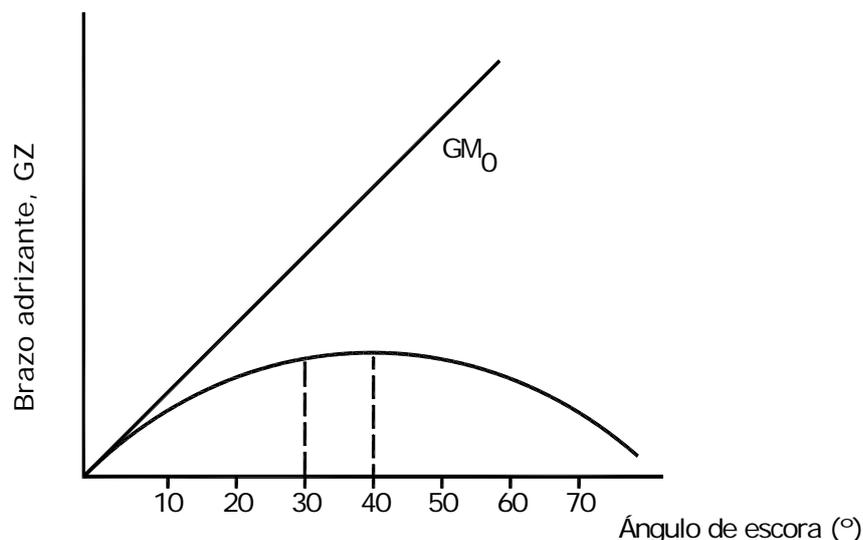
3.1.1.2. Criterios de brazo de estabilidad estática

- El brazo adrizante, GZ, debe ser por lo menos 0,2 m a un ángulo de 30° o superior.
- El máximo brazo adrizante, GZ, ocurrirá en un ángulo que, preferentemente, será mayor de 30°, y nunca inferior a 25°.

3.1.1.3. Criterio de altura metacéntrica

- La altura metacéntrica inicial, GM₀, corregida por superficie libre, medida a un ángulo de 0°, no será menor de 0,15m. (Se corresponde con la tangente a la curva de brazos adrizantes trazada desde la escora 0°).

En la siguiente figura se aprecian los conceptos mencionados en los párrafos anteriores:



3.1.2. Criterio Marpol

Este criterio en un principio se aplica a los casos de estabilidad después de averías, y por ello, con mayor motivo lo habrá de satisfacer el buque intacto. A continuación transcribimos dichos criterios con los valores límites que ha de satisfacer el buque en cada una de las situaciones.

- Se calcula la flotación final y comprueba que, teniendo en cuenta la inmersión, la escora y el asiento, queda por debajo del canto inferior de cualquier abertura por la que pudiera producirse una inundación progresiva.
- El ángulo de equilibrio, obtenido del análisis de la curva de brazos adrizantes, es menor de 25°.
- La zona de estabilidad positiva, $GZ > 0$, debe ser mayor de 20°.
- El brazo adrizante residual máximo ha de ser por lo menos 0,1 m dentro de ese margen de 20°.

1.3.4. Criterio USL

El Criterio USL (Uniform Shipping Laws Code, Australian transport Council), se recoge en el Uniform Shipping Laws Code, Sección 8: Stability, Subsección C: Stability Criteria.

La escora debida al viento viene dada por la siguiente expresión:

$$HL = 0,000102 \cdot \frac{P \cdot A \cdot h}{\Delta} \cdot \cos^2 \phi$$

Siendo:

- $P = 540$ Pa en este caso ; presión debida al viento.
- A ; área total proyectada lateral por encima de la flotación en m^2 .
- h ; distancia desde el centroide del área que recibe el viento al centro del área proyectada lateral del buque sumergida.
- Δ ; desplazamiento del buque en toneladas.

El ángulo de escora debido al viento ha de ser menor de 20°.

3.2. Estabilidad después de averías

Los requisitos exigidos para petroleros según lo establecido por los convenios MARPOL 73/78 (Regla 25 del anexo I) y SOLAS 74, y enmiendas posteriores, son:

- La flotación final (teniendo en cuenta la inmersión, la escora y el asiento) debe quedar por debajo de cualquier abertura por la que pueda producirse una inundación progresiva.
- El ángulo de escora producido por la inundación asimétrica no excederá los 25°, si bien dicho ángulo podrá aumentarse hasta 30° si no se produce inundación del canto alto de la cubierta.
- En el estudio de estabilidad, se considerará suficiente si la curva de brazos adrizantes tiene un alcance mínimo de 20° más allá de la posición de equilibrio, con un brazo adrizante residual máximo de, por lo menos, 0,1 m. dentro de este margen de 20°. El área dentro de la curva (brazo dinámico) no será menor de 0,0175 m· rad.

4. ANALISIS DE LAS SITUACIONES DE CARGA

Para cada situación de carga mencionadas en el apartado 2 se ha operado con el programa Hidromax de la siguiente forma:

- 1.- Se calculan los datos hidrostáticos, expuestos también en forma de tabla.
- 2.- Para el desplazamiento obtenido en los datos hidrostáticos se señalan los valores de KN para los mismos ángulos del punto anterior.
- 3.- Se calcula la estabilidad a grandes ángulos, estudiada en cada condición de carga para escoras a estribor de: 0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80° y 90°.
- 4.- Se calculan los esfuerzos longitudinales

Se adjuntan en el anexo el resultado de estos cálculos para cada situación de carga.

5. ESTABILIDAD DESPUES DE AVERIAS.

Al igual que hemos hecho con las situaciones de carga, haremos un análisis completo de una serie de averías y comprobaremos así el comportamiento del buque proyecto ante estas averías.

Las características generales de la avería, según la zona de casco afectada son :

	Avería en el costado	Avería en el fondo	
		A 0,3- L de la Ppr	En cualquier otro sitio
Extensión longitudinal	13,327 m	13,327 m	5 m
Extensión transversal	10 m	8,33 m	5 m
Extensión vertical	Hacia arriba sin límite	3,33 m	3,33 m

La permeabilidad en los espacios de carga será de 99%, en espacios de lastre y combustibles será de 98,5%, y en cámara de máquinas de 85%.

Teniendo en cuenta las dimensiones de las averías, se han estudiado 17 averías distintas en la situación de plena carga y 100% de consumos por ser la situación más desfavorable para la estabilidad. Las averías son las siguientes:

1. Inundación SlopB, WbSlopB, C6B y Wb6B
2. Inundación C6B, Wb6B, C5B y Wb5B
3. Inundación C5B, Wb5B, C4B y Wb4B
4. Inundación C4B, Wb4B, C3B y Wb3B
5. Inundación C3B, Wb3B, C2B y Wb2B
6. Inundación C2B, Wb2B, C1B y Wb1B
7. Inundación C1B, Wb1B y Pique Proa
8. Inundación Bodega Slop y Bodega 6
9. Inundación Bodega 6 y Bodega 5
10. Inundación Bodega 5 y Bodega 4
11. Inundación Bodega 4 y Bodega 3
12. Inundación Bodega 3 y Bodega 2
13. Inundación Bodega 2 y Bodega 1
14. Inundación Bodega 1 y Pique de proa
15. Inundación Cámara de máquinas y sala de bombas
16. Inundación Cámara de máquinas, sala de bombas y pique de popa
17. Inundación Cámara de máquinas, sala de bombas, pique de popa y tanques de agua

Tomaremos distintos casos de inundación de tanques de lastre y carga hallando para cada caso de nuevo los siguientes datos obtenidos con el programa Hidromax:

- 1.- Se calculan los datos hidrostáticos, expuestos también en forma de tabla.
- 2.- Para el desplazamiento obtenido en los datos hidrostáticos se señalan los valores de KN para los mismos ángulos del punto anterior.

3.- Se calcula la estabilidad a grandes ángulos, estudiada en cada condición de carga para escoras a estribor de: 0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80° y 90°.

4.- Se calculan los esfuerzos longitudinales

Se adjuntan en el anexo el resultado de estos cálculos para cada situación de carga.

6. RESUMEN DE RESISTENCIA.

En esta sección, recordamos los valores máximos permitidos, Q_s y M_s , sacados de los cálculos de nuestra estructura en el cuadernillo 6. Insertamos también una tabla resumen de los valores máximos hallados en todas las situaciones y comprobamos que estos no superan los valores máximos permitidos.

M_s (kN*m)	Q_s (kN)
4126004,66	105702

Situaciones de Carga	Valor ($T \cdot 10^3$ y $T \cdot m \cdot 10^3$)	Valor (kN y kN.m)	Situación
Q max	-6.819	-66826.2	Salida en Lastre en Mal Tiempo
M max	408,976	4007964.8	Salida en Lastre

Situaciones de Averías	Valor ($T \cdot 10^3$ y $T \cdot m \cdot 10^3$)	Valor (kN y kN.m)	Situación
Q max	5.722	56075.6	Inundación Bodega 2 y Bodega 1
M max	285.275	2795695	Inundación C.MMQQ, C. bombas y P. Pp



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº10:

Equipo y servicios.

Proyecto nº:

1748

Tutor:

D. Francisco Alonso Thous

Alumnos:

D. Guillermo Zamarripa Solano
D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1. INTRODUCCION.....	3
2. SERVICIOS DE CASCO.....	4
2.1. Servicios de gobierno y maniobra.....	4
2.2. Servicios de cubierta.....	5
2.3. Servicio de lastre y sentinas.....	10
2.4. Servicios de acceso.....	10
2.5. Sistemas de salvamento.....	12
3. SERVICIOS DE CARGA.....	18
4. SERVICIOS DE HABILITACION.....	19
4.1. Acomodación.....	19
4.2. Aire acondicionado y ventilación.....	21
4.3. Servicios sanitarios.....	22
4.4. Cocina y oficinas.....	22
4.5. Gamba frigorífica y seca.....	22
5. SERVICIOS DE NAVEGACION Y COMUNICACIONES.....	23
5.1. Equipo de ayuda a la navegación.....	23
5.2. Comunicaciones exteriores.....	24
5.3. Comunicaciones interiores.....	24
6. SERVICIO DE ALUMBRADO.....	26
6.1. Luces de navegación.....	26
6.2. Alumbrado exterior.....	26
6.3. Alumbrado interior.....	27
6.4. Alumbrado de emergencia.....	33

1. INTRODUCCION

En este cuadernillo se describen los diferentes equipos que forman parte del buque. Alguno de ellos ya ha sido tratados con detenimiento en el cuadernillo correspondiente al diseño de cámara de máquinas (cuadernillo 7), y para esos equipos sólo se citarán sus características fundamentales.

2. SERVICIOS DE CASCO

2.1. Servicios de gobierno y maniobra.

2.1.1. Servomotor.

Según lo estipulado en las normas de la sociedad de clasificación (Parte 5; capítulo 19), el buque estará provisto de un mecanismo de gobierno y otro auxiliar dispuestos de tal forma, que si fallara uno de ellos, el buque no quedaría inoperativo. El principal deberá ser capaz de mover el timón de 35 ° en una banda a 30 ° en la opuesta al calado máximo, con velocidad de servicio en no más de 28 segundos. Por su parte, el auxiliar deberá ser capaz de mover el timón de 15 ° a una banda a 15 ° en la opuesta en las mismas condiciones en no más de 60 segundos. De cualquier manera ambos mecanismos se dispondrán de tal forma que en el caso de un black-out, se reinicien automáticamente. Se pondrán en marcha desde el puente de mando y la transferencia de uno a otro debe poder efectuarse en cualquier momento.

Elegimos un servomotor electrohidráulico que trabaja con dos bombas cuya potencia se determinó en el cuadernillo 5 (predicción de potencia) en el apartado 5.5. Cada una de las bombas es de 74,225Kw de potencia.

2.1.1. Hélice de maniobra.

Por las especificaciones del proyecto, se ha equipado al buque con una hélice de maniobra de proa, para conseguir mayor maniobrabilidad.

El tamaño de la hélice depende del área proyectada del buque, tanto por encima como por debajo de la línea de flotación. Basándose en la experiencia acumulada por diferentes marcas comerciales se propone el siguiente criterio de selección de potencia, basado en la fuerza que ejerce el viento y las corrientes sobre el buque.

Para la obra muerta del buque se considera un empuje de 8 kg/m² y para la obra viva 15 kg/m². Llamando A_{ov} al área proyectada de la obra viva y A_{om} al de la obra muerta la potencia requerida se obtiene a partir de la expresión:

$$P = \frac{A_{om} \cdot 8 + A_{ov} \cdot 15}{3 \cdot 15}$$

En esta fórmula se ha considerado que 1 kW equivale aproximadamente a 15 kg de empuje y que durante la maniobra la hélice propulsora y el timón proporcionan dos tercios del empuje total requerido.

Para el buque proyecto se obtiene:

$$A_{ov} = 4454,38 \text{ m}^2$$

$$A_{om} = 2,18 \text{ m}^2$$

con esto la potencia dada por la fórmula anterior queda 1933.7 kW, por lo que se toma un valor de 2000 kW para el dimensionamiento del motor. Para este rango de

potencias se aconseja que el accionamiento de la hélice de empuje transversal sea de tipo diesel hidráulico. La hélice adoptada tiene un diámetro de 2600 mm.

2.2. Servicios de cubierta

2.2.1. Numeral de equipo

Como ya calculamos en el cuadernillo 8 (pesos y centro de gravedad del buque en rosca) en el apartado 6.1, el numeral de equipo de nuestro proyecto es de 6150,24 (ver Part3,Chapter1,section 7.1)

2.2.2. Servicios de fondeo

Este servicio permite que el buque se sujete al fondo marino substrayéndolo a la acción de las corrientes y el viento. Las características de los diferentes elementos que integran este sistema se dan a continuación.

2.2.2.1. Anclas

Seleccionamos un ancla tipo Hall, es decir, sin cepo, que tienen el siguiente aspecto:

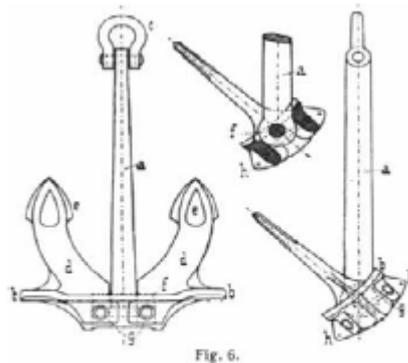


Ilustración 10. 1 - Ancla tipo Hall

Según las normas de la sociedad de clasificación (Parte 3; capítulo 13; tabla 13.7.2), en función de nuestro numeral de equipo, se tendrán dos anclas iguales de 17.925,6 kg cada una.

El ancla se unirá a la cadena mediante un grillete giratorio y eslabones de conexión.

2.2.2.2. Cadenas de fondeo

En la tabla ya mencionada, se recoge también información respecto a las cadenas de fondeo. Estas serán de 742,5 metros de longitud y cada eslabón tendrá un redondo de diámetro 117mm. de un acero de calidad U₂ (intermedia), llamada especial por la sociedad de clasificación. Este acero se caracteriza porque tiene una resistencia a tracción entre 490 y 690 N/mm².

Como un largo de cadena mide 27,5 metros, el buque llevará 27 largos de cadena. Por lo tanto cada ancla dispondrá de una longitud de cadena de 14 y 13 largos, respectivamente. La unión de los largos se hace mediante eslabones desmontables tipo Kenter.

2.2.2.3. Molinete

Se dispondrá de dos molinetes monoancla, ya que los blancos se usan para anclas de menor tamaño.

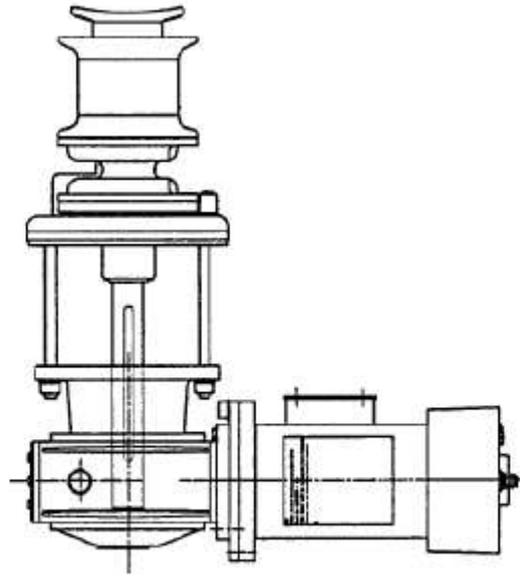


Ilustración 10. 2 - Cabrestante

El molinete se montará y diseñará de acuerdo con las normas de la sociedad de clasificación (Parte 3; capítulo 13; 7.6). El molinete deberá tener suficiente potencia para:

- Desarrollar un tiro continuo durante un período de 30 minutos que responde a la siguiente expresión para el caso de aceros tipo U2, siendo d_e el valor del diámetro del redondo del que provienen los eslabones de la cadena.

$$41.68 \cdot d_e = 41,68 \cdot 117 = 4.876,56N$$

- Desarrollar un tiro durante un periodo de al menos dos minutos, igual al valor superior de los siguientes:

- 1,5 veces el valor del tiro continuo anterior, es decir, 7.314,84N.
- Tiro de rotura del ancla, que se calcula con la siguiente expresión:

$$12,18 \cdot W_a + \frac{7 \cdot L_c \cdot d_e^2}{100} [N]$$

siendo L_c la longitud total de la cadena (742,5m.) y W_a la masa del ancla (17.925,6kg.), lo cual resulta en un tiro de 929819.583 N, que es el máximo de los dos.

El molinete también deberá poder soportar, con el freno aplicado y simulando condiciones de trabajo real, sin que se dé una deformación permanente en el freno aplicado, la siguiente carga:

$$K_b \cdot d_e \cdot (44 - 0.08 \cdot d_e) [N]$$

siendo k_b un valor tabulado que se corresponde en nuestro caso con 6,18 (molinete con estopor y cadena de acero tipo U2), lo cual nos da una carga de

25.046,79N.

Todo lo anterior se refiere al tiro que ha de ejercer el molinete, pero para estimar la potencia del molinete hay que saber la velocidad con que se recoge cadenas para un tiro dado. La Sociedad de Clasificación exige a este respecto lo siguiente (Parte 3; capítulo 13; 7.6.4): “llevar el ancla de 82,5 m hasta los 27,5 metros de profundidad a una velocidad media de 9 m/min”.

La potencia requerida por cada molinete está dada por:

$$Pot = 0.87 \cdot (P_c + P_A) \cdot \frac{v \cdot f}{75 \cdot \eta} = 176,59 Kw$$

siendo:

- PC, peso de la cadena (fuera del agua) expresado en kg.

$$P_c = 0.02 \cdot d_c^2 \cdot L = 0.02 \cdot 117^2 \cdot (82.5 - 27.5) = 15.057,9 Kg$$

- PA, peso del ancla fuera del agua (17.925,6 kg).
- v, velocidad de izado (9 m/min = 0,15 m/s).
- f, coeficiente de rozamiento entre la cadena y el escoben. Se estima en 2.
- h, rendimiento mecánico del molinete. Se estima en 0,65.

Obtenemos que el molinete tendrá una potencia de 121,26 kW. La potencia eléctrica necesaria, considerando un rendimiento eléctrico de 0,9, será de 196.2kW por cada molinete.

2.2.2.4. Caja de cadenas

Se dispondrán dos cajas de cadenas, a proa del mamparo de colisión de proa, es decir, en el pique de proa. Tendrán base cuadrada debido a la facilidad de su construcción y serán simétricas respecto a crujía. Las dimensiones de la base de la caja de cadenas vienen limitadas por la separación existente entre los centros de los molinetes: la dimensión máxima de la base de la caja es igual a aquella.

El volumen aparentemente ocupado por “L” metros de cadena está dado por:

$$V_c [m^3] = 0.082 \cdot d_c^2 \cdot L_c \cdot 10^{-4} = 0.082 \cdot 117^2 \cdot 742.5 \cdot 10^{-4} = 83,35m^3$$

La arista (a) de la caja de cadenas se estimará en $a = 30 \cdot d = 3,51m$.

La altura (h) del montón de cadena estibada será

$$h = \frac{V}{a^2} = 6.76m.$$

Aumentaremos el valor de la altura en 1,6 m. para el enjaretado metálico que se ubica al fondo (para drenajes) y para 1,2 metros en la parte superior para permitir las inspecciones de la caja de cadenas. Así nos queda una altura de 8,36m. y una base cuadrada de 9,96m² de superficie.

2.2.2.5. Estopor

Este elemento sirve para retener la cadena del ancla, impidiendo que la tensión de la misma ejerza una acción directa sobre el molinete. Se ubica en la cubierta del castillo de proa entre el molinete y el escobén (siguiente apartado).

De entre los diversos tipos de estopores (de patín, de husillos y de rodillos), seleccionamos el último, ya que cuenta con la ventaja de que disminuye el rozamiento de la cadena en la boca del escobén.

2.2.2.6. Escobén

Para calcular el diámetro del tubo del escobén emplearemos la siguiente fórmula empírica:

$$D = [0.03867 \cdot (100 - d_e) + 7.5] \cdot d_e = 738.75 \text{mm.}$$

Debido a que el buque en proyecto tiene bulbo a proa, hay que tener especial cuidado en la localización del escobén para que al arriar o izar el ancla no roce con el casco.

2.2.2.7. Bozas de cadenas

Este elemento es necesario para tensar adecuadamente el trozo de cadena comprendido entre el estopor y el ancla cuando ésta se encuentra estibada en el escobén. Está formada por trozos de cadena que por un extremo se fijan a la cubierta y por el otro, acaba en un grillete que se trinca al eslabón de la cadena entre el estopor y el escobén.

2.2.3. Servicios de amarre y remolque

El sistema de amarre sirve para ligar al buque a uno o más puntos fijos situados por encima de la superficie del agua (puntos de atraque en muelles, boyas, pantalanés, etc.), mientras que el sistema de remolque sirve para fijar el cable del remolque al buque y remolcar a otro o bien ser remolcado.

2.2.3.1. Cables de remolque y cabos de amarre

La sociedad de clasificación establece que para buques de más de 90 metros de eslora, no existe obligación respecto a ninguno de estos elementos para su clasificación (Parte 3, capítulo 13; 7.5.3).

Aún así, se recomienda que la suma de la resistencia de todas las líneas de amarre sea inferior a la carga de rotura proporcionada por la norma (736 kN). La recomendación de la sociedad de clasificación respecto a los cables de amarre para buques con este numeral de equipo, es de 6 líneas de al menos 200 m. de longitud. Para el cabo de remolque la sociedad de clasificación no tiene requerimientos para buques de tan alto numeral de equipo, así que tomaremos un cable de remolque de 300 m. de longitud y una resistencia de 1.471 kN.

2.2.3.2. Maquinillas para la maniobra de las amarras

Se instalarán 3 maquinillas a popa y 2 sobre la cubierta y 4 a proa. Los molinetes monoancla se dotarán de tambores para poder servir también para amarre. Los chigres de amarre tendrán una capacidad de tiro unitaria de 10 toneladas y

trabajarán a una velocidad de 15 m/min (0,25 m/s). El accionamiento de estas máquinas es electrohidráulico, por lo que la potencia absorbida por cada una, suponiendo un rendimiento del sistema de 0,7 es:

$$Pot[kW] = \frac{Tiro \cdot 9.8 \cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3} = 35kW$$

2.2.3.3. Bitas

Para el amarre colocaremos cuatro bitas “alije” en la cubierta del castillo de proa y otras tantas en popa. Donde acaba el castillo de proa, así como la superestructura, tendremos otro par de bitas, una a cada banda. Por su parte, colocaremos tantas bitas en la cubierta de intemperie para que estén separadas una distancia máxima de 40 metros, es decir, 7 a cada banda. Esto nos da un total de 26 bitas para el amarre.

Independientemente de estas bitas, tendremos tres bitas en el castillo de proa y dos más a popa para el remolque. Estas tendrán mayores dimensiones que las anteriores, ya que deberán soportar mayores esfuerzos.

2.2.3.4. Alavantes

Para evitar que las amarras rocen cuando operen desde las maquinillas, se colocarán cuatro juegos de alavantes en la zona de proa y otros tantos a popa para guiar las amarras en la dirección adecuada.

2.2.3.5. Gateras

Las gateras son los orificios por donde pasan las cadenas, cabos y amarras para guiarlos desde los puntos donde se han hecho firmes fuera del buque. Las de las amarras, se colocarán tanto en las zonas de maniobra de proa y popa como en la parte central y las de remolque, en los dos extremos del buque y en la línea de crujía. Las que se coloquen en la parte central del buque, se situarán hacia la proa de su correspondiente bita a proa de la maestra y a popa de la misma si estamos a popa de la maestra.

2.2.4. Servicio de baldeo y contra incendios

El servicio contra incendios ya se detalló en el cuadernillo 7 (Planta propulsora y cámara de máquinas) en el apartado 10.3. Recogemos a continuación las principales conclusiones de allí extraídas.

En primer lugar recordaremos las bombas con que contamos en nuestro sistema, y sus características:

SERVICIO	NUMERO	TIPO	(m3/h)	(mca)	(kW)
carga	3	turbobomba	4.088,88	130	1476,54
lastre	2	electrobomba	2000	35	194,4
Eyector carga	2	centrífuga	800	40	89
B. achique	1	centrífuga	300	135	112,5

Tabla 10. 1 - Bombas del servicio contra incendio

Cada zona de alojamientos, servicios y/o puesto de control cuenta con al menos cinco extintores portátiles y con un sistema de rociadores.

Por su parte la cámara de máquinas está protegida mediante un sistema de espuma de baja expansión, al igual que la zona de carga. Asimismo, la zona de carga cuenta con un sistema de prevención de incendios a base de gas inerte.

Una de las bombas contraincendios será utilizada para el servicio de baldeo así como para una posible limpieza de tanques con agua salada cuando esta sea precisa.

2.3. Servicio de lastre y sentinas

2.3.1. Servicio de sentinas

Al igual que el caso del servicio contra incendios, este también fue estudiado en el cuadernillo de la cámara de máquinas (apartado 10.2 del cuadernillo 7). Repetimos a continuación las principales características del mismo.

elemento	caracterist.	unidades	valor
Colector ppal	Diámetro	m.m.	261
Ramales	Diámetro	m.m.	185
Bom. Sentinas	Caudal	m ³ /h	700
	Potencia	kW	111,15
Separador Sent	Dimensiones	m.m.	570x1450
	Caudal	m ³ /h	2,5
	Presión trab	bar	3
	Pot bomba	kW	0,35

Tabla 10. 2 - Características del servicio de sentinas

2.3.2. Servicio de lastre

El servicio de lastre también fue analizado en el cuadernillo 7 (apartado 10.1). Por especificaciones del proyecto, contamos con dos electrobombas de lastre con las siguientes características:

Propiedad	Unidades	Valor
Caudal Unitario	m ³ /h	2000
Incremento de presión	m.c.a.	35
Potencia absorbida unitaria	kW	194,4

Tabla 10. 3 - Características del servicio de lastre

2.4. Servicios de acceso

2.4.1. Accesos al buque y a la acomodación

2.4.1.1. Escalas de acceso a la acomodación

Habrán dos medios de escape independientes, uno de los cuales no será a través de una puerta estanca. Ambos estarán siempre lo más alejados entre sí posible. Las cubiertas exteriores están comunicadas entre sí por escalas inclinadas 50°. Dentro de la

superestructura estas escaleras de acceso estarán ubicadas en crujía para evitar las fuerzas provocadas por el movimiento de balance del buque. Su material es acero con elementos antideslizantes en las pisaderas.

Las dimensiones de las escaleras y escalas son las siguientes:

	Altura entr peldaños	Pisadera	Inclinación
Escaleras	180	250	45
Escalas	180	180	50

Tabla 10. 4 - Dimensiones de escaleras y escalas

2.4.1.2. Escala de práctico

Cuando la distancia desde la superficie del mar a cubierta sea menor de 1,5 m ni más de 9 m, se utilizará la escala del práctico. Ésta estará colocada y fijada de modo que quede a resguardo de cualquier posible descarga del buque y que esté situada en la parte del buque en que los costados son paralelos y, dentro de la mitad central del buque. Cada peldaño estará firmemente asentado contra el costado del buque y será de un solo tramo.

Cuando el desnivel entre el mar y el punto de acceso sea superior a 9 metros, se empleará una escala real en combinación con la escala de práctico y se emplazará orientada hacia popa.

2.4.2. Accesos a espacios en la zona de carga

Tal y como prescribe el SOLAS (capítulo II-1, regla 3-6), todo espacio dispondrá de medios de acceso que permitan, durante la vida útil del buque, las inspecciones generales y minuciosas y las mediciones de espesores de las estructuras del buque que llevarán a cabo la Administración, la compañía, y el personal del buque u otras partes, según sea necesario.

En cuanto a las bodegas de carga, cofferdams, tanques de carga y lastre y otros espacios de la zona de carga, el acceso será directo desde la cubierta expuesta y respecto a los espacios del doble fondo y los tanques de lastre de proa, el acceso podrá darse desde la cámara de bombas, un cofferdam, un túnel de tuberías, un espacio del doble casco o compartimentos similares no destinados al transporte de hidrocarburos o cargas potencialmente peligrosas. Los tanques de carga y de lastre, por tener una eslora superior a 35 m, contarán con dos escotillas y las escalas de acceso estarán separadas lo máximo posible. Por su parte, las bodegas de carga tendrán dos medios de acceso que se dispondrán diagonalmente.

Según las reglas de la sociedad de clasificación (Parte 3; capítulo 11 – 1.1), las escotillas en la cubierta de la zona de carga que dan acceso a los tanques de carga y espacios adyacentes serán de acero y con juntas que las hagan estancas. Para el caso de tapas de escotilla en cubiertas intermedias, serán también de acero, pero no necesariamente estancas, a no ser que den acceso a tanques de lastre.

Los accesos a través de aberturas, escotillas o registros horizontales tendrán dimensiones suficientes para que una persona provista de un aparato respiratorio

autónomo y de equipo protector pueda subir o bajar por cualquier escala sin impedimento alguno, y también un hueco libre que permita izar fácilmente a una persona lesionada desde el fondo del espacio de que se trate. El hueco libre será como mínimo de 600 x 600 mm.

Cuando el acceso a una bodega de carga sea a través de la escotilla de carga, la parte superior de la escala se situará lo más cerca posible de la brazola de la escotilla. En los accesos a través de aberturas o registros verticales en mamparos de balance, varengas, vagras y bulárcamas que permitan atravesar el espacio a lo largo y a lo ancho, el hueco libre será como mínimo de 600 x 800 mm, y estará a una altura de la chapa del forro del fondo que no exceda de 600 mm, a menos que se hayan provisto rejillas o apoyapiés de otro tipo.

2.4.3. Grúas

2.4.3.1. Grúa de provisiones

Se instalan dos grúas electrohidráulicas giratoria en ambos costados, con capacidad de 5 toneladas y alcance de 4 m. sobre la manga del buque. Los movimientos horizontales y verticales se llevan a cabo eléctricamente manejado con un mando. Su velocidad de izado será de 10 m/min (0,167 m/s) y considerando un rendimiento de 0,8, la potencia necesaria para mover cada una será:

$$Pot = \frac{Capacidad \cdot v \cdot 9.8}{\eta} \cdot 10^{-3} [kW] = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 0.167 \cdot 9.8}{0.8} \cdot 10^{-3} = 10.229 kW.$$

2.4.3.2. Grúa manifold

Se disponen dos grúas de cubierta accionadas electrohidráulicamente para el manejo de las mangueras de carga de 15 tm de capacidad a 20 m/min en ambos costados y cerca del manifold. Considerando un rendimiento de 0,8 como en el caso anterior, la potencia necesaria para mover cada grúa será de:

$$Pot = \frac{Capacidad \cdot v \cdot 9.8}{\eta} \cdot 10^{-3} [kW] = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 0.2 \cdot 9.8}{0.8} \cdot 10^{-3} = 61.25 kW$$

Dichas grúas según los requerimientos de EXXON del “Minimum Safety Criteria” (especificación del proyecto) tendrán un alcance de 7m hacia fuera del costado en dirección perpendicular al mismo.

2.5. Sistemas de salvamento

El capítulo III del SOLAS y el Código internacional de dispositivos de salvamento (Código IDS) son los que se proporcionan las normas internacionales aplicables a los dispositivos y medios de salvamento.

2.5.1. Dispositivos individuales de salvamento

2.5.1.1. Aros salvavidas

Nuestro buque contará con 19 aros salvavidas, distribuidos lo más equitativamente posible a lo largo de cada banda. De estos, dos de ellos (uno a cada

banda) contará con una rabiza de 30 m. de longitud, otro irá situado en la popa del buque, la mitad de ellos, es decir, 9 de ellos, tendrán luces de encendido automáticas y de ellos, dos además contarán con señales fumígenas de encendido automático. Se puede resumir esto en la siguiente tabla:

Número	Características principales
7	Luces de encendido automático
2	luces y señales fumígenas
1	ubicado en la popa
2	con rabiza de 30 metros

Tabla 10. 5 - Características de los aros salvavidas

2.5.1.2. Chalecos salvavidas

La regla III-7.3 del SOLAS prescribe que buques como el nuestro estarán provistos de un chaleco salvavidas para cada una de las personas que viajen a bordo así como un número suficiente de los mismos para las personas encargadas de la guardias y para su uso en embarcaciones de supervivencia alejadas. En nuestro caso contaremos por tanto con 36 de ellos, además de seis situados en las proximidades de las embarcaciones de supervivencia, así como en el puente y en cámara de máquinas. En cualquier caso serán fácilmente accesibles y su ubicación estará claramente indicada en el buque.

2.5.1.3. Trajes de inmersión

Habrá un traje de inmersión disponible por cada tripulante del bote de rescate. (regla III-7.3 del SOLAS), es decir, cinco en nuestro caso.

2.5.2. Embarcaciones de supervivencia

2.5.2.1. Bote salvavidas

Nuestro buque contará con un bote salvavidas totalmente cerrado con capacidad para 36 personas (la totalidad de la tripulación) de caída libre por la popa del mismo. Estará dispuesto de modo que su asignación completa de personas pueda embarcar en él en 3 minutos como máximo a partir del momento en que se dé la orden de embarco. Al tratarse de un buque tanque, el bote salvavidas estará protegido contra incendios. Esto implica que podrá proteger durante 8 min como mínimo, hallándose a flote, al número total de personas que esté autorizado a llevar cuando esté envuelto de modo continuo en llamas debidas a la inflamación de hidrocarburos.

El bote tendrá la resistencia necesaria para poder ponerlo a flote sin riesgos en el agua con su asignación completa de personas y de equipo y poder ponerlo a flote y remolcarlo cuando el buque lleve una arrancada de 5 nudos en aguas tranquilas. Tendrá una escala de acceso que pueda utilizarse en cualquier entrada de acceso y que permita a las personas que estén en el agua subir a bordo. El peldaño inferior de la escala estará situado a no menos de 0,4 m por debajo de la flotación mínima del bote. Además estará dispuesto de modo que permita trasladar a bordo del mismo a personas imposibilitadas, bien desde el agua, bien en camilla.

El bote salvavidas será propulsado por un motor de encendido por compresión. La velocidad avante del bote salvavidas en aguas tranquilas, cuando esté cargado con su

asignación completa de personas y de equipo y que todo el equipo auxiliar alimentado por el motor esté funcionando, será al menos de 6 nudos, y cuando esté remolcando al menos de 2 nudos. Se provisionará combustible suficiente para que el bote salvavidas completamente cargado marche a 6 nudos durante un periodo de 24 h como mínimo. Todos los elementos del equipo del bote salvavidas irán sujetos en el interior del bote afianzándolos con trincas, guardándolos en taquillas o compartimientos, asegurándolos con abrazaderas u otros dispositivos análogos de sujeción, o utilizando otros medios adecuados. Todos los elementos del equipo del bote serán tan pequeños y de tan poca masa como resulte posible e irán empaquetados de forma adecuada y compacta.

Por tratarse de un bote de caída libre, estará dotado de un sistema de suelta que tenga dos mecanismos independientes de suelta que solamente se puedan activar desde el interior del bote salvavidas y esté marcado con un color que contraste con el de lo que le rodea. Dicho sistema estará adecuadamente protegido contra su utilización accidental o prematura y estará proyectado de modo que se pueda comprobar el mecanismo de suelta sin poner a flote el bote salvavidas.

2.5.2.2. *Balsas salvavidas*

Por otra parte, también contará con dos balsas salvavidas, una a cada banda, que den cabida también a la totalidad de la tripulación (36 personas) cada una y ambas con dispositivos de puesta a flote. Por ser un barco de tales dimensiones, el SOLAS, exige también que llevemos otras dos balsas salvavidas estibadas los más a proa y a popa posible respectivamente y también dotadas de dispositivo de puesta a flote. Estas última balsas irán sujetas firmemente de modo que se puedan soltar a mano sin necesidad de un dispositivo de puesta a flote.

Las balsas salvavidas estarán fabricada de modo que puestas a flote puedan resistir 30 días la exposición a la intemperie, sea cual fuere el estado de la mar. Además tanto las balsas como sus accesorios estarán contruidos de manera que sea posible remolcarlas a una velocidad de hasta 3 nudos en aguas tranquilas, cargada con su asignación completa de personas y equipo, y con una de sus anclas flotantes largada. Cada balsa llevará guirnalda salvavidas bien afirmadas alrededor de su exterior y de su interior, y estará provista de una boza resistente de 15 m. Tendrán también un toldo para proteger a los ocupantes de la exposición a la intemperie y que se levante automáticamente cuando la balsa esté a flote. En lo alto del toldo se instalará una lámpara de accionamiento manual que de una luz de color blanco y que podrá alumbrar de forma continua al menos durante 12 h en todas las direcciones. Dentro de la balsa se instalará una lámpara de accionamiento manual que pueda funcionar continuamente durante el mismo período y que se encenderá automáticamente cuando se monte la balsa salvavidas.

Las balsa salvavidas se estibarán con su boza permanentemente amarrada al buque y con un medio de zafada para que cada balsa se suelte y, si es inflable, que se infle automáticamente, cuando el buque se hunda. Asimismo, se estibarán de modo que éstas o sus envolturas puedan soltarse manualmente de una en una de sus medios de sujeción.

Por lo menos una entrada estará provista de una rampa de acceso semirrígida capaz de soportar una persona que pese 100 kg y que permita subir a la balsa salvavidas

desde el agua. Las demás entradas tendrán una escala de acceso cuyo peldaño inferior esté situado a no menos de 0,4 m por debajo de la flotación mínima de la balsa. La balsa salvavidas irá en una envoltura que pueda resistir las condiciones de intenso desgaste que impone el mar, que tenga flotabilidad intrínseca suficiente, cuando contenga la balsa y su equipo, para sacar la boza de su interior y accionar el mecanismo de inflado en caso de que el buque se hunda y que sea estanca en la medida de lo posible, aunque tendrá orificios de desagüe en el fondo.

2.5.2.3. *Bote de rescate*

La finalidad de este bote es el rescate de las personas que caen al agua o son barridas de las cubiertas, así como el reagrupamiento y aprovisionamiento de balsas en caso de naufragio. En nuestro caso contaremos con un bote hinchable capaz de llevar a cinco personas sentadas y una más en camilla.

El bote de rescate irá estibado de modo que esté siempre listo para ponerlo a flote en un máximo de 5 minutos y en un emplazamiento adecuado para su puesta a flote y recuperación, en nuestro caso en la popa del buque. Ni el bote de rescate ni sus medios de estiba entorpecerán el funcionamiento de ninguna de las demás embarcaciones de supervivencia en otros puestos de puesta a flote y si también hacen las veces de botes salvavidas, cumplirán todos los requisitos de éstos.

El bote de rescate podrá maniobrar a una velocidad de al menos 6 nudos y podrá mantener dicha velocidad durante un mínimo de cuatro horas. Para ello, estará dotado de un motor fuera borda adecuado. Para cumplir sus funciones, contará con un medios de remolque permanentemente instalados y cuya resistencia sea suficiente para reunir o remolcar balsas salvavidas. También estará dotado de una capota que cubrirá al menos un 15 % de su eslora.

Al igual que en el caso del bote salvavidas, todo el equipo irá adecuadamente trincado o guardado.

2.5.2.4. *Equipo de las embarcaciones de supervivencia*

En la siguiente tabla recogemos un resumen de los equipos presentes en las balsas y botes salvavidas así como en el bote de rescate.

Elemento	Balsa	Bote	Rescate
Abrelatas	3	3	
Achicador flotante	2	1	1
Ancla flotante	2	1	1
Aro flotante	1	2	2
Ayuda térmica	10% pasaje	10% pasaje	10% pasaje
Baldes		2	
Bengala de mano	6	6	
Bichero		2	1
Bomba para completar el inflado	1		1
Botiquín primeros auxilios	1	1	1
Boza		2	1
Cabo para remolcar			1
Cohete lanzabengala con paracídas	4	4	
Compás		1	1
Cuchillo	1		
Ejemplar de señales de salvamento	1	1	
Equipo portátil de extinción de incendios		1	1
Equipo reparador de pinchazos	1		1
Espejo de señales diurnas	1	1	
Esponja	2		2
Hachuelas		2	
Instrucciones de supervivencia	1	1	
Juego de aparejos de pesca	1	1	
Linterna eléctrica	1	1	1
Navaja		1	1
Proyector		1	1
Raciones de alimentos	1/persona	1/persona	
Recipiente estanco de agua	1,5 l/persona	3 l/persona	
Reflector de radar	1	1	1
Remo flotante	2		2
Señal fumígena flotante	2	2	
Silbato	1	1	1
Tijeras	1		
Vaso graduado de acero inoxidable	1	1	

Tabla 10. 6 - Equipo de las balsas y botes salvavidas y el bote de rescate

2.5.3. Otros dispositivos

El capítulo III del SOLAS también prescribe otros dispositivos que comentamos a continuación:

- Tres aparatos radiotelefónicos bidireccionales de ondas métricas y uno más en una de las embarcaciones de supervivencia.

- Un respondedor de radar en cada banda.
- 12 cohetes lanzabengalas estibados en las proximidades del puente de navegación.
- Un sistema de emergencia constituido por un equipo fijo y otro portátil para comunicaciones bidireccionales entre puestos de control de emergencia, puestos de reunión y de embarco y puntos estratégicos a bordo.
- Además contaremos con un sistema de alarma general de emergencia que se usará para convocar a los tripulantes a los puestos de reunión para iniciar las operaciones, que constará básicamente de un sistema megafónico.

3. SERVICIOS DE CARGA

Los servicios de carga ya fueron estudiados en detalle en el cuadernillo 7 (Planta propulsora y cámara de máquinas) en el apartado 11. A continuación recogemos una tabla resumen de lo más significativo:

Equipo de descarga de crudo.	
Turbobomba descarga	3x 4,088,88 m ³ /h
Bomb de achique	1x 300 m ³ /h
Sistema de eyectores	
Eyectores de carga	2x 800 m ³ /h
Eyectores de lastre	1x 400 m ³ /h

Tabla 10. 7 - Servicios de la carga

4. SERVICIOS DE HABILITACION

4.1. Acomodación

Se dispone a bordo alojamiento para 36 personas, tal como exigen las especificaciones del proyecto. Como en otros buques de este tipo, la acomodación está situada a popa de la zona de carga, en la superestructura sobre la cámara de máquinas. Tal y como se explicó en el cuadernillo 3 (disposición general), las cubiertas de la superestructura contienen lo siguiente:

- Cbta. A 2 pañoles, grupo de emergencia, 1 camarote para 6 trabajadores, local de espuma, local de CO₂, equipos de aire acondicionado, gambuza, máquina hidráulica, nevera-congelador, local contra incendios, acceso a cámara de máquinas.
- Cbta. B comedor de tripulación, salón de tripulación, oficio, cabina de control de carga, cocina, gimnasio, lumbreira, oficio, comedor de oficiales, salón de oficiales..
- Cbta. C 18 camarotes para la tripulación y una sala de estar.
- Cbta. D 4 camarotes para oficiales y 4 para alumnos, 4 dormitorios, 1er oficial cbta y 1er oficial máq., pañol, lavandería, enfermería, quirófano.
- Cbta. E 6 camarotes y oficinas para el capitán, armador, jefe de máquinas, sala de reuniones, oficio, pañol.
- Cbta. Puente de navegación, sala de baterías, sala de grupos electrógenos, sala de maquinaria de ascensor, pañol, sala de derrota, sala de práctico, operador de radio, puente de gobierno.

4.1.1. Mamparos divisorios, forros y revestimientos

Los mamparos de la superestructura serán capaces de soportar los esfuerzos producidos por las olas que incidan contra ellos. Para evitar grietas, las esquinas de puertas y ventanas u otras aberturas se redondearán.

Los mamparos límite exteriores de las superestructuras serán de acero y su aislamiento se ajustará a la norma "A-60" en todas las partes que den a la zona de carga y en las partes laterales hasta una distancia de 3 m del mamparo límite que dé a dicha zona. En las partes laterales de dichas superestructuras y casetas, el aislamiento se extenderá hasta la cara inferior de la cubierta del puente de navegación.

A continuación recogemos lo dispuesto en el capítulo III del SOLAS para localidad de mamparos y cubiertas de la superestructura de buques.

Tabla 9.7 – Integridad al fuego de los mamparos que separan espacios adyacentes

Espacios	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Puestos de control (1)	A-0 ^c	A-0	A-60	A-0	A-15	A-60	A-15	A-60	A-60	*
Pasillos (2)		C	B-0	B-0 A-0 ^a	B-0	A-60	A-0	A-60	A-0	*
Espacios de alojamiento (3)			C	B-0 A-0 ^a	B-0	A-60	A-0	A-60	A-0	*
Escaleras (4)				B-0 A-0 ^a	B-0 A-0 ^a	A-60	A-0	A-60	A-0	*
Espacios de servicio (riesgo limitado) (5)					C	A-60	A-0	A-60	A-0	*
Espacios de categoría A para máquinas (6)						*	A-0	A-0 ^d	A-60	*
Otros espacios de máquinas (7)							A-0 ^b	A-0	A-0	*
Cámaras de bombas de carga (8)								*	A-60	*
Espacios de servicio (riesgo elevado) (9)									A-0 ^b	*
Cubiertas expuestas (10)										-

Tabla 9.8 – Integridad al fuego de las cubiertas que separan espacios adyacentes

Espacio inferior ↓	Espacio superior →	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Puestos de control (1)	(1)	A-0	A-0	A-0	A-0	A-0	A-60	A-0	-	A-0	*
Pasillos (2)	(2)	A-0	*	*	A-0	*	A-60	A-0	-	A-0	*
Espacios de alojamiento (3)	(3)	A-60	A-0	*	A-0	*	A-60	A-0	-	A-0	*
Escaleras (4)	(4)	A-0	A-0	A-0	*	A-0	A-60	A-0	-	A-0	*
Espacios de servicio (riesgo limitado) (5)	(5)	A-15	A-0	A-0	A-0	*	A-60	A-0	-	A-0	*
Espacios de categoría A para máquinas (6)	(6)	A-60	A-60	A-60	A-60	A-60	*	A-60 ^c	A-0	A-60	*
Otros espacios de máquinas (7)	(7)	A-15	A-0	A-0	A-0	A-0	A-0	*	A-0	A-0	*
Cámaras de bombas de carga (8)	(8)	-	-	-	-	-	A-0 ^d	A-0	*	-	*
Espacios de servicio (riesgo elevado) (9)	(9)	A-60	A-0	A-0	A-0	A-0	A-60	A-0	-	A-0 ^b	*
Cubiertas expuestas (10)	(10)	*	*	*	*	*	*	*	*	*	-

Tabla 10. 9 - Integridad al fuego de cubiertas y mamparos

Para hacer posibles el descanso y el recreo aun cuando en espacios adyacentes se desarrollen otras actividades, hay que dotar a los mamparos de las zonas de habilitación de un aislamiento adecuado. Las propiedades de este aislamiento contra el ruido se ajustarán por lo menos al siguiente índice de insonorización (Ia) de acuerdo con la Norma R717 de la ISO:

- Entre camarotes: Ia = 30
- Entre un comedor o sala de recreo y un camarote o la enfermería: Ia = 45

Este tipo de aislamiento se consigue con paneles formados por chapas perforadas en los que penetran las ondas sonoras, que están revestidos internamente por aislantes (lana mineral o fibra de vidrio) de 25 mm. de espesor.

En la zona de habilitación, los mamparos cuentan con un revestimiento que se

aplica sobre la cara vista del mamparo hacia la zona habilitada, así como en los techos. Su objetivo es cubrir, proteger y aislar térmica y acústicamente esas zonas. Estos revestimientos son de paneles que se ajustan entre sí mediante juntas separadoras. Entre el mamparo en sí y el revestimiento se coloca el aislante, el cableado y posibles tuberías que tengan que situarse en la zona, con lo que hay que dejar un espacio suficiente. Para el revestimiento contra incendios usamos fibra de vidrio cuyo espesor depende de la zona a aislar en particular. Las zonas de habitación o trabajo, así como las gambuzas van asiladas térmicamente, para lo cual usamos el mismo aislante que contra incendios. En forros, cubiertas y costados de la superestructura, su espesor es de unos 50 mm. y en zonas colindantes con la sala de máquinas o cocina, algo más de espesor (unos 75 mm.).

4.1.2. Puertas

Como ya se ha mencionado, las puertas, así como ventanas y otras aberturas, tendrán sus bordes redondeados para evitar la formación y propagación de grietas. Las puertas deberán tener un ancho mínimo para que sean cómodas para la tripulación, es decir, tendrán un ancho de 66 cm. en camarotes y de 91 cm. en el hospital.

Además las puertas contraincendios tendrán doble hoja y serán aún más anchas.

4.1.3. Pasillos

Los pasillos que sirvan de medios de escape medirán 13 metros de longitud.

4.1.4. Escaleras y pasamanos

Como ya se ha comentado en el apartado 2.4.1, dentro de la superestructura las escaleras de acceso estarán ubicadas en crujía para evitar las fuerzas provocadas por el movimiento de balance del buque. Su material es acero con elementos antideslizantes en las pisaderas y sus dimensiones figuran en la tabla 10.4.

4.1.5. Mobiliario y tapicería

Los camarotes tienen un equipamiento básico consistente en: cama, mesa escritorio, silla, sillón y armario. Además disponen de cuarto de baño que va equipado con ducha de plato, lavabo, retrete y un pequeño armario para enseres de uso personal. El capitán y el jefe de máquinas disponen además de una sala de estar.

Todos los muebles van afirmados a cubiertas o mamparos y los elementos que pueden ir sueltos, como el caso de sillas, disponen de dispositivos de sujeción. Por su parte las camas son de dimensiones normalizadas, de 1,9 m. de largo por 80 cm. de ancho y en el caso del capitán y el jefe de máquinas, son de 1,35 m.

4.2. Aire acondicionado y ventilación

Este tema ya fue estudiado en el cuadernillo 7 (plata propulsora y cámara de máquinas) en el apartado 12.1.

4.3. Servicios sanitarios

Este tema también ha sido estudiado con anterioridad en el cuadernillo 7 (plata propulsora y cámara de máquinas) en el apartado 13.2.

4.4. Cocina y oficios

La cocina, así como los comedores y el oficio están situados en la cubierta B de la superestructura. La cocina contendrá los elementos necesarios para preparar para la tripulación los alimentos de forma eficaz y estará compuesta por materiales que faciliten su limpieza, en nuestro caso acero inoxidable. El suelo será de baldosas cerámicas antideslizantes con puntos de drenaje de agua. Los filtros de grasas en las exhaustaciones serán fácilmente practicables para su fácil desmontaje y limpieza. En cuanto a los conductos, estarán bien aislados y forrados y en particular, los flujos de víveres y desechos no se cruzarán de camino al incinerador de basuras.

4.5. Gambuza frigorífica y seca

Habrà dos zonas conexas: la gambuza seca y la refrigerada. En nuestro buque están situadas ambas en la cubierta A de la superestructura y se conectan con la cocina mediante unas escaleras. La gambuza seca está dotada de estanterías y armarios para almacenar los víveres. La refrigerada tiene un acceso que luego da paso a tres cámaras, todas ellas aisladas térmicamente, para carne, pescado y vegetales respectivamente.

5. SERVICIOS DE NAVEGACION Y COMUNICACIONES

5.1. Equipo de ayuda a la navegación

El capítulo V del SOLAS es el que se encarga de regular la seguridad en la navegación, describiendo el equipo necesario. A continuación enumeramos los elementos y equipos con los que contará nuestro buque:

- Un compás magistral magnético debidamente compensado para determinar el rumbo del buque y presentar los datos visualmente en el puesto principal de gobierno. También contará con uno de respeto intercambiable con este.
- Dos girocompases para determinar y presentar visualmente su rumbo por medios no magnéticos que el timonel pueda leer claramente desde el puesto de gobierno principal.
- Un repetidor del rumbo indicado por el girocompás para facilitar visualmente información sobre el rumbo en el puesto de gobierno de emergencia.
- Un taxímetro, que es un dispositivo para leer demoras en un arco del horizonte de 360°.
- Un repetidor de las demoras indicadas por el girocompás para obtener demoras en un arco de horizonte de 360°, utilizando el girocompás.
- Un medio para corregir y obtener el rumbo y la demora verdaderos.
- Un sistema de control del rumbo o de la derrota para regular y mantener automáticamente el rumbo o una derrota recta.
- Un indicador de la velocidad de giro para determinarla y presentarla visualmente.
- Un sistema de información y visualización de cartas electrónicas (SIVCE) que satisfaga las prescripciones relativas a la obligación de llevar cartas náuticas.
- Un receptor para el sistema mundial de navegación por satélite y un sistema de radionavegación terrenal para determinar y actualizar en todo momento la situación con medios automáticos durante el viaje previsto.
- Un radar de 3 GHz, y un segundo radar de 9 GHz, para determinar y presentar visualmente la distancia y la demora de otras embarcaciones y obstrucciones de superficie y de boyas, litorales y marcas de navegación que ayudan a la navegación en general y a evitar abordajes.
- Un radar de puerto.
- Una ayuda de punteo radar automática para trazar automáticamente la distancia y la demora de otros 20 blancos como mínimo, que esté conectada a un indicador de velocidad y distancia en el agua, a fin de determinar el riesgo de abordaje y simular una maniobra de prueba.
- Una ecosonda para medir y presentar visualmente la profundidad del agua.
- Un dispositivo medidor de la velocidad y la distancia para indicar la velocidad y la distancia con respecto al fondo en dirección de proa y en dirección transversal.
- Indicadores de la situación del timón, la hélice, el empuje, el paso y otras modalidades de funcionamiento para determinar y presentar visualmente el ángulo de medida del timón, la rotación de las hélices, la potencia y dirección del empuje, la potencia y dirección del empuje lateral y el paso y la modalidad de funcionamiento, de manera que todos ellos sean legibles desde el puesto de órdenes de maniobra.
- Una ayuda de seguimiento automático para trazar automáticamente la distancia y la demora de otros blancos a fin de determinar el riesgo de abordaje.

- Un teléfono para comunicar información sobre la derrota al puesto de gobierno de emergencia.
- Una lámpara de señales diurnas u otro medio para comunicarse mediante señales luminosas durante el día y la noche que utilice una fuente de energía eléctrica que no dependa únicamente del suministro eléctrico del buque.

Además los buque construidos a partir de diciembre de 2008 tendrán que llevar instalado un sistema de transmisión automática de datos que forme parte del sistema de identificación y seguimiento de largo alcance de buques. Esta información será el nombre del buque, su situación (latitud y longitud) y la fecha y hora de la información facilitada. Para facilitar las investigaciones sobre siniestros, en los buques que efectúen viajes internacionales, se instalará un registrador de datos de la travesía (RDT).

5.2. Comunicaciones exteriores

El capítulo IV del SOLAS especifica el equipo necesario para las radiocomunicaciones de un buque. El nuestro en particular llevará lo siguiente:

- Una instalación radioeléctrica de ondas métricas que pueda transmitir y recibir mediante LSD (frecuencia 156,525 MHz. – canal 70) y mediante radiotelefonía (156,3 MHz, 156,65 MHz y 156,8 MHz – canales 6, 13 y 16 respectivamente). En combinación con ella, tendremos otra que mantenga escucha continua de LSD en el canal 70.
- Un respondedor de radar que funcione en la banda de 9 GHz, el cual, a su vez será el prescrito para la embarcación de supervivencia mencionado anteriormente.
- Un receptor para las transmisiones del servicio NAVTEX internacional, que es una coordinación de transmisión y recepción automática en 518 kHz de información sobre seguridad marítima mediante telegrafía de impresión directa de banda estrecha utilizando el idioma inglés.
- Una radiobaliza de localización de siniestros por satélite.
- Un equipo que permita mantener un servicio de escucha de LSD (llamada selectiva digital) en las frecuencias de 2187,5 KHz, 8414,5 KHz y por lo menos en una de las frecuencias de socorro y seguridad de LSD de 4207,5 KHz, 6312 KHz, 12577 KHz ó 16804,5 KHz; pudiendo elegir en cualquier momento cualquiera de ellas.
- Medios para iniciar la transmisión de alertas de socorro buques costera mediante un servicio de radiocomunicaciones que no sea el de ondas decamétricas y que trabaje a través del sistema de satélites de órbita polar de 406 MHz. y del servicio de satélites geoestacionarios de Inmarsat.

5.3. Comunicaciones interiores

El equipo de comunicaciones interiores estará formado por lo siguiente:

- Un telégrafo de órdenes en puente y cámara de máquinas
- Un sistema de interfonos de cubierta con unidades en el puente y las zonas de fondeo y amarre de proa y de popa.
- Un sistema de órdenes y avisos generales con altavoces en las zonas de paso, habitación, cubierta y cámara de máquinas.
- Un sistema automático de doce teléfonos.

- Tres equipos de comunicaciones UHF tipo “walkie talkie” para comunicación con las áreas de manejo de la carga.

6. SERVICIO DE ALUMBRADO

6.1. Luces de navegación

Las luces de navegación requeridas para los buques se recogen en el Convenio Internacional para la prevención de abordajes (parte C). Las luces de navegación de nuestro buque se resumen en la siguiente tabla:

Tipo de luz	Número	Color	Área que cubre	Alcance (millas)	Intensidad lum. (candelas)
Luz de tope	2	Blanca	225°	6	94
Luces de costado	2	Verde / roja	112,5 °	3	12
Luz de alcance	1	Blanca	135°	3	12
Luz de remolque	1	Amarilla	135°	3	12
Luz todo horizonte	1	Cualq. anteriores	360°	3	12
Luz centelleante	1	Roja	360°	3	12

Tabla 10. 10 - Luces de navegación

En navegación, nuestro barco llevará una luz de tope a proa y otra a popa más elevada que la anterior, así como las luces de costado y la de alcance. En situación sin gobierno, el buque llevará en el lugar de mayor visibilidad dos luces rojas todo horizonte y dos bolas o marcas blancas. Si además estuviera en condición de arrancada, llevaría las luces de costado y alcance.

Finalmente, en condición de maniobra restringida, llevará tres luces todo horizonte en posición vertical y en el lugar más visible, siendo la inferior roja y la central blanca. También exhibirá tres marcas en línea vertical, siendo bolas las de los extremos y la central bicónica. Si además van en arrancada, llevarán también una o varias luces de tope, luces de costado y una luz de alcance. En el caso de estar fondeado, llevará a proa una luz blanca todo horizonte o una bola y a popa y más baja, una luz blanca todo horizonte.

Estimamos que el consumo de estas luces de navegación es de aproximadamente 1,5 kW.

6.2. Alumbrado exterior

Emplearemos focos de sodio de alta presión, halógenos o luces incandescentes según convenga. Detallamos a continuación el número, potencia y posición de los focos que instalamos a bordo.

6.2.1. Exterior de la zona de habilitación

Los pasillos exteriores se iluminarán con luces incandescentes de 60 W que se controlarán mediante un interruptor en el puente. Colocaremos también dos focos de 400 W cada uno, uno en cada banda, para iluminar las escaleras de acomodación.

6.2.2. Zonas de salvamento

En las zonas donde se ubican las embarcaciones de salvamento, debemos tener una iluminación adecuada para facilitar las labores de preparación y embarque en caso de emergencia.

En la zona de popa, está situado el bote salvavidas de caída libre, el de rescate y una balsa. Para iluminar esta zona contamos con dos focos por cada uno de ellos de 60 W para el caso de la balsa y de 300 W para los botes.

En los costados también hay dos balsas; para su iluminación contamos con dos focos de 60 W para cada balsa. Finalmente, para la balsa salvavidas de proa, utilizamos una lámpara portátil de baterías.

6.2.3. Cubierta superior

La cubierta superior necesita de iluminación para la zona de carga, los manifolds y las zonas donde se llevan a cabo las labores de fondeo, amarre y remolque. Para ello tendremos iluminación en las siguientes zonas:

Zona	Orientación	Objetivo	N° focos	Potencia (W)
Proa	Proa	Amarre y fondeo	2	400
	Popa	Manifold	3	700
Central	Proa y popa	Manifold	4 por banda	400
Proa de la superestr.	Proa	Manifold	4	700
Popa	Popa	Amarre y remolque	2	400

Tabla 10. 11 - Iluminación exterior de la cubierta principal

6.2.4. Zona de trabajo de la grúa de provisiones

Utilizaremos también un foco de 300 W para la iluminación de esta zona.

6.3. Alumbrado interior

El alumbrado interior comprende los equipos de iluminación de la habilitación, puente y cámara de máquinas. Estará compuesto por lámparas fluorescentes de encendido rápido en todos los locales excepto en la gambuza refrigerada, donde, debido a la variación del flujo con la temperatura en este tipo de lámparas, se opta por la instalación de lámparas incandescentes.

La potencia necesaria de alumbrado de cada uno de los locales se determina a partir del flujo luminoso medido en lúmenes (f) que se calcula según la siguiente expresión:

$$\Phi = E \cdot S \cdot \frac{F_d}{F_u}$$

siendo:

_ E: iluminancia en luxes.

_ S: superficie del local medida en m2.

_ Fd: factor de depreciación que tiene en cuenta el envejecimiento de las lámparas y armaduras.

_ Fu: factor de utilización del local, que depende de un factor k

$$k = \frac{a \cdot b}{h \cdot (a + b)}$$

(a, b y h son las dimensiones del local)

Puente de navegación										
Local	a(m)	b(m)	s(m2)	h(m)	k	Fu	Fd	E(lx)	Fi(lm)	
local de baterías	1,89	1,53	2,89		3	0,282	0,32	2,5	200	4518,281
Escaleras	0,85	1,35	1,15		3	0,174	0,32	2,5	110	986,133
Aseos	1,4	1,97	2,76		3	0,273	0,32	2,5	150	3232,031
Ascensor	1,96	3,75	7,35		3	0,429	0,32	2,5	215	12345,703
Puente	5,24	22,22	116,43		3	1,413	0,57	2,5	325	165967,807

Cubierta E										
Local	a(m)	b(m)	s(m2)	h(m)	k	Fu	Fd	E(lx)	Fi(lm)	
pañol	3,26	2,1	6,846		3	0,426	0,4	2,5	150	6418,13
ascensor	2	2	4		3	0,333	0,32	2,5	215	6718,75
oficio	2,38	3,8	9,044		3	0,488	0,32	2,5	150	10598,44
escaleras	2,35	3,8	8,93		3	0,484	0,32	2,5	110	7674,22
salon armador	5,13	6,36	32,6268		3	0,947	0,48	2,5	300	50979,38
dormitorio 1	3,7	5,17	19,129		3	0,719	0,4	2,5	150	17933,44
dormitorio 2	3,28	5,22	17,1216		3	0,671	0,4	2,5	150	16051,50
salon jefe maqui	4,65	5,22	24,273		3	0,820	0,44	2,5	300	41374,43
salon capitán	4,7	5,22	24,534		3	0,824	0,48	2,5	300	38334,38
dormitorio 3	3,08	5,22	16,0776		3	0,646	0,4	2,5	150	15072,75
pasillo	1,7	16	27,2		3	0,512	0,32	2,5	110	23375,00

Cubierta D										
Local	a(m)	b(m)	s(m2)	h(m)	k	Fu	Fd	E(lx)	Fi(lm)	
salon oficial	3,69	5,13	18,93		3	0,715	0,48	2,5	300	29577,66
lavandería	2,17	3,22	6,99		3	0,432	0,32	2,5	550	30023,98
escalera	2,79	3,85	10,74		3	0,539	0,32	2,5	110	9230,98
sala d estar	3	5,17	15,51		3	0,633	0,48	2,5	300	24234,38
dormit.alumno1	3,41	5,17	17,63		3	0,685	0,32	2,5	150	20659,80
dormit.alumno2	3,41	5,17	17,63		3	0,685	0,32	2,5	150	20659,80
dormit.oficial1º	3,41	5,17	17,63		3	0,685	0,32	2,5	150	20659,80
dormitorio1	3,49	5,24	18,29		3	0,698	0,32	2,5	150	21430,78

dormitorio1 ofic	4,88	5,24	25,57	3	0,842	0,32	2,5	150	29966,25
dromitorio2ofic	4,88	5,24	25,57	3	0,842	0,32	2,5	150	29966,25
despacho1 oficial	3,09	5,24	16,19	3	0,648	0,4	2,5	300	30359,25
dormitorio2	3,35	5,24	17,55	3	0,681	0,32	2,5	150	20571,09

Cubierta C									
Local	a(m)	b(m)	s(m2)	h(m)	k	Fu	Fd	E(lx)	Fi(lm)
dormit.tripul.(3)	3,36	5,22	17,54	3	0,681	0,32	2,5	150	20553,8
sala de estar	5,61	2,31	12,96	3	0,545	0,32	2,5	300	30372,9
ascensor	2	2	4,00	3	0,333	0,32	2,5	215	6718,8
escaleras	3,85	2,38	9,16	3	0,490	0,32	2,5	150	10737,9
enfermería	3,4	5,22	17,75	3	0,686	0,32	2,5	500	69328,1
clínica	3	5,22	15,66	3	0,635	0,32	2,5	150	18351,6
dormit.tripul.7	3,12	5,01	15,63	3	0,641	0,32	2,5	150	18317,8
pasillo	23,2	1,72	39,90	3	0,534	0,48	2,5	150	31175,0
baños.dormit.	1,33	1,85	2,46	3	0,258	0,32	2,5	150	2883,4

Cubierta B									
Local	a(m)	b(m)	s(m2)	h(m)	k	Fu	Fd	E(lx)	Fi(lm)
comedor tripul.	5,80	5,23	30,33	3	0,917	0,48	2,5	300	47396,88
oficio	2,00	3,23	6,46	3	0,412	0,32	2,5	325	16402,34
ascensor	2,00	2,00	4,00	3	0,333	0,32	2,5	215	6718,75
escaleras	3,85	2,38	9,16	3	0,490	0,32	2,5	150	10737,89
cocina	10,82	4,39	47,50	3	1,041	0,48	2,5	200	49478,96
oficio	2,89	2,61	7,54	3	0,457	0,32	2,5	325	19151,89
comedor oficial.	5,80	5,08	29,46	3	0,903	0,48	2,5	300	46037,50
biblioteca	5,13	1,28	6,57	3	0,342	0,44	2,5	300	11201,45
salón tripulacion	8,60	5,25	45,15	3	1,087	0,48	2,5	300	70546,88
control carga	5,35	5,25	28,09	3	0,883	0,44	2,5	300	47876,42
gimnasio	4,87	5,25	25,57	3	0,842	0,44	2,5	300	43580,97
salon oficiales	8,60	5,25	45,15	3	1,087	0,52	2,5	300	65120,19
pasillo	27,42	1,74	47,71	3	0,545	0,32	2,5	150	55911,09

Cubierta A									
Local	a(m)	b(m)	s(m2)	h(m)	k	Fu	Fd	E(lx)	Fi(lm)
dorm.trabajador	3,4	5,22	17,75	3	0,686	0,44	2,5	150	15126,136
local espuma	4,39	5,22	22,92	3	0,795	0,4	2,5	300	42967,125
ascensor	2	2	4,00	3	0,333	0,32	2,5	215	6718,750
gambuza	13,97	5,22	72,92	3	1,267	0,44	2,5	200	82867,500
pesc. Y carne	5,8	5,22	30,28	3	0,916	0,32	2,5	100	23653,125
CO2	5,75	5,24	30,13	3	0,914	0,4	2,5	150	28246,875
Local Aire Acond	11	5,22	57,42	3	1,180	0,32	2,5	150	67289,063

MáquinaHidrául	4	5,22	20,88	3	0,755	0,4	2,5	150	19575,000
Local C. I.	2,97	5,22	15,50	3	0,631	0,32	2,5	300	36336,094
Acceso Cam.máq	3,34	5,22	17,43	3	0,679	0,32	2,5	150	20431,406

Cámara de máquinas									
Local	a(m)	b(m)	s(m ²)	h(m)	k	Fu	Fd	E(lx)	Fi(lm)
Planta inferior	22,84	50	1142	6,78	2,312	0,48	2,5	300	1784375
Planta 1ª	18,22	50	911	3,73	3,580	0,4	2,5	150	854062,5
Cámara Bombas	8,36	50	418	9,58	0,748	0,32	2,5	300	979687,5
Planta 2ª	22,84	50	1142	3,72	4,215	0,4	2,5	150	1070625
Planta 3ª	13,5	50	675	3,72	2,858	0,4	2,5	150	632812,5
Alim. Calderas	5,46	50	273	3,72	1,323	0,32	2,5	200	426562,5
Planta 4ª	21,06	50	1053	3,81	3,889	0,4	2,5	150	987187,5

Una vez determinado el flujo luminoso necesario en cada local, y teniendo en cuenta que instalaremos fluorescentes de rendimiento de 90 lm/W, podemos obtener la potencia necesaria para lograr esa luminancia mínima requerida en cada local. Sabiendo que los fluorescentes que instalamos son de 80 W de potencia unitaria en la cámara de máquinas y de 40 W en el resto de espacios, podemos calcular el número de fluorescentes necesarios y la potencia instalada. Los resultados figuran en las siguientes tablas.

Local	Fi(lm)	Rend(lm/W)	Potencia(W)	Puente de Navegacion		
				Pot.unit.(W)	Nºluces	Consumo
local de baterías	4518,281	90	50,203	40	2	80
Escaleras	986,133	90	10,957	40	1	40
Aseos	3232,031	90	35,911	40	1	40
Ascensor	12345,703	90	137,174	40	4	160
Puente	165967,807	90	1844,087	40	5	200

Tabla 10. 19 - Potencia instalada iluminación puente de navegación

Local	Fi(lm)	Rend(lm/W)	Potencia(W)	Pot.unit.(W)	Cubierta E	
					Nºluces	Consumo(W)
pañol	6418,125	90	71,313	40	2	80
ascensor	6718,750	90	74,653	40	2	80
oficio	10598,438	90	117,760	40	3	120
escaleras	7674,219	90	85,269	40	3	120
salon armador	50979,375	90	566,438	40	15	600
dormitorio 1	17933,438	90	199,260	40	5	200
dormitorio 2	16051,500	90	178,350	40	5	200
salon jefe maqui	41374,432	90	459,716	40	12	480

salon capitán	38334,375	90	425,938	40	11	440
dormitorio 3	15072,750	90	167,475	40	5	200
pasillo	23375,000	90	259,722	40	6	240

Cubierta D						
Local	Fi(lm)	Rend(lm/W)	Potencia(W)	Pot.unit.(W)	Nºluces	Consumo(W)
salon oficial	29577,656	90	328,641	40	9	360
lavandería	30023,984	90	333,600	40	9	360
escalera	9230,977	90	102,566	40	3	120
sala d estar	24234,375	90	269,271	40	7	280
dormit.alumno1	20659,805	90	229,553	40	6	240
dormit.alumno2	20659,805	90	229,553	40	6	240
dormit.oficial1º	20659,805	90	229,553	40	6	240
dormitorio1	21430,781	90	238,120	40	6	240
dormitorio1 ofic	29966,250	90	332,958	40	9	360
dromitorio2ofic	29966,250	90	332,958	40	9	360
despacho1 oficial	30359,250	90	337,325	40	9	360
dormitorio2	20571,094	90	228,568	40	6	240

Cubierta C						
Local	Fi(lm)	Rend(lm/W)	Potencia(W)	Pot.unit.(W)	Nºluces	Consumo(W)
dormit.tripul.(3)	20553,75	90	228,375	40	6	240
sala de estar	30372,89	90	337,477	40	9	360
ascensor	6718,75	90	74,653	40	2	80
escaleras	10737,89	90	119,310	40	3	120
enfermería	69328,13	90	770,313	40	20	800
clínica	18351,56	90	203,906	40	6	240
dormit.tripul.7	18317,81	90	203,531	40	6	240
pasillo	31175,00	90	346,389	40	9	360
baños.dormit.	2883,40	90	32,038	40	1	40

Cubierta B						
Local	Fi(lm)	Rend(lm/W)	Potencia(W)	Pot.unit.(W)	Nºluces	Consumo(W)
comedor tripul.	47396,875	90	526,632	40	14	560
oficio	16402,344	90	182,248	40	5	200
ascensor	6718,750	90	74,653	40	2	80
escaleras	10737,891	90	119,310	40	3	120
cocina	49478,958	90	549,766	40	14	560
oficio	19151,895	90	212,799	40	6	240
comedor oficial.	46037,500	90	511,528	40	13	520
biblioteca	11201,455	90	124,461	40	4	160
salón tripulacion	70546,875	90	783,854	40	20	800

control carga	47876,420	90	531,960	40	14	560
gimnasio	43580,966	90	484,233	40	13	520
salon oficiales	65120,192	90	723,558	40	19	760
pasillo	55911,094	90	621,234	40	16	640

Cubierta A						
Local	Fi(lm)	Rend(lm/W)	Potencia(W)	Pot.unit.(W)	Nºluces	Consumo(W)
dorm.trabajador	15126,136	90	168,068	40	5	200
local espuma	42967,125	90	477,413	40	12	480
ascensor	6718,750	90	74,653	40	2	80
gambuza	82867,500	90	920,750	40	23	920
pesc. Y carne	23653,125	90	262,813	40	7	280
CO2	28246,875	90	313,854	40	8	320
Local Aire Acond	67289,063	90	747,656	40	19	760
MáquinaHidrául	19575,000	90	217,500	40	6	240
Local C. I.	36336,094	90	403,734	40	11	440
Acceso Cam.máq	20431,406	90	227,016	40	6	240

Cámara de máquinas						
Local	Fi(lm)	Rend(lm/W)	Potencia(W)	Pot.unit.(W)	Nºluces	Consumo(W)
Planta inferior	1784375	90	19826,389	80	248	19840
Planta 1ª	854062,5	90	9489,583	80	119	9520
Cámara Bombas	979687,5	90	10885,417	80	136	10880
Planta 2ª	1070625	90	11895,833	80	149	11920
Planta 3ª	632812,5	90	7031,250	80	88	7040
Alim. Calderas	426562,5	90	4739,583	80	60	4800
Planta 4ª	987187,5	90	10968,750	80	138	11040
					Total	75040

ZONA	Pot.instalad
Puente de navegacion	520
Cubierta E	2760
CubiertaD	3400
CubiertaC	2480
CubiertaB	5720
CubiertaA	3960
Cámara de Máquinas	75040
Total	93880

6.4. Alumbrado de emergencia

Los siguientes espacios tendrán alumbrado de emergencia:

- . Sala de control de cámara de máquinas
- . En las proximidades de los generadores auxiliares
- . En las proximidades del panel de los mandos de los auxiliares
- . En las proximidades del control de las calderas auxiliares
- . Taller de cámara de máquinas
- . Manómetro de las calderas auxiliares
- . Accesos a la cámara de máquinas
- . Pasillos y escaleras de la cámara de máquinas
- . Local del servo
- . Local del generador de emergencia
- . Cuarto de luces de habilitación
- . Pañol eléctrico
- . Local de la bomba de emergencia contra incendios
- . Local de espuma
- . Local contra incendios
- . Pasillos, escaleras e indicaciones de las salidas de los espacios de acomodación
- . Puente de navegación
- . Luz para el compás magnético
- . Derrota
- . Oficinas
- . Cuarto de estar del jefe de máquinas y del capitán
- . Espacios de uso público
- . Cocina y oficio
- . Hospital
- . Gimnasio
- . Cámara de bombas
- . Sala de control de la carga
- . Zonas de salvamento



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº11:

Planta Eléctrica

Proyecto nº:

1748

Tutor:

D. Francisco Alonso Thous

Alumnos:

D. Guillermo Zamarripa Solano
D. Miguel Ballester Chacón.

ÍNDICE

1. INTRODUCCION.....	3
2. DEFINICION DE LA PLANTA ELECTRICA.....	4
2.1. Selección de tensiones y frecuencias	4
2.2. Distribución.....	4
3. FIJACION DE LA POTENCIA ELECTRICA REQUERIDA POR CADA CONSUMIDOR	5
4. DETERMINACION DE LAS SITUACIONES DE CARGA ELECTRICA	7
5. SERVICIOS ESENCIALES	8
6. DESARROLLO DEL BALANCE ELECTRICO	10
7. DETERMINACION DEL NUMERO DE GRUPOS GENERADORES	15
8. ESTUDIO DE LA SITUACION DE EMERGENCIA	16
8.1. Cálculo de la potencia eléctrica necesaria.....	16
9. DETERMINACION DEL NUMERO DE TRANSFORMADORES.....	17
10. RESUMEN DEL REGIMEN DE UTILIZACION DE LOS GRUPOS GENERADORES PRINCIPALES Y DE EMERGENCIA	17
11. CUADRO PRINCIPAL.....	17
11.1. Cálculo de los conductores de los generadores.....	18
11.2. Cálculo de los conductores del generador de emergencia.....	18
11.3. Cálculo de las secciones de las barras.....	19

1. INTRODUCCION

El objeto de este cuadernillo es determinar la potencia y tipo de generadores de electricidad a instalar en el buque de proyecto.

En primer lugar seleccionaremos el tipo de corriente y elegiremos las tensiones y la frecuencia a emplear. A continuación, estableceremos las diferentes situaciones de carga y definiremos los consumidores que intervienen en cada una de ellas.

Posteriormente llevaremos a cabo un balance eléctrico, consistente en obtener la demanda de potencia de los distintos elementos instalados ponderada según su intervención en cada una de las situaciones de carga.

Una vez conocida la demanda eléctrica dispondremos la mejor combinación de generadores que satisfagan los distintos requerimientos, con rendimientos y márgenes de seguridad adecuados.

Determinaremos las características requeridas para el generador de emergencia a partir de un estudio específico de la demanda eléctrica en situación de emergencia. Finalmente, estableceremos los cuadros y la red de distribución, indicando las características de las barras y de los conductores empleados, así como los transformadores necesarios para abastecer los servicios de baja tensión.

2. DEFINICION DE LA PLANTA ELECTRICA

Una de las primeras decisiones es la del tipo de corriente a emplear en el buque. La elección es la habitual: corriente alterna. El principal motivo para esta elección es el ahorro en peso y empacho que esta supone y, consecuentemente, el costo también es menor. Otro argumento a favor de la corriente alterna es que al atracar en puerto, lo que generalmente está disponible es corriente alterna y de esta manera, el buque podrá disponer de la red de tierra, cuyo precio es más económico que generar tu propia energía con los generadores a bordo.

2.1. Selección de tensiones y frecuencias

Antes de empezar a dimensionar la planta eléctrica del buque es importante definir las tensiones de trabajo. Para ello habrá que tener en cuenta el hecho de que mayores tensiones de alimentación significan secciones menores en los cables, pero a su vez las hacen potencialmente más peligrosas. Por esta razón se distinguirán dos redes bien diferenciadas: una red de fuerza, para aquellos equipos que demanden una gran potencia; y una red de baja tensión, para los consumidores que no demanden tanta energía y, por su exposición a la tripulación, sea conveniente utilizar con una tensión convencional.

Se escoge, de entre las dos opciones más comúnmente empleadas, una red trifásica de distribución de 440 V/60 Hz. frente a una de 380 V/50 Hz. Para la red de alumbrado y habilitación (la de baja tensión), optamos por una red de 220 V/60 Hz, que será la que usen los equipos de menor potencia. Se transformará la tensión de 440 a 220 voltios mediante un transformador monofásico refrigerado por aire.

2.2. Distribución

Definimos por tanto dos sistemas de distribución eléctrica principales: uno trifásico a 440V para consumidores de fuerza y otro a 220V para el alumbrado y servicios varios. Por otro lado, el generador de emergencia alimenta otra red de distribución.

3. FIJACION DE LA POTENCIA ELECTRICA REQUERIDA POR CADA CONSUMIDOR

En cuadernillos previos (el 5 – “Predicción de potencia. Diseño del propulsor y timón” – el 7 – “Planta propulsora y cámara de máquinas” – y el 10 – “Equipo y servicios”) hemos ido definiendo el consumo energético de muchos consumidores. A continuación recogemos los consumidores del buque y su potencia unitaria.

	Consumidor	Nº	Nº en servicio	Pot. Unitaria (kW)	kn	Pot. Instalada (kW)
Servicio de gobierno	Servomotor	2	1	773,990	0,5	773,990
Servicio de combustible	B. trasiego	2	2	13,211	1,0	26,422
	B. depuración	2	2	1,708	1,0	3,416
	B. suministro (baja)	2	1	2,263	0,5	2,263
	B. circulación (alta)	2	1	4,083	0,5	4,083
Servicio de lubricación	B. trasiego aceite camisas	1	1	0,167	1,0	0,167
	B. purificadora	2	1	1,653	0,5	1,653
	B. circulación aceite	2	1	139,112	0,5	139,112
	B. Booster (alta)	2	1	12,396	0,5	12,396
	B. lubric. MMAA	1	1	31,250	1,0	31,250
Servicio de refrigeración	B. agua salada	2	1	107,895	0,5	107,895
	B. agua salada puerto	1	1	81,481	1,0	81,481
	B. agua dulce	2	1	89,390	0,5	89,390
	B. agua dulce puerto	1	1	66,204	1,0	66,204
	B. agua dulce MMAA	3	2	6,111	0,7	12,222
	B. agua dulce camisas	2	1	49,142	0,5	49,142
	B. A.D.camisas MMAA	3	2	5,787	0,7	11,574
	B. Eyectora gener AD	2	2	8,333	1,0	16,666
B. Destilado gener AD	2	2	0,208	1,0	0,416	
Servicio de aire comprimido	Compresor	3	3	84,000	1,0	252,000
Servicio de ventilación	Ventilación cámara máquinas	6	6	42,590	1,0	255,540
	Extractor cámara máquinas	2	2	98,525	1,0	197,050
	Ventilación local purificadoras	1	1	11,346	1,0	11,346
	Ventilación cámara bombas	3	3	52,685	1,0	158,055
	Aire acondic. sala de control	1	1	1,838	1,0	1,838

	Consumidor	N°	N° en servicio	Pot. Unitaria (kW)	kn	Pot.Instalada (kW)
Servicio de lastre	B. lastre	3	1	340,278	0,3	340,278
Servicio de sentinas	B. sentina	2	1	111,157	0,5	111,157
	B. alternativa achique CM	1	1	0,794	1,0	0,794
	B. alim. separador sentinas	1	1	0,350	1,0	0,350
Servicio contra incendios	B. contra incendio	2	1	67,394	0,5	67,394
	B. CI emergencia	1	1	13,393	1,0	13,393
	B. rociadores	1	1	19,056	1,0	19,056
	B. espumógeno	1	1	3,094	1,0	3,094
	B. espuma	1	1	10,313	1,0	10,313
Servicios de la carga	B. Agotamiento	1	1	127,037	1,0	127,037
	Generador de gas inerte	1	1	400,000	1,0	400,000
	B. A.S. gener GI	1	1	142,304	1,0	142,304
Servicios ecológicos	Planta tratam. aguas residuales	1	1	3,975	1,0	3,975
	B. agua dulce sanitaria	2	1	9,074	0,5	9,074
	B. A.D. Sanitaria caliente	2	1	0,998	0,5	0,998
Sistema generador de vapor	B. alim. agua calderas	3	2	46,296	0,7	92,592
	B. alim. agua caldereta escape	1	1	6,331	1,0	6,331
	B. extracción condensado	2	1	111,111	0,5	111,111
Servicios de cubierta	Molinete	2	1	321,841	0,5	321,841
	Maquinillas para amarre	8	5	35,000	0,6	175,000
	Grúa de provisiones	2	2	10,229	1,0	20,458
	Grúa manifold	2	1	61,250	0,5	61,250
Servicios de habilitación	B. Circulación refrigerante	2	1	34,708	0,5	34,708
	Compresor A.A.	1	1	40,000	1,0	40,000
	Cocina	1	1	50,000	1,0	50,000
Servicios de ayuda en navegación	Varios	1	1	25,000	1,0	25,000
Alumbrado	Luces navegación	1	1	1,500	1,0	1,500
	Interior	1	1	86,200	1,0	86,200
	Exterior	1	1	4,220	1,0	4,220

4. DETERMINACION DE LAS SITUACIONES DE CARGA ELECTRICA

En función de qué tipo de buque es el de nuestro proyecto, consideramos cuatro situaciones de carga eléctrica:

- Navegación: esta será la situación de carga más habitual de nuestro buque.
- Maniobra: esta condición de carga se da a continuación de la anterior y se caracteriza por la puesta en funcionamiento de los sistemas de cubierta.
- Carga y descarga: La demanda eléctrica en la carga y en la descarga es muy similar, por lo que consideramos ambas conjuntamente. En esta situación de carga, el motor principal está parado y por tanto se reduce de manera importante las necesidades eléctricas de todos los servicios de combustible, aceite, etc. que le abastecen.
- Estancia en puerto: es esta ocasión el motor principal se encuentra parado y hay una gran cantidad de consumidores eléctricos que no son utilizados.
- Emergencia: esta situación es independiente de cualquiera de las anteriores.

Consideramos en este caso que han fallado todos los demás modos de generación de energía eléctrica, pero hay que mantener en funcionamiento el servicio de gobierno, sentinas, contra incendios, iluminación y acceso a dispositivos de evacuación del barco.

5. SERVICIOS ESENCIALES

Los consumidores del buque se clasifican según su importancia en:

- **Esenciales:** son los consumidores vitales para el mantenimiento de las condiciones normales de propulsión, seguridad y mínimos de habitabilidad y conservación de la carga.
- **No esenciales:** son aquellos cuyo fallo no afectará a la operación segura del buque.
- **De emergencia:** son aquellos que deben funcionar en situación de emergencia.

Servicios esenciales			
Equipo/Servicio	Consumidor	Equipo/Servicio	Consumidor
Servicio de gobierno	Servomotor	Servicio de ventilación (cont.)	Ventilación cámara bombas
Servicio de combustible	B. trasiego	Servicio de sentinas	B. alternativa achique CM
	B. depuración		B. alim. separador sentinas
	B. suministro (baja)	Servicio contra incendios	B. contraincendio
	B. circulación (alta)		B. CI emergencia
B. trasiego aceite camisas	B. rociadores		
B. purificadora	B. espumógeno		
B. circulación aceite	B. espuma		
B. Booster (alta)	Bomba de sello C.I.		
Servicio de lubricación	B. lubric. MMAA	Servicio de la carga	Generador de gas inerte
	B. agua salada		B. A.S. gener GI
Servicio de refrigeración	B. agua dulce		Servicios ecológicos
	B. agua dulce MMAA	B. agua dulce sanitaria	
	B. agua dulce camisas	Sistema generador de vapor	B. alim. agua calderas
	B. A.D.camisas MMAA		B. alim. agua caldereta escape
	B. Erectora gener AD		B. extracción condensado
	B. Destilado gener AD	Ayuda en naveg.	Varios
Servicio de ventilación	Ventilación cámara máquinas	Servicio de alumbrado	Luces navegación
	Extractor cámara máquinas		Interior
	Ventilación local purificadoras		Exterior

Tabla 11. 2 - Servicios esenciales

Servicios no esenciales	
Equipo/Servicio	Consumidor
Servicio de refrigeración	B. agua salada puerto
	B. agua dulce puerto
Servicio de aire comprimido	Compresor
Servicio de ventilación	Aire acondic. sala de control
Servicios ecológicos	Planta tratam. aguas residuales
	B. A.D. Sanitaria caliente
Servicio de cubierta	Molinete
	Gña de provisiones
	Gña manifold
Servicio de habilitación	B. Circulación refrigerante
	Compresor A.A.
	Cocina

Tabla 11. 3 - Servicios no esenciales

6. DESARROLLO DEL BALANCE ELECTRICO

El resultado final del balance eléctrico será la potencia demanda por el buque en las distintas situaciones de carga.

Supondremos un factor de potencia promedio de $\cos \phi = 0,8$ para todos los consumidores. Conociendo la potencia consumida (PC) por cada consumidor, obtenemos la demandada multiplicando la primera por un coeficiente de utilización (Ku) que es igual al producto de otros dos:

_ Coeficiente de simultaneidad (Kn): refleja el número de equipos de reserva (ya aparece en la tabla anterior)

_ Coeficiente de servicio y régimen (Ksr): representa la probabilidad de que una máquina esté trabajando a su potencia máxima y como consecuencia absorba de la red el total de la potencia consumida por él (PC)

Así, para cada consumidor, obtendremos la potencia final consumida en cada situación de carga, aplicando lo siguiente:

$$P_f = P_{consumida} \cdot K_n \cdot K_u$$

A continuación figura el detalle del balance eléctrico.

Equipo/Servicio	Consumidor	N°	Pot. Unit. (kW)	Kn	Pot.Inst. (kW)	Navegación		Maniobra		C/D		Puerto	
						Ksr	Pot	Ksr	Pot	Ksr	Pot	Ksr	Pot
S. gobierno	Servomotor	2	81,000	1,0	162,000	0,1	8,100	0,2	32,400	0,0	0,000	0,0	0,000
	B. trasego	2	13,211	1,0	26,422	0,3	7,927	0,3	7,927	0,3	7,927	0,3	7,927
Servicio de combustible	B. depuración	2	1,708	1,0	3,416	1,0	3,416	1,0	3,416	0,3	1,025	0,3	1,025
	B. suministro (baja)	2	2,263	0,5	2,263	1,0	2,263	1,0	2,263	0,3	0,679	0,3	0,679
	B. circulación (alta)	2	4,083	0,5	4,083	1,0	4,083	1,0	4,083	0,3	1,225	0,3	1,225
	B. trasego aceite camisas	1	0,167	1,0	0,167	0,3	0,050	0,3	0,050	0,3	0,050	0,3	0,050
Servicio de lubricación	B. purificadora	2	1,653	0,5	1,653	1,0	1,653	1,0	1,653	0,3	0,496	0,3	0,496
	B. circulación aceite	2	139,112	0,5	139,112	1,0	139,112	1,0	139,112	0,3	41,734	0,3	41,734
	B. Booster (alta)	2	12,396	0,5	12,396	1,0	12,396	1,0	12,396	0,3	3,719	0,3	3,719
	B. lubric. MMEA	1	31,250	1,0	31,250	1,0	31,250	1,0	31,250	1,0	31,250	1,0	31,250
Servicio de refrigeración	B. agua salada	2	107,895	0,5	107,895	0,9	97,106	0,9	97,106	0,0	0,000	0,0	0,000
	B. agua salada puerto	1	81,481	1,0	81,481	0,0	0,000	0,0	0,000	0,9	73,333	0,9	73,333
	B. agua dulce	2	89,390	0,5	89,390	0,9	80,451	0,9	80,451	0,0	0,000	0,0	0,000
	B. agua dulce puerto	1	66,204	1,0	66,204	0,0	0,000	0,0	0,000	0,9	59,584	0,9	59,584
	B. agua dulce MMEA	3	6,111	0,7	12,222	0,9	11,000	0,9	11,000	0,0	0,000	0,0	0,000
	B. agua dulce camisas	2	49,142	0,5	49,142	0,9	44,228	0,9	44,228	0,2	9,828	0,0	0,000
Servicio de refrigeración	B. A.D.camisas MMEA	3	5,787	0,7	11,574	0,9	10,417	0,9	10,417	0,2	2,315	0,0	0,000
	B. Evectora gener AD	2	8,333	1,0	16,666	0,9	14,999	0,9	14,999	0,2	3,333	0,0	0,000
	B. Destilado gener AD	2	0,208	1,0	0,416	0,9	0,374	0,9	0,374	0,2	0,083	0,0	0,000

Equipo/Servicio	Consumidor	N°	Pot. Unit. (kW)	Kn	Pot.Inst. (kW)	Navegación		Mantiobra		C/D		Puerto	
						Ksr	Pot	Ksr	Pot	Ksr	Pot	Ksr	Pot
S. aire comprimido	Compresor	3	84,000	1,00	252,000	0,3	75,600	0,5	126,000	0,3	75,600	0,3	75,600
	Ventilación cámara máquinas	6	42,590	1,00	255,540	1,0	255,540	1,0	255,540	0,6	153,324	0,3	76,662
	Extractor cámara máquinas	2	98,525	1,00	197,050	1,0	197,050	1,0	197,050	0,6	118,230	0,3	59,115
Servicio de ventilación	Ventilación local purificadores	1	11,346	1,00	11,346	1,0	11,346	1,0	11,346	0,6	6,808	0,3	3,404
	Ventilación cámara bombas	3	52,685	1,00	158,055	0,3	47,417	0,8	126,444	0,9	142,250	0,5	79,028
	Aire acondic. sala de control	1	1,838	1,00	1,838	1,0	1,838	1,0	1,838	0,8	1,470	0,6	1,103
Servicio de sentinas	B. alternativa achique CM	1	0,794	1,00	0,794	0,3	0,238	0,4	0,318	0,4	0,318	0,2	0,159
	B. alim. separador sentinas	1	0,350	1,00	0,350	0,3	0,105	0,0	0,000	0,3	0,105	0,3	0,105
Servicio contra incendios	B. contraincendio	2	67,394	0,50	67,394	0,0	0,000	0,3	20,218	0,3	20,218	0,0	0,000
	B. CI emergencia	1	13,393	1,00	13,393	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	0,000
	B. rociadores	1	19,056	1,00	19,056	0,1	1,906	0,1	1,906	0,1	1,906	0,1	1,906
	B. espumógeno	1	3,094	1,00	3,094	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	0,000
	B. espuma	1	10,313	1,00	10,313	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	0,000
Servicio de la carga	Bomba de sello C.L.	1	15,000	1,00	15,000	1,0	15,000	1,0	15,000	1,0	15,000	1,0	15,000
	Generador de gas inerte	1	400,000	1,00	400,000	0,1	20,000	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	0,000
	B. A.S. gener CI	1	0,293	1,00	0,293	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	0,000	0,2	0,059
	Ventiladores	2	3,537	0,50	3,537	0,0	0,000	0,0	0,000	0,0	1,769	0,0	0,000

Equipo/Servicio	Consumidor	N°	Pot. Unit. (kW)	Kn	Pot.Inst. (kW)	Navegación		Maniobra		C/D		Puerto	
						Ksr	Pot	Ksr	Pot	Ksr	Pot	Ksr	Pot
Servicios ecológicos	Planta tratam. aguas residuales	1	3,975	1,00	3,975	1,0	3,975	1,0	3,975	1,0	3,975	1,0	3,975
	B. agua dulce sanitaria	2	9,074	0,50	9,074	0,5	4,537	0,5	4,537	0,5	4,537	0,5	4,537
Sima. Generador de vapor	B. A.D. Sanitaria caliente	2	0,998	0,50	0,998	0,8	0,798	0,8	0,798	0,6	0,599	0,6	0,599
	B. alim. agua calderas	3	46,296	0,67	92,592	0,8	74,074	0,8	74,074	0,6	55,555	0,6	55,555
	B. alim. agua caldera escape	1	6,331	1,00	6,331	0,0	0,000	0,8	5,065	0,9	5,698	0,9	5,698
Servicios de cubierta	B. extracción condensado	2	111,111	0,50	111,111	0,9	100,000	0,9	100,000	0,0	0,000	0,0	0,000
	Molinetes	1	321,841	1,00	321,841	0,0	0,000	0,5	160,921	0,0	0,000	0,0	0,000
	Grúa de provisiones	2	10,229	1,00	20,458	0,0	0,000	0,0	0,000	0,2	4,092	0,2	4,092
Servicios de habitación	Grúa manifold	2	61,250	0,50	61,250	0,0	0,000	0,0	0,000	0,2	12,250	0,0	0,000
	B. Circulación refrigerante	2	34,708	0,50	34,708	0,0	0,000	0,0	0,000	0,9	31,237	0,1	3,471
Ayuda a la naveg.	Compresor A.A.	1	40,000	1,00	40,000	1,0	40,000	1,0	40,000	0,8	32,000	0,6	24,000
	Cocina	1	50,000	1,00	50,000	0,8	40,000	0,8	40,000	0,8	40,000	0,8	40,000
Servicio de alumbrado	Varios	1	25,000	1,00	25,000	0,8	20,000	0,8	20,000	0,8	20,000	0,8	20,000
	Luces navegación	1	1,500	1,00	1,500	0,6	0,900	0,8	1,200	0,4	0,600	0,3	0,450
	Interior	1	86,200	1,00	86,200	0,8	68,960	0,8	68,960	0,8	68,960	0,8	68,960
	Exterior	1	4,220	1,00	4,220	0,8	3,376	0,8	3,376	0,8	3,376	0,8	3,376

Tabla II. 4 - Balance eléctrico

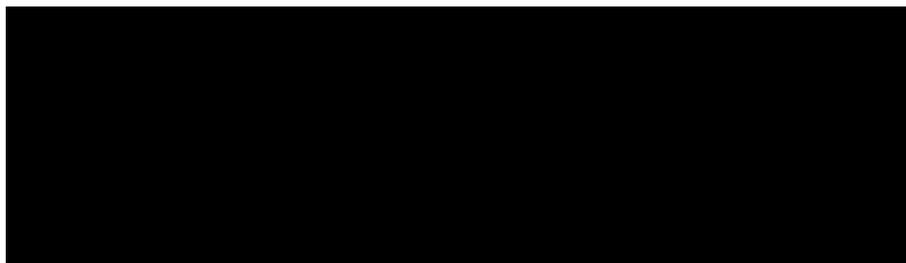
A large black rectangular redaction box covering the content of the table.

Tabla 11. 1 - Resumen del balance eléctrico

7. DETERMINACION DEL NUMERO DE GRUPOS GENERADORES

A continuación seleccionaremos el número de grupos generadores que se necesitan para satisfacer todas las situaciones de carga estudiadas con una de ellos fuera de servicio.

Según las conclusiones del apartado anterior, la situación más exigente se da en maniobra y se requieren 1163kW. Si añadimos un 10% de otros consumidores, obtenemos 1280kW, que dividido entre dos generadores, nos da 640 kW por generador. Teniendo en cuenta las necesidades de potencia recogidas en la tabla anterior, seleccionamos grupos generadores de la marca Wärtsilä, modelo 6L20C. Sus principales características son las siguientes:

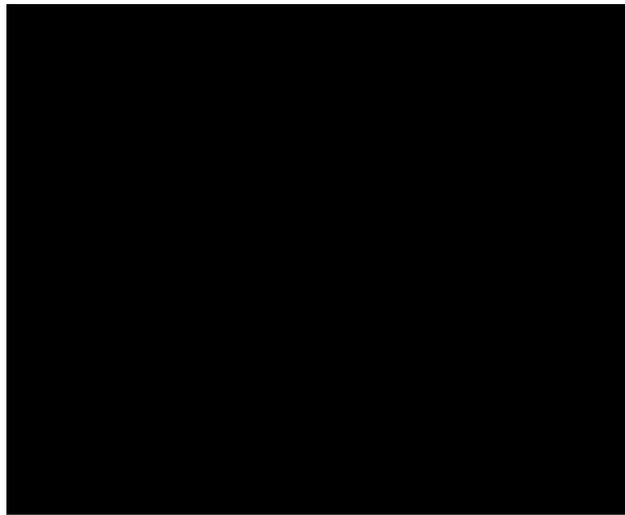


Tabla 11. 2 - Características principales de los generadores auxiliares

Seleccionamos tres grupos generadores para tener uno de respeto y que con los dos restantes, se satisfagan las necesidades más exigentes.

8. ESTUDIO DE LA SITUACION DE EMERGENCIA

Según Lloyd's Register (Parte 6; capítulo 2; 3.3.5) los servicios mínimos en situación de emergencia son los siguientes:

- Iluminación de emergencia en las zonas de preparación para el embarque durante un período de tres horas.
- Iluminación de emergencia durante un periodo de 18 horas en:
 - Pasillos, escaleras y salidas de servicios y acomodación, así como ascensores.
 - Espacios de maquinaria y puestos de control
 - Estaciones de control y donde estén ubicados los cuadros de emergencia.
 - Puestos de estiba de equipos contra incendio
 - El local del servo
 - Puestos de accionamiento de bomba contra incendios de emergencia, bomba de rociadores y bomba de sentinas.
 - Cámara de bombas
 - Luces de navegación
- También durante un período de 18 horas, tendremos suministro para:
 - Radiocomunicaciones
 - Ayudas para la navegación
 - Sistema de alarma y detección de incendios
 - Bomba contra incendios de emergencia
 - Servomotor

8.1. Cálculo de la potencia eléctrica necesaria

Resumimos a continuación las demandas eléctricas en la situación de emergencia.

Equipo/Servicio	Consumidor	N°	Pot. Unit. (kW)	Kn	Pot.Inst. (kW)	Emergencia	
						Ksr	Pot
Servicio de gobierno	Servomotor	2	81.000	1	162.000	0.6	97.200
Servicio contra incendios	B. CI emergencia	1	13.393	1	13.393	0.8	10.714
	B. rociadores	1	19.056	1	19.056	0.8	15.245
	B. espumógeno	1	3.094	1	3.094	0.8	2.475
	B. espuma	1	10.313	1	10.313	0.8	8.250
	Bomba de sello C.I.	1	15.000	1	15.000	0.8	12.000
Servicio de alumbrado	Luces navegación	1	1.500	1	1.500	0.9	1.350
	Interior	1	86.200	1	86.200	0.9	77.580
	Exterior	1	4.220	1	4.220	0.9	3.798
Potencia instalada (kW)						228.613	
Potencia instalada (kVA)						285.766	

Al igual que en la elección de los grupos generadores, añadimos un 10% de potencia de otros posibles consumidores y obtenemos un consumo total de 251,47kW (314,34 KVA) Como consecuencia, decidimos instalar un generador de emergencia de 350 KVA para cubrir todas las necesidades

9. DETERMINACION DEL NUMERO DE TRANSFORMADORES

La red de alumbrado requiere un transformador para obtener a partir de la red de 440 V, lo que necesitan, que son 220 V. Esta red abastece a las luces, a las ayudas para la navegación y a los consumos de la cocina.

	Navegación	Maniobra	Carga/descarga	Puerto	Emergencia
Ayuda a la navegación	20.000	20.000	20.000	20.000	20.000
Alumbrado	73.236	73.536	72.936	72.786	73.536
Cocina	40.000	40.000	40.000	40.000	0.000
TOTAL (Kw)	133.236	133.536	132.936	132.786	93.536
TOTAL (KVA)	166.545	166.920	166.170	165.983	116.920

Tabla 11. 8 - Consumo de la red de alumbrado

El máximo consumo se da en maniobras con 167 kVA. Con esto, dispondremos a bordo de dos transformadores (uno de ellos de reserva) de 200 KVA Para la situación de emergencia se tiene un consumo de la red de 220V de 117 kVA.. Se instalará un transformador de emergencia con una relación de transformación 440/220V, con una potencia de 150 kVA.

10. RESUMEN DEL REGIMEN DE UTILIZACION DE LOS GRUPOS GENERADORES PRINCIPALES Y DE EMERGENCIA

En el siguiente cuadro se resume el régimen de utilización de los grupos generadores principales y de emergencia según la situación de carga.

	Navegación	Maniobra	Carga/Descarga	Puerto	Emergencia
Consumo (kW)	1.451,483	1.771,689	1.056,455	767,872	228,613
Generadores empleados	2	2	2	1	0
Generador emergencia	0	0	0	0	1
Régimen	0,74	0,91	0,54	0,79	0,82

Tabla 11. 9 - Régimen de utilización de generadores

11. CUADRO PRINCIPAL

El cuadro principal estará situado en la cámara de máquinas, más específicamente en la sala de control. Los módulos correspondientes a los grupos y al control de la sincronización se colocan en el centro. Los servicios esenciales se distribuyen entre los módulos de los dos extremos, donde también aparecen los servicios de los consumidores no esenciales, del transformador, la red de alumbrado, etc.

Internamente los distintos módulos se conectan por medio de barras. Éstas son los perfiles rectangulares de cobre que sustituyen a los cables para grandes intensidades (barras principales) o a conjuntos de cables (barras auxiliares y de mando). De ellas “cuelgan” los distintos generadores, consumidores y demás circuitos de medida y

mando. Las barras tienen sección rectangular y una relación de esbeltez elevada, para así lograr una mejor disipación térmica, facilitar su sujeción y reducir el efecto pelicular. Existen tres tipos de barras:

- Las barras principales: por ellas pasa la totalidad de la corriente de la planta
- Las barras auxiliares: son un reflejo de la tensión de las principales
- Las barras de alimentación de los circuitos de mando: a 220 V.

En la parte superior se colocan los instrumentos de medida, lámparas e interruptores o pequeños conmutadores y en la parte inferior, los interruptores de mayor potencia y otros elementos internos.

En particular nuestro cuadro principal dispondrá de los siguientes paneles:

- 3 paneles de generadores auxiliares, uno para cada uno
- 1 panel de sincronismo
- 2 paneles de grupos no esenciales
- 2 paneles de grupos esenciales
- 1 panel de salidas de 220 V

A continuación figura un esquema del diagrama unifilar de nuestra instalación:

11.1. Cálculo de los conductores de los generadores

Los conductores se dimensionan para poder absorber el 10% de la potencia generada por cada grupo. Serán cables de aislante EPR, por ser los usados más habitualmente en buques. Para calcular la sección de los cables a bordo, hay que tener en cuenta principalmente tres aspectos que la limitan: el calentamiento, la caída de tensión y la corriente de cortocircuito.

La potencia aparente de cada generador es de 1.219 kVA. Su intensidad nominal será:

$$I_n = \frac{S_g}{\sqrt{3} \cdot V} = \frac{1.219 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 440} = 1.599,52 A$$

Para la selección del tipo de cable y dimensionamiento de las barras, emplearemos (siguiendo las tablas del libro de “Electricidad aplicada al buque – Distribución eléctrica a bordo”) los cables tipo TPOP.

Debido a las grandes intensidades decidimos emplear cables monofilares, en particular 4 cables de sección 185 mm² que soportan una intensidad de 415 A cada uno.

11.2. Cálculo de los conductores del generador de emergencia

Siguiendo el mismo proceso para el generador de emergencia, obtenemos lo siguiente:

$$I_n = \frac{S_g}{\sqrt{3} \cdot V} = \frac{350 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 440} = 459,26 A$$

En cuanto al tipo de cable, seleccionamos 5 cables trifilares de 70 mm² de sección que admiten una intensidad de 157 A cada uno.

11.3. Cálculo de las secciones de las barras

Para elegir las barras, escogeremos la situación en que la corriente sea máxima, ya que no debe de producirse deformación en el cobre. En nuestro caso la situación más desfavorable es la de maniobra, que es la que requiere mayor potencia. En ese momento funcionan dos generadores a la vez de manera equilibrada y por tanto la intensidad que recorre las barras será de:

$$I = \frac{S_g}{\sqrt{3} \cdot V} = \frac{2.214,611 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 440} \cdot \frac{1}{2} = 1.452,96A$$

La solución óptima es la de cuatro barras de 40 x 4 mm².

Para el caso de las barras de 220 V, la situación más exigente es de nuevo la de maniobra a la vista de los consumos que ya mencionamos en la tabla 11.9. El consumo es de 133,536 kW (166,920 kVA). Se han montado transformadores de 200 kVA, con lo que la intensidad que pasa por las barras será de:

$$I = \frac{S_g}{\sqrt{3} \cdot V} = \frac{200 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 220 \cdot 0,8} = 656,08A$$

En esta ocasión finalmente optamos por dos barras de sección 25 x 4 mm², que admiten una intensidad de 340 A cada una.

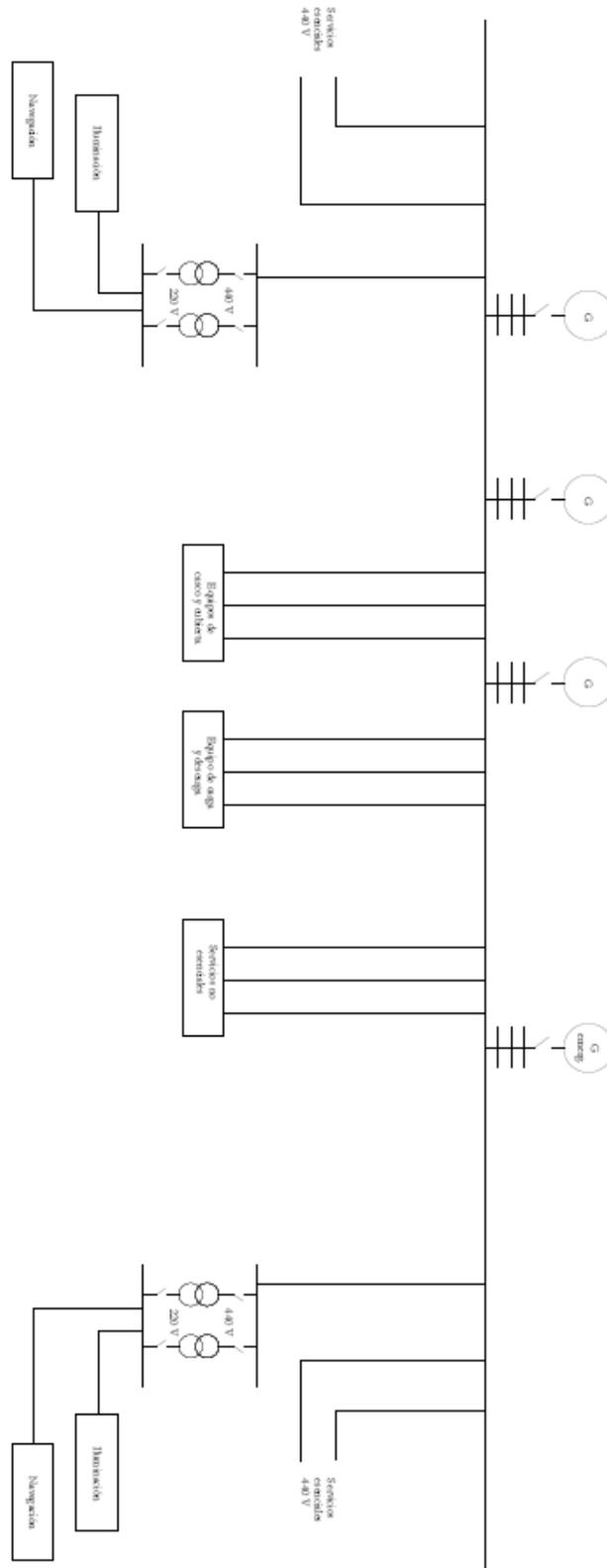


Ilustración II. 1 - Diagrama unifilar



Petrolero de crudo de 165.000 tpm.



Cuaderno nº12:

Presupuesto

Proyecto nº:

1748

Tutor:

D. Francisco Alonso Thous

Alumnos:

D. Guillermo Zamarripa Solano
D. Miguel Ballester Chacón.

INDICE

1. INTRODUCCION.....	4
2. COSTES VARIOS	6
3. COSTE DE LA ESTRUCTURA.....	7
3.1 Acero laminado	7
3.2. Resto de los materiales del casco	7
3.3. Timón y accesorios.....	8
3.4. Materiales auxiliares de construcción del casco.....	8
3.5. Preparación de superficies	8
3.6. Pintura y control de corrosión	9
3.7. Resumen de los costes que integran la partida de la estructura.....	9
4. EQUIPO, ARMAMENTO E INSTALACIONES	10
4.1. Equipo de fondeo, amarre y remolque.....	10
4.2. Medios de salvamento	10
4.3. Habilitación de alojamientos	12
4.4. Equipos de fonda y hotel	12
4.5. Equipos de acondicionamiento de alojamientos.....	13
4.6. Equipos de navegación y comunicaciones	13
4.7. Medios contraincendios convencionales	14
4.8. Instalación eléctrica	14
4.9 Tuberías	14
4.10. Accesorios de equipo, armamento e instalaciones	15
4.11. Resumen de los costes que integran la partida de equipo, armamento e instalaciones	16
5. MAQUINARIA AUXILIAR DE CUBIERTA	16
5.1 Equipo de gobierno.....	16
5.2. Equipo de fondeo y amarre.....	17
5.3 Resumen de los costes que integran la partida de maquinaria auxiliar de cubierta	17
6. INSTALACION PROPULSORA	18
6.1 Maquinaria propulsora principal	18
6.2 Línea de ejes	18
6.3. Hélice propulsora.....	19
6.4. Resumen de los costes que integran la partida de la instalación propulsora	19

7. MAQUINARIA AUXILIAR.....	20
7.1 Grupos electrógenos	20
7.2 Equipo de circulación, refrigeración y lubricación	20
7.3 Equipos generadores de vapor	20
7.4 Equipos de arranque de motores.....	21
7.5 Equipos de manejo de combustible	21
7.6 Equipos de purificación	22
7.7 Equipos auxiliares de casco	22
7.8. Equipos sanitarios.....	23
7.9 Equipos varios	23
7.10 Resumen de los costes que integran la partida de maquinaria auxiliar	24
8. CARGOS Y RESPETOS	25
8.1 Cargos y respetos no reglamentarios	25
8.2 Respetos especiales	25
8.3 Resumen de los costes que integran la partida de cargos y respetos.....	25
9. INSTALACIONES ESPECIALES	26
9.1 Equipos especiales de servicio de la carga	26
9.2 Instalaciones y equipos de automatización, telecontrol y alarma.....	27
9.3 Instalaciones y equipos especiales contra incendios	28
9.4 Instalaciones y equipos especiales de seguridad	28
9.5. Resumen de los costes que integran la partida de instalaciones especiales.....	29
10. COSTES TOTALES DEL PROYECTO.....	30
10.1 Comentarios al coste total	30
11. FINANCIACION	31
11.1. Tipos de créditos.....	33
11.2. Forma de pago e hitos de construcción	33
12. COSTES DE EXPLOTACION	34

1. INTRODUCCION

Este presupuesto se ha realizado según el formato de la Dirección General de la Marina Mercante. El presupuesto ha sido desglosado en varias partidas generales, para cada una de las cuales se han detallado los gastos estimados de materiales y la mano de obra de cada equipo o instalación. A continuación se adelanta una descripción de dichas partidas.

- **Costes varios de astillero.** Esta partida contempla los costes originados en la etapa de proyecto, los costes debidos a la clasificación del buque en el Lloyd`s Register, así como los relativos a los certificados necesarios para la operatividad del buque. Además, aquí se consideraran los gastos de pruebas y garantías.
- **Casco.** Se incluyen en este punto los costes de construcción de la estructura de acero del buque así como los ocasionados por los procesos de soldadura, preparación de superficies y pintado de las mismas.
- **Equipo, armamento e instalaciones.** Se consideran los costes de armamento de los equipos de fondeo, amarre y remolque junto con los gastos relativos a los distintos medios de salvamento, habilitación, equipos de fonda y hotel, equipos de acondicionamiento de alojamientos, equipos de navegación y comunicaciones, medios contraincendios, así como los gastos en equipos de servicios de carga y los relativos a instalaciones eléctricas, conductos y tuberías. Se consideran además una serie de costes adicionales en accesorios varios.
- **Maquinaria auxiliar de cubierta.** Se incluyen los costes relativos al equipo de gobierno y a la maquinaria del equipo de fondeo y amarre.
- **Instalación propulsora.** Se consideran aquí los costes derivados de la instalación a bordo del motor principal, así como los relativos a la disposición de la línea de ejes y la hélice propulsora.
- **Maquinaria auxiliar de propulsión.** Se consideran en esta parte los costes relativos a la planta de generación eléctrica y los distintos equipos de circulación, refrigeración y lubricación de la planta propulsora y auxiliares. Además se incluyen los costes de los equipos de generación de vapor, arranque de los motores, manejo de combustible y purificación, así como los costes en equipos auxiliares de casco, equipos sanitarios y varios.
- **Cargos y respetos.** Se incluyen aquí los costes de la disposición de los cargos y respetos reglamentarios, no reglamentarios y especiales.
- **Instalaciones especiales.** Se presupuestan los costes relativos a los equipos para el manejo de cargas líquidas, las instalaciones y equipos de automatización, telecontrol y alarma, los sistemas de estabilización y los sistemas auxiliares de maniobra. Además, se incluyen los costes de las instalaciones, equipos especiales contraincendios y de seguridad.
- **Beneficio del astillero.** Dada la dependencia del beneficio del astillero respecto a numerosos factores tales como la coyuntura del mercado, la productividad de la mano de obra, las fluctuaciones de los precios de los materiales y equipos,...etc, no existe una referencia válida que tomar. El beneficio de la empresa puede llegar a alcanzar el 10 % ó el 15 % del coste en casos muy favorables, o llegar a ser negativo. Por esto, se decide fijar el beneficio del astillero en el 7 % del coste de construcción del buque. En los cálculos que a continuación se detallan se han utilizado los siguientes valores, obtenidos a partir de un análisis de mercado y por comparación con otros presupuestos de distintos proyectos :

- Coste medio de la mano de obra: 30 €/h.
- Precio medio del acero: 600 €/T

En los apartados siguientes se han expuesto los criterios empleados en el cálculo del presupuesto, haciendo referencia, en varias ocasiones a la formulación recogida en la referencia 1 de la bibliografía, “Apuntes de proyectos. Volumen I”, de D. Jaime Torroja. Cabe comentar, que puesto que todas las fórmulas de los costes de esta referencia están estimadas para pesetas, se multiplicará por el factor

$$\frac{1000}{- 166.386}$$

para obtener el resultado en euros.

Dada la magnitud de los resultados obtenidos, en todos los casos se redondeará al valor entero más cercano. Además de la referencia 1, han sido usados una larga lista de datos obtenidos en los cuadernillos 7 y 10 de cámara de máquinas y equipo y servicios respectivamente para presupuestar el equipo, armamento, maquinaria auxiliar, instalación propulsora y todo tipo de instalaciones. De la misma forma, se ha necesitado datos del peso en rosca, la disposición general, la cuaderna maestra y el arqueado para el presupuesto del casco y otra serie de expresiones.

2. COSTES VARIOS

Se citan a continuación los distintos costes varios de astillero que deben incluirse en el presupuesto de diseño y construcción del buque de proyecto:

- **Costes de ingeniería.** Se incluyen los siguientes costes:
 - _ Costes de proyecto.
 - _ Ensayos de canal.
 - _ Estudios diversos de consultoría.
- **Clasificación, reglamentos y certificados.** Se incluyen los siguientes costes:
 - _ Sociedad de clasificación.
 - _ Otras entidades reguladoras.
 - _ Inspección de buques.
 - _ Colegio oficial de ingenieros navales.
- **Pruebas y garantías.** Se incluyen los siguientes costes:
 - _ Botadura.
 - _ Prácticos y remolcadores.
 - _ Varada.
 - _ Pruebas, ensayos, montadores y supervisores.
 - _ Garantía.
- **Servicios auxiliares durante la construcción.** Se incluyen los siguientes costes:
 - _ Andamiaje.
 - _ Instalaciones provisionales de fuerza y alumbrado.
 - _ Limpieza.
- **Otros costes generales.** Entre otros se incluyen los costes del seguro de construcción del buque.

3. COSTE DE LA ESTRUCTURA

3.1 Acero laminado

Para la realización de este análisis, se estimará un precio de chapas de acero naval y perfiles que se disponen en la siguiente tabla, junto con la estimación de los porcentajes del peso del acero para cada calidad empleada:

Calidades aceros	Precio (€/T)	Zonas	% utilizados
B	680	Fondo, doble fondo y tolva	26,63%
D	720	Pantoque y quilla	3,01%
A	600	Resto de zonas	70,36%

Una vez conocido el peso neto de acero del buque, se estima el precio del total de esta partida con ayuda de la siguiente expresión:

$$C_{\text{CASCO}} = 1,15 \cdot T_{\text{acero neto}} \cdot P_{\text{acero}} = 15002594 \text{ €}$$

Siendo :

- $T_{\text{acero neto}}$, = 20875,98 T ; las toneladas de acero calculadas en el cuadernillo 8, tabla 8.19.
- $P_{\text{acero}} = 625 \text{ €/T}$; coste ponderado de las chapas de acero naval y perfiles estimado.
- Se ha considerado, en este caso, un factor de un 15 % ya que en el peso del acero bruto debe tenerse en cuenta las pérdidas de acero en los procesos de anidado y los excesos de peso de laminación.

En cuanto al número de horas de mano de obra necesarias, se han estimado con ayuda de la expresión (3.139) de ref 1, que incluye además, el tiempo necesario para la instalación de polines y palos del casco :

$$H_{\text{casco}} = K_s \cdot T_{\text{acero}} \cdot (1+0,3 \cdot (1-C_b)) = 586502.3 \text{ h}$$

Siendo :

- $K_s = 25 \text{ h/T}$; es el índice de mano de obra de casco, cantidad que hemos estimado y depende del tipo de buque y de la productividad del astillero.
- T_{acero} , definido en el apartado anterior.
- $C_b = 0,828$; coeficiente de bloque.

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra acero}} = 17595069\text{€}$

3.2. Resto de los materiales del casco

En este apartado nos referimos a las piezas fundidas y forjadas, dispuestas en la estructura del codaste del buque. Su coste se ha estimado mediante la fórmula (3.3) de la ref.1.:

$$C_{\text{ff}} = 4 \cdot L \cdot H \cdot \frac{1000}{166,386} = 5003826.46\text{€}$$

Siendo :

- $L = 264,3\text{m}$; eslora reglamentaria según cuadernillo 6, tabla 6.1.
- $H = 16,9$; calado de escantillonado, según cuadernillo 6, tabla 6.1.

El número de horas de mano de obra necesarias se puede calcular con la expresión (3.140) de dicha referencia.

$$H_{ff} = 25 + 30 \cdot \sqrt[3]{L} \cdot H = 3278,67h$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 98360,136€$

3.3. Timón y accesorios

El coste aproximado de materiales del timón, mecha y pinzotes se ha obtenido con la expresión (3.4) de ref.1.

$$C_{\text{timón}} = 6 \cdot L_{\text{timón}}^2 \cdot H_{\text{timón}} \cdot \frac{1000}{166,386} = 27731,01 \text{ €}$$

Siendo :

- $L_{\text{timón}} = 10.68 \text{ m}$; la longitud del timón (definida en cuadernillo 5, apartado 5 como h, altura del timón)
- $H_{\text{timón}} = 6.742$; la anchura del timón (definida en cuadernillo 5, apartado 5 como c, cuerda del timón)

Por otro lado, el número de horas de mano de obra empleadas se puede calcular con la fórmula (3.141) de la ref.1 :

$$\text{Horas}_{\text{timón}} = 100 \cdot L_{\text{timón}} \cdot H_{\text{timón}} = 7.200,45 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 216013,68€$

3.4. Materiales auxiliares de construcción del casco

En esta partida se han incluido diversos consumibles y materiales auxiliares empleados en la construcción del casco tales como electrodos, gases de soldadura, materiales y herramientas diversas, etc. Su coste se ha estimado en 50 €/por cada tonelada de acero estructural empleado, lo que supone un coste de 1115447.5 €. En esta partida no procede el cómputo de horas de mano de obra asociadas.

3.5. Preparación de superficies

Debido a las condiciones en las que se encuentra el mercado, el coste de la preparación de superficies, que incluye granallado e imprimación, se estima en 10 €/m² para superficies externas y en 17 €/m² para superficies internas, resultando aproximadamente un total de 1600000 €

Por su parte, el número de horas de mano de obra se ha fijado en aproximadamente 0,02 h/m², considerando la suma de la superficie exterior de obra viva, obra muerta y la superficie interior, se obtiene aproximadamente 18500 h.

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 555000 \text{ €}$

3.6. Pintura y control de corrosión

Esta partida contempla el coste de pintura del exterior e interior del casco, al igual que la pintura de tuberías, el galvanizado y la protección catódica por ánodos de sacrificio. Su coste se estima en base a valores facilitados por astilleros y comparando con otros proyectos, siendo éste 925000 €

Las horas correspondientes a pintura y protección del casco se estiman en 18500 h.

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 555000$ €

3.7. Resumen de los costes que integran la partida de la estructura

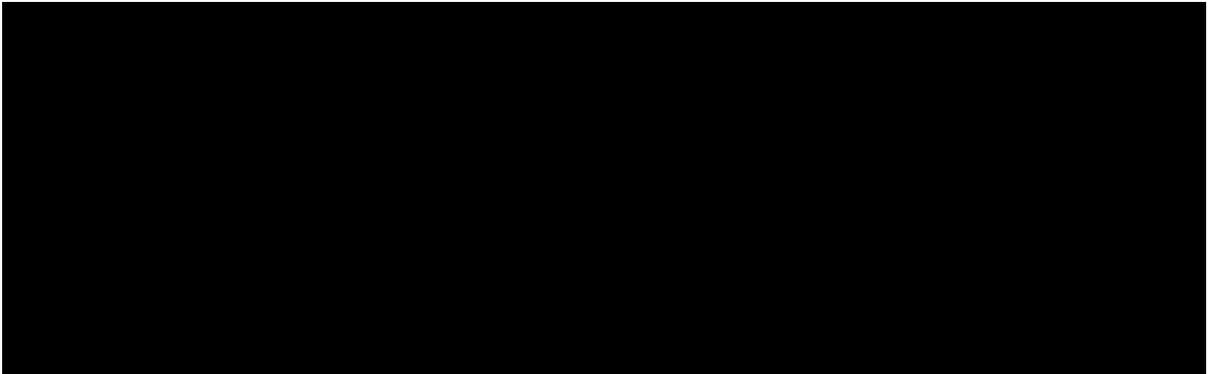


Tabla 12. 1 - Costes de la estructura

4. EQUIPO, ARMAMENTO E INSTALACIONES

4.1. Equipo de fondeo, amarre y remolque

4.1.1. Anclas

Puede estimarse un precio de 2500 €/T de acero para cada una de las anclas dispuestas a bordo. Hay que recordar que hay 2 anclas de 18.8 toneladas cada una, siguiendo los requerimientos de la Sociedad de Clasificación. Por tanto :

$$C_{anclas} = 2 \cdot 18.8 \cdot 2500 = 94000 \text{€}$$

4.1.2. Cadenas, cables y estachas

Su coste aproximado se puede calcular con la expresión (3.7) de la ref.1 :

$$C_{cce} = 0,025 \cdot k \cdot d^2 \cdot L_e \cdot \frac{1000}{166,386} = 267.823,46 \text{€}$$

Siendo :

- _ k = 0,275 ; correspondiente al acero normal.
- _ d = 117 mm ; diámetro del eslabón de la cadena.
- _ Lc = 742.5m ; longitud de cada cadena.

En cuanto al coste de horas de mano de obra, se estima en conjunto según la expresión (3.143) que se dispone en la ref.1, siendo T_{anclas} el peso de las anclas en toneladas.

$$H_{cc} = 27 \cdot T_{ancla}^{0.4} = 85,655h.$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es C_{mano obra} = 2569,65€

4.2. Medios de salvamento

4.2.1. Botes salvavidas

El coste aproximado del bote salvavidas se ha estimado con ayuda de la expresión (3.8) de la ref.1, dependiendo del tipo de bote instalado. En este caso el bote es cerrado y contraincendios :

$$C_{botesalvavidas} = K_{bs} \cdot N^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1000}{166.386} = 45.869 \text{€}$$

Siendo :

- _ K_{bs} = 700 ; por tratarse de bote cerrado y contraincendios.
- _ N = 36 personas la capacidad del bote.

4.2.2. Bote de rescate

Se va disponer de un bote de rescate en la banda de estribor. Su precio aproximado

se ha estimado con la expresión (3.8) de la ref.1.

$$C_{boterescate} = K_{bs} \cdot N^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1000}{166,386} = 6152 \text{€}$$

Siendo :

- _ Kbr = 310 ; por tratarse de bote a motor
- _ N = 6 ; personas la capacidad total del bote de rescate.

4.2.3. Balsas salvavidas

Se ha estimado un precio unitario aproximado para cada una de las balsas dispuestas a bordo según la fórmula (3.9) de la ref.1.

$$C_{balsasalvavidas} = 4 \cdot K_{bs} \cdot N^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1000}{166.386} = 41.937 \varepsilon$$

Siendo :

- _ Kbs = 160 ; por tratarse de balsas no arriables.
- _ N = 36 personas la capacidad de cada balsa.
- _ 4 por tratarse de cuatro balsas salvavidas.

4.2.4. Dispositivos de lanzamiento de botes y balsas

El coste del dispositivo de lanzamiento del bote salvavidas lo hemos calculado mediante la expresión (3.10) de la ref.1. :

$$C_{pb} = K_{pb} \cdot N^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1000}{166,386} = 43.248 \varepsilon$$

Siendo :

- _ Kpb = 660 , por ser bote cerrado.
- _ Np = 36 ; capacidad del bote.

El pescante del bote de servicio lo estimamos en 8414 € Por tanto, en total los dispositivos de lanzamiento suponen un coste de 51662 €

4.2.5. Varios

Se han incluido en esta partida el coste de aros, chalecos salvavidas, señales, lanzacabos y elementos varios de salvamento. Su cuantía se ha estimado con ayuda de la expresión (3.11) de ref.1.

$$C_{varios} = (500 + 5 \cdot N) \cdot \frac{1000}{166.386} = 4.087 \varepsilon$$

Siendo N = 36 el número máximo de personas a bordo (30 de tripulación más 6 de personal de reparaciones que estamos considerando hasta ahora en todo momento). En cuanto a las horas de mano de obra imputables a la instalación de medios de salvamento, se utilizará la expresión (3.144) de la ref.1.

$$H_{salvamento} = 300 + N \cdot 15 = 840 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es Cmano obra =25200€

4.3. Habilitación de alojamientos

El coste de esta partida se ha estimado a partir del área total de la habilitación en m² y de la calidad de los materiales empleados. La expresión a utilizar es la (3.12) de la ref.1. Se considerará que los materiales empleados son de alta calidad.

$$C_{hab} = K_h \cdot S_h \cdot \frac{1000}{16,386} = 572.885\epsilon$$

Siendo :

- _ Kh = 40, por emplear alto nivel de calidad.
- _ Sh = 2383 m² ; que es la superficie total de habilitación.

En cuanto al número de horas de mano de obra, se ha considerado de 16 h/m² de alojamientos en la habilitación, obteniéndose 38128 h. Por tanto, el coste de la mano de obra es

$$C_{mano\ obra} = 1143840 \text{ €}$$

4.4. Equipos de fonda y hotel

4.4.1. Cocina y oficinas

Se ha estimado el coste total de materiales utilizando la expresión (3.13) de ref.1. Se ha considerado que el buque de proyecto es un buque de tipo oceánico.

$$C_{cocinayoficios} = K_{co} \cdot N \cdot \frac{1000}{166,386} = 25.243\epsilon$$

Siendo :

- _ Kco = 100, para buques oceánicos en general.
- _ N = 42 , considerado el número máximo de personas a bordo.

4.4.2. Gambuzas frigoríficas

El coste total depende del volumen neto de la gambuza y se ha estimado según la expresión :

$$C_{gambuza} = 300 \cdot (V_{gambuza})^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1000}{166,386} = 73.520\epsilon$$

Siendo Vgambuza = 260,378 m³.

4.4.3. Equipos de lavandería y varios

El coste de esta partida se ha estimado en 250 €por persona que pernocte a bordo; se ha incluido tripulación (30 personas), y las 6 personas de reparaciones. Por tanto :

$$C_{lavandería\ y\ varios} = 250 \cdot 42 = 10.500\text{€}$$

En cuanto al número de horas de mano de obra dedicadas a la partida de equipos de fonda y hotel, se ha estimado en 115 horas/tripulante, es decir 4.830h. Por tanto, el coste de la mano de obra es Cmano obra =124200€

4.5. Equipos de acondicionamiento de alojamientos

4.5.1. Equipos de calefacción y aire acondicionado

Se instala equipos de acondicionamiento de aire tipo bomba de calor, cuyo coste medio se estima en 70 €/m², por tanto, teniendo en cuenta los espacios de habitación a condicionar, obtenemos un total de 166810 €

4.5.2. Ventilación mecánica

Para los sistemas de ventilación mecánica independientes de los instalados en los equipos de acondicionamiento de aire, su coste total ha sido estimado con la ayuda de la expresión (3.15) de la ref.1.

$$C_{\text{ventilacion}} = (175 \cdot N^{0,215} + 0,2 \cdot S_h^{0,25}) \cdot \frac{1000}{166,386} = 2.281 \varepsilon$$

Siendo N = 42 en este caso, y Sh definidos anteriormente.

En cuanto a la estimación del número de horas de mano de obra necesarias para esta partida, se ha tomado un valor de 2 h/m² de alojamientos, obteniéndose 4766 h. Por tanto, el coste de la mano de obra es

$$C_{\text{mano obra}} = 142980 \text{ €}$$

4.6. Equipos de navegación y comunicaciones

4.6.1. Equipos de navegación

En esta partida se incluye los costes de los siguientes equipos : compás magnético, compás giroscópico, piloto automático, radar, radiogoniómetro, receptor de cartas, corredera, sonda, navegación por satélite y equipos auxiliares. Su coste total se ha estimado a partir de catálogos de equipamiento naval y datos facilitados por astilleros, obteniendo 600000 €

4.6.2. Equipo de comunicaciones externas e internas

En el cálculo de el coste aproximado del equipo de comunicaciones externas se han incluido los costes de telegrafía, telefonía y del sistema de comunicación por satélite. Se ha estimado en 130.000 € debido a que se trata de un equipo de alto nivel. Este valor está en el rango alto recomendado en la ref.1.

En lo relativo a los costes del equipo de comunicaciones internas se estima en 40000 €

Las horas de mano de obra de la instalación de los equipos de navegación y comunicaciones se calcularon en una primera aproximación con la expresión 3.145 de la ref.1., pero resulta imposible definir exactamente el número de equipos a considerar en la misma, puesto que no salía una solución coherente a día de hoy, por tanto por comparación con otros proyectos y teniendo en cuenta las características de nuestro buque, este coste se ha estimado en 39000€ Hay que tener en cuenta en este caso, que parte de estos costes de mano de obra están ya incluidos en el coste del material, considerándose un “llave en mano” en la mayoría de los casos.

4.7. Medios contraincendios convencionales

Se va a disponer a bordo de medios contraincendios convencionales en cámara de máquinas y en la zona de tanques de carga siguiendo los requerimientos de seguridad en este tipo de buques. Las expresiones utilizadas es (3.18) de la ref.1.

$$C_{CI} = 1,4 \cdot L_{CM} \cdot B_{CM} \cdot D_{CM} \cdot \frac{1000}{166,386} = 324.582,3\text{€}$$

Siendo :

- L_{CM} , D_{CM} , eslora y puntal respectivamente de la cámara de máquinas, y B_{CM} , se ha considerado la manga máxima.

Las horas de mano de obra se pueden estimar en aproximadamente 5,5 horas por metro de eslora total del buque de proyecto, obteniéndose 1452h.

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 63030\text{€}$

4.8. Instalación eléctrica

Su coste se ha estimado en función de la potencia eléctrica total instalada a bordo de acuerdo con la fórmula (3.28) propuesta en la ref.1. En este precio se han incluido los equipos generadores, cuadros de distribución, baterías, transformadores y cables diversos.

$$C_{\text{instalación eléctrica}} = 80 \cdot Kw^{0,77} \cdot \frac{1000}{166,386} = 127.201,371\text{€}$$

Siendo Kw la potencia total instalada a bordo en Kw = 1400Kw

Por otro lado, los costes de horas de mano de obra se pueden estimar con ayuda de la expresión (3.149) de la ref.1 que depende de la potencia total instalada y de la superficie de la habilitación.

$$H_{\text{instalación eléctrica}} = 4 \cdot S_h + 6 \cdot Kw = 17.932\text{h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 537960\text{€}$

4.9 Tuberías

El coste total de los materiales de tuberías y conductos se ha estimado con la fórmula (3.29) de la ref.1 teniendo en cuenta que el motor principal consume combustible pesado.

$$C_{\text{tuberías}} = 450 \cdot (0,015 \cdot L_{CM} \cdot B_{CM} \cdot D_{CM} + 0,18 \cdot L) + 1,33 \cdot BHP + 0,25 \cdot (3 \cdot L_{CM} \cdot B_{CM} \cdot D_{CM} + V_{\text{carga}} + 4 \cdot S_h)$$

esta expresión multiplicada por $\frac{1000}{166,386}$, da un total de $C_{\text{tuberías}} = 2.354.997\text{€}$

Las horas de mano de obra se ha estimado utilizando la expresión (3.150) de la ref.1.

$$H_{\text{tuberías}} = 11 \cdot BHP^{0,85} = 60.032,64 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 3549480\text{€}$

4.10. Accesorios de equipo, armamento e instalaciones

En este apartado se han incluido una serie de equipos y accesorios cuyos costes van a ser estimados con las expresiones correspondientes de la ref.1 tal y como se ha venido haciendo con las partidas anteriores :

- Puertas metálicas, ventanas y portillos (3.30) :

$$C_{PVP} = 450 \cdot N^{0,48} \cdot \frac{1000}{166,386} = 15.105\text{€}$$

- Escaleras, pasamanos y candeleros (3.31) :

$$C_{epc} = 3,7 \cdot L^{1,6} \cdot \frac{1000}{166,386} = 274.570\text{€}$$

- Escotillas de acceso, lumbreras y registros (3.32) :

$$C_{air} = 2,1 \cdot L^{1,5} \cdot \frac{1000}{166,386} = 86.486\text{€}$$

- Accesorios de fondeo y amarre (3.33) :

$$C_{fa} = 3,1 \cdot (L \cdot (B + D))^{0,815} \cdot \frac{1000}{166,386} = 98.031\text{€}$$

- Botes de servicio, grúas de servicio y pescantes (3.34) :

$$C_{bsp} = \left(350 + 1400 \cdot N_{ps} + 1.470 \cdot SWL \cdot N_g \right) \cdot \frac{1000}{166,386} = 283.978\text{€}$$

Siendo :

- _ $N_{ps} = 2$; el número de pescantes en servicio.
- _ $SWL = 15$; carga de trabajo de cada grúa de servicio.
- _ $N_g = 2$; número de grúas de servicio.

- Escalas reales, planchas de desembarco y escalas de práctico (3.35) :

$$C_{epe} = \left(320 + 225 \cdot (D - 0,03 \cdot L) \cdot N_{eg} \right) \cdot \frac{1000}{166,386} = 66.743\text{€}$$

Siendo :

- _ $N_{er} = 2$; número de escalas reales
- Toldos, fundas y accesorios de estiba de respeto (3.36) :

$$C_{tfa} = 6,3 \cdot [L \cdot (B + D)]^{0,68} \cdot \frac{1000}{166,386} = 48.190\text{€}$$

Las horas de mano de obra se han estimado con la expresión (3.151) de la ref.1.

$$H_{acc} = 80 \cdot N + 56 \cdot (L - 15) + 0,9 \cdot L \cdot (B + D) + 2 \cdot L + 50 \cdot N_{bs} + 100 \cdot N_{pb} + 100 \cdot N_g$$

$$H_{acc} = 56580 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 1697400\text{€}$

4.11. Resumen de los costes que integran la partida de equipo, armamento e instalaciones



Tabla 12. 2 - Costes del equipo, armamento e instalaciones

5. MAQUINARIA AUXILIAR DE CUBIERTA

5.1 Equipo de gobierno

5.1.1 Servomotor

El coste del servomotor se calculó en primera aproximación con las expresiones 3.37 y 3.38 de la ref.1., pero no se obtuvo un coste coherente a día de hoy, así que por comparación con otros proyectos y teniendo en cuenta las características de nuestro buque, se estima el precio en 270000 €

Las horas de mano de obra se han estimado en función de la eslora del buque de proyecto siguiendo la expresión (3.152) de la ref.1.:

$$H_{\text{servo}} = 33 \cdot L^{\frac{2}{3}} = 1672 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 50160\text{€}$

5.2. Equipo de fondeo y amarre

5.2.1. Molinete

El coste de los molinetes se calculó en primera aproximación con la expresión 3.39 de la ref.1., pero no se obtuvo un coste coherente a día de hoy, por tanto por comparación con otros proyectos y teniendo en cuenta las características de nuestro buque, estimamos el coste de los dos molinetes en 240000 €

5.2.2. Chigres de maniobra y sus equipos de accionamiento

El coste unitario de las maquinillas de amarre de tipo normal se ha estimado en función de la tracción que ejercen según la fórmula (3.41) de la ref.1.

$$C_{ma} = 1300 \cdot T_{ma}^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1000}{166,386} = 334399 \text{ €}$$

Siendo $T_{ma} = 280 \text{ kw}$.

Las horas de mano de obra de los trabajos de instalación del equipo de fondeo y amarre en cubierta, se pueden calcular de forma aproximada con ayuda de la expresión (3.153) de la ref.1.

$$H_{fa} = L \cdot (1,75 \cdot N_{\text{molinetes}} + 1,7 \cdot N_{\text{maq. amarre}}) = 6169 \text{ h}$$

Siendo :

- $N_{\text{molinetes}} = 2$; el número de molinetes.
- $N_{\text{maq. amarre}} = 8$; el número de máquinas de amarre.

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 185070 \text{ €}$

5.3 Resumen de los costes que integran la partida de maquinaria auxiliar de cubierta

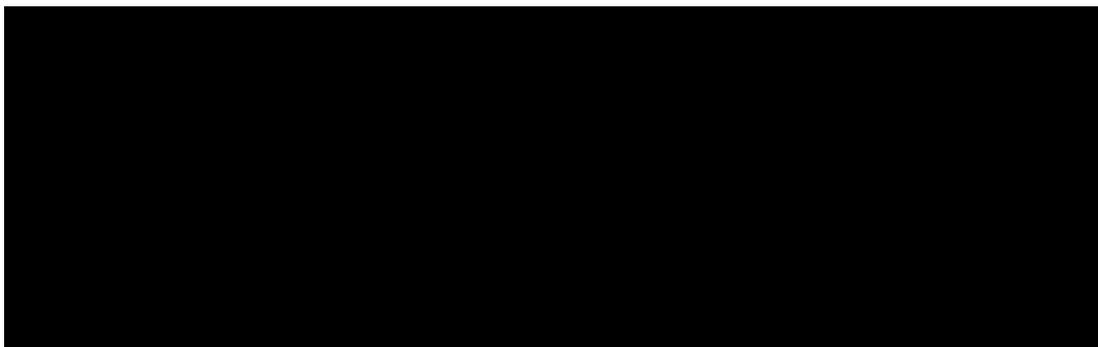


Tabla 12. 3 - Costes maquinaria auxiliar de cubierta

6. INSTALACION PROPULSORA

6.1 Maquinaria propulsora principal

El coste aproximado del motor principal MAN 6-S70MC-C8 que se ha dispuesto en el buque es de 9.240.000 € y supone alrededor del 12 % del coste total del buque; lo que es bastante habitual en este tipo de buques.

El número de horas de mano de obra necesarias para la instalación del motor principal se ha estimado con la expresión (3.154) de la ref.1. :

$$H_{MP} = 10 \cdot BHP^{\frac{2}{3}} = 8.776h$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{mano\ obra} = 263291.5€$

6.2 Línea de ejes

Aquí se han incluido una serie de equipos e instalaciones relacionados con el montaje y funcionamiento de la línea de ejes entre el motor principal y la hélice propulsora. Los costes serán estimados con las siguientes expresiones de la re.1. :

- Acoplamiento elástico (3.44) :

$$C_{ac} = 285 \cdot \frac{BHP}{rpm} \cdot \frac{1000}{166,386} = 470.573€$$

- Ejes y chumaceras (3.47) :

$$C_{ec} = 0,6 \cdot BHP \cdot \frac{1000}{166,386} = 90.151€$$

- Bocina y cierres (3.48) :

$$C_{bc} = 1,25 \cdot BHP^{0,85} \cdot \frac{1000}{166,386} = 41.119€$$

- Freno y torsiómetro (3.49) :

$$C_{ft} = 12621 €$$

Las horas de mano de obra se pueden calcular de forma aproximada con ayuda de la expresión (3.155) de ref.1.

$$H_{línea\ ejes} = 0,16 \cdot BHP = 4000h.$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{mano\ obra} = 120000€$

6.3. Hélice propulsora

El coste de la hélice propulsora de paso fijo instalada en el buque de proyecto se ha estimado en 243955€

El número de horas de mano de obra se puede calcular de acuerdo con la fórmula (3.156) de ref.1.

$$H_{\text{hélice}} = 240 + 0,004 \cdot \text{BHP} = 340\text{h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 10200\text{€}$

6.4. Resumen de los costes que integran la partida de la instalación propulsora

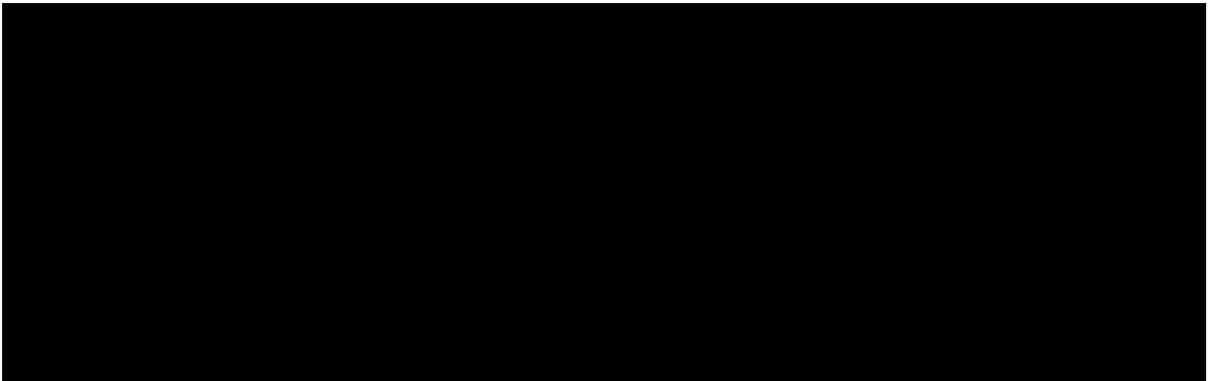


Tabla 12. 4 - Costes de la instalación propulsora

7. MAQUINARIA AUXILIAR

7.1 Grupos electrógenos

El coste de los grupos generadores diesel puede ser calculado de manera aproximada según la expresión (3.50) de ref.1.

$$C_{\text{gen}} = 3 \cdot \left[42 \cdot \phi^{2,2} \cdot \frac{N_c^{0,8}}{\text{rpm}} + 4000 \cdot \left(\frac{\text{KW}}{\text{rpm}} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \frac{1000}{166,386} = 139875.5\text{€}$$

Siendo :

- $\phi = 160$; diámetro.
- $N_c = 9$; número de cilindros.
- $\text{KW} = 700$ kW ; potencia eléctrica del generador.
- $\text{rpm} = 1000$.

Las horas de mano de obra correspondientes a esta partida se han estimado con ayuda de la expresión (3.157) de ref.1.

$$H_{\text{grupo-electrógeno}} = 52 \cdot \text{KW}_{\text{totales}}^{0,43} = 1.884\text{h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 94240\text{€}$

7.2 Equipo de circulación, refrigeración y lubricación

El coste de esta partida se ha estimado de acuerdo con la expresión (3.54) de ref.1 en la que la potencia del motor principal influye de manera directa.

$$C_{\text{ecr}} = 1,2 \cdot \text{BHP} \cdot \frac{1000}{166,386} = 180303\text{€}$$

El número de horas de mano de obra se puede calcular de forma aproximada con ayuda de la expresión (3.158) de la ref.1.

$$H_{\text{ecr}} = 230 + 0,18 \cdot \text{BHP} = 4.730\text{h.}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 236500\text{€}$

7.3 Equipos generadores de vapor

Su coste aproximado se puede calcular según la fórmula (3.55) de ref.1 y depende del número y tipo de calderas instaladas además de sus características técnicas.

$$C_{\text{gen.vapor}} = 2,5 \cdot \left(N_{\text{vg}} \cdot Q_{\text{vg}} + 0,8 \cdot N_{\text{gr}} \cdot Q_{\text{gr}} + 1,1 \cdot N_{\text{cm}} \cdot Q_{\text{cm}} \right) \cdot \frac{1000}{166,386} = 1411391.1 \text{ €}$$

Siendo :

- $N_{\text{vg}} = 1$; número de calderetas de gases de escape.
- $Q_{\text{vg}} = 7534.29\text{kgv/h}$; producción de vapor de la caldereta de gases de escape.

- $N_{gr} = 2$; número de calderas con quemadores.
- $Q_{gr} = 54000$ kgv/h ; producción de vapor de cada caldereta de quemadores.
- $N_{cm} = 0$; número de calderas mixtas.
- $Q_{cm} = 0$; producción de vapor de cada caldereta mixta.

La cantidad de horas de mano de obra se calculó en primera aproximación con la expresión 3.159 de la ref.1, pero no se obtuvo un valor coherente a día de hoy, por tanto por comparación con otros proyectos, y teniendo en cuenta las características de nuestro buque, estimaremos el coste de la mano de obra de esta partida en 710000 €

7.4 Equipos de arranque de motores

Su coste depende del número de compresores y del caudal en m³/hora suministrado por los mismos. Puede ser calculado de forma aproximada con ayuda de la fórmula (3.56) de ref.1.

$$C_{am} = 13 \cdot N^{\circ} \text{ compresores} \cdot Q_{co} \cdot \frac{1000}{166,386} = 89070 \text{ €}$$

Siendo :

- $N^{\circ} \text{ compresores} = 2$
- $Q_{co} = 570$ m³/h

Las horas correspondientes a la instalación de estos equipos pueden estimarse con ayuda de la fórmula (3.160) de ref.1.

$$H_{am} = N^{\circ} \text{ compresores} \cdot (40 + 3,5 \cdot Q_{co}) = 4070 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 203500$ €

7.5 Equipos de manejo de combustible

El coste de todos estos equipos se puede calcular con ayuda de la expresión (3.57) de la ref.1, donde hay que considerar el número de bombas de trasiego de combustible y aceite además del caudal de cada una de ellas en m³/hora.

$$C_{mc} = (7,3 \cdot N_{bt} \cdot Q_{bt} + 0,35 \cdot \text{BHP}) \cdot \frac{1000}{166,386} = 120604 \text{ €}$$

Siendo :

- $N_{bt} = 1$; número de bombas de trasiego de combustible.
- $Q_{bt} = 95,121$ m³/h; caudal unitario de bombas de trasiego.

El número de horas de mano de obra necesarias para su montaje a bordo puede ser hallado de forma aproximada con la fórmula (3.161) de ref.1.

$$H_{mc} = 0,27 \cdot \text{BHP} = 14944 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 747200 \text{ €}$

7.6 Equipos de purificación

En esta partida se incluyen los siguientes conceptos :

- El coste de los equipos de purificación centrífugos para aceite y combustible, junto con el de los calentadores que llevan aparejados, se ha estimado con ayuda de la expresión (3.58) de ref.1.

$$C_{pc} = \left(1630 \cdot N_{pa} \cdot Q_{pa} + 790 \cdot N_{pd} \cdot Q_{pd} + 860 \cdot N_{pf} \cdot Q_{pf} \cdot 1,65\right) \cdot \frac{1000}{166,386} = 358999 \text{ €}$$

Siendo :

- $N_{pa} = 2$; número de purificadoras de aceite.
 - $N_{pd} = 0$; número de purificadoras de diesel.
 - $N_{pf} = 2$; número de purificadoras de fuel.
 - $Q_{pa} = 11,899 \text{ m}^3/\text{h}$, caudal unitario de las purificadoras de aceite.
 - $Q_{pd} = 0$;caudal unitario de las purificadoras de diesel.
 - $Q_{pf} = 7,379 \text{ m}^3/\text{h}$; caudal unitario de las purificadoras de fuel.
- El coste del equipo de manejo de lodos, trasiegos y derrames se ha estimado en conjunto en unos 3.500 €
 - El equipo de tratamiento de aditivos para limpieza puede calcularse de forma aproximada con la fórmula (3.60) de la ref.1.

$$C_{tal} = 4 \cdot \text{BHP}^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1000}{166,386} = 20.554,32\text{€}$$

- Por último, equipo de mezcla de combustible tiene un coste aproximado conjunto de unos 45.000 €

Las horas de mano de obra necesarias para la instalación de estos equipos de purificación mencionados anteriormente se estima con ayuda de la fórmula (3.162) de ref.1.

$$H_{\text{purif}} = (300 + 0,056 \cdot \text{BHP}) \cdot (N_{pa} + N_{pd} + N_{pf}) = 6.800\text{h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 340000\text{€}$

7.7 Equipos auxiliares de casco

Dentro de esta partida se han incluido las bombas contraincendios, de lastre, de servicios generales y de sentinas.

El coste de los equipos auxiliares del casco se calculó en primera aproximación con la expresión 3.61 de la ref.1., pero no se obtuvo un coste coherente a día de hoy, por tanto por comparación con otros proyectos y teniendo en cuenta las características de nuestro buque, estimamos el coste de estos equipos en 410000 €

Además hay que considerar las separadoras de sentinas junto con sus bombas y alarmas correspondientes, cuyo coste se ha estimado con la fórmula (3.62) de la ref.1.

$$C_{ss} = (26 \cdot \text{TRB}^{0.5} + 850) \cdot \frac{1000}{166,386} = 51707 \text{€}$$

Siendo TRB = 88.924,38; las toneladas de registro bruto.
El número de horas de mano de obra necesarias para la instalación de estos equipos puede obtenerse de forma aproximada con la expresión (3.163) de ref.1.

$$H = 420 + 0,47 \times L \times (B + D) = 8.725 \text{h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 436296 \text{€}$

7.8. Equipos sanitarios

Su coste puede calcularse mediante las siguientes expresiones de la ref.1. :

· Generadores de agua dulce (3.63) :

$$C_{gad} = 230 \cdot Q_{gad} \cdot n^{\circ} \text{ generadores} \cdot \frac{1000}{166,386} = 41.470 \text{€}$$

Siendo :

_ $Q_{gad} = 30 \text{ T/día}$; caudal del generador de agua dulce.

_ 1 generador de agua dulce.

· Grupos hidrófobos (3.64) :

$$C_{gh} = 110 \cdot N^{0.5} \cdot \frac{1000}{166,386} = 3.967 \text{€}$$

· Planta de tratamiento de aguas residuales (3.65) :

$$C_{tar} = 440 \cdot N^{0.4} \cdot \frac{1000}{166,386} = 11.088 \text{€}$$

· Incinerador de residuos sólidos (3.66) :

$$C_{irs} = 1.900 \cdot N^{0.2} \cdot \frac{1000}{166.386} = 23.383 \text{€}$$

El número de horas de mano de obra necesarias para la instalación de todos estos equipos se ha estimado de acuerdo con la fórmula (3.164) de ref.1.:

$$H = 280 + 8 \times Q + 200 + 3,5 \times N + 410 + 3,9 \times N + 400 = 1796 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 89800 \text{€}$

7.9 Equipos varios

El coste de los distintos elementos que integran esta partida puede aproximarse con estas fórmulas :

- Ventiladores de la cámara de máquinas (3.67) :

$$C_{vcm} = (1,25 \cdot N_v \cdot Q_v^{0.5} + 0,92 \cdot \text{BHP}^{0.5}) \cdot \frac{1000}{166,386} = 5442 \text{€}$$

Siendo :

- $Q_v = 75981 \text{ m}^3/\text{h}$; caudal unitario de cada ventilador.
- $N_v = 2$; número de ventiladores.

- Equipos de desmontaje (3.68) :

$$C_{ed} = 0,14 \cdot 3 \cdot \text{BHP} \cdot \frac{1000}{166,386} = 139717 \text{ €}$$

- Taller de máquinas : su costo se estima en 132222 €

El número de horas de mano de obra utilizadas en la disposición de estos equipos a bordo se puede calcular de manera aproximada con la expresión (3.165) de la ref.1.

$$H_v = 950 + 0,005 \cdot \text{BHP} = 1227 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 61350 \text{ €}$

7.10 Resumen de los costes que integran la partida de maquinaria auxiliar

MAQUINARIA AUXILIAR	Coste material (€)	Coste mano de obra (€)	Coste total (€)
Grupos electrógenos	314183	58890	373073
Refrigeración y lubricación	180303	141900	322203
Equipos generadores de vapor	1411391	56544	1369813
Arranque de motores	89070	122100	211170
Manejo de combustible	120604	448320	568924
Equipos de purificación	358999	204000	562999
Equipos auxiliares de casco	51707	261777,6	313484,6
Equipos sanitarios	38438	53880	92318
Varios	277381	36810	314191
TOTAL MAQUINARIA AUXILIAR	2842076	1384221,6	4128175,6

Tabla 12. 5 - Costes de maquinaria auxiliar

8. CARGOS Y RESPETOS

8.1 Cargos y respetos no reglamentarios

Los costes derivados de los cargos y respetos reglamentarios se suelen incluir en el de los correspondientes equipos; por lo que no cabe considerarlos. Sin embargo, los costes de los cargos y respetos no reglamentarios se han estimado con un coste aproximado de 55000 €

8.2 Respetos especiales

El coste de la hélice de respeto se ha calculado en función del peso y precio unitario de la hélice de servicio, ya que ambas hélices son idénticas en la mayoría de los casos, por tanto el coste de la hélice de respeto al igual que la de servicio es 243955€

Por su parte, el coste del eje de cola de respeto se puede calcular de forma aproximada con la expresión (3.70) de la ref.1.:

$$C_{\text{eje respeto}} = 0,4 \cdot \text{BHP} \cdot \frac{1000}{166,386} = 133064 \text{ €}$$

El número de horas de mano de obra a considerar en esta partida completa se ha estimado según la expresión (3.166) de la ref.1.:

$$H_{\text{cr}} = \text{BHP}^{\frac{2}{3}} + 2 \cdot L + 100 = 2274 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 68220\text{€}$

8.3 Resumen de los costes que integran la partida de cargos y respetos

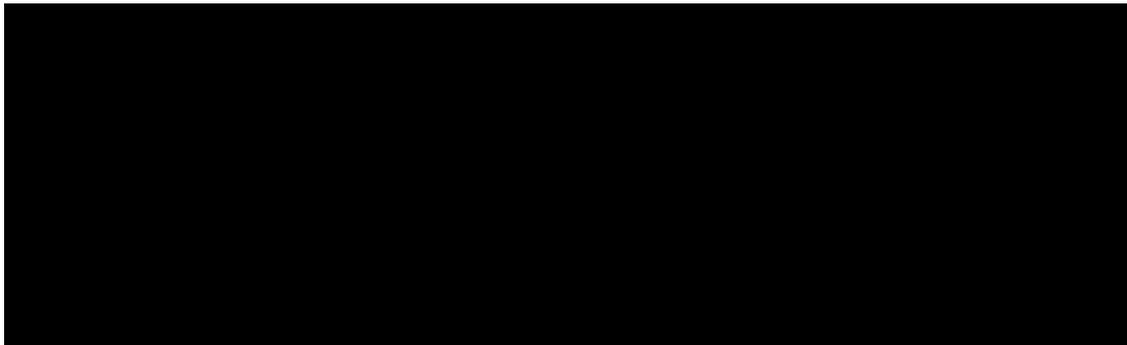


Tabla 12. 6 - Costes de cargos y respetos

9. INSTALACIONES ESPECIALES**9.1 Equipos especiales de servicio de la carga****9.1.1 Equipos para el manejo de líquidos**

El coste de las bombas y elementos que componen esta partida se puede calcular con ayuda de las siguientes expresiones de la ref.1 :

- Bombas centrífugas de descarga (3.82) :

$$C_{bd} = 4,6 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot Q_b^{0,82} \cdot H_d^{0,35} \cdot N_b \cdot \frac{1000}{166,386} = 583830 \text{€}$$

Siendo :

- $Q_{bd} = 4.088,88 \text{m}^3/\text{h}$; caudal de cada bomba centrífuga de descarga.
- $H_d = 130 \text{m.c.a.}$; altura de descarga.
- $N_d = 3$; número de bombas centrífugas de descarga.

Al coste de las bombas centrífugas hay que añadir el del sistema de cebado, que puede estimarse con ayuda de la expresión (3.83) de la ref.1 :

$$C_{sc} = 6,8 \cdot (N_d \cdot Q_{bd})^{0,9} \cdot \frac{1000}{166,386} = 195544 \text{€}$$

El número de horas de mano de obra necesarias para la instalación de estos equipos la estimamos con ayuda de la expresión (3.173) de la ref.1 :

$$H_{bc} = 210 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot N_b = 762 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 22860$
€

- Bombas y eyectores de achique o agotamiento (3.87) de la ref.1 :

$$C_{be} = 5 \cdot Q_{bd}^{\frac{2}{3}} \cdot H_d^{0,35} \cdot N_{be} \cdot \frac{1000}{166,386} = 42215 \text{€}$$

Siendo :

- $N_{be} = 1$; número de bombas de achique o agotamiento.

Las horas de mano de obra correspondientes a la instalación de las bombas y eyectores de achique pueden estimarse en base a 210 h/unidad, obteniéndose un total de 630 horas.

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 18900$ €

9.1.2 Equipos de acondicionamiento y limpieza de espacios de carga

El coste de las máquinas de limpieza fija se puede estimar con la ayuda de la expresión(3.89) de la ref.1 :

$$C_{lf} = 0,97 \cdot L \cdot B \cdot \frac{1000}{166,386} = 76954\text{€}$$

Las horas de mano de obra correspondientes a la instalación de las máquinas de limpieza pueden estimarse con la ecuación (3.174) de la ref.1 :

$$H_{lf} = 0,15 \cdot L^{1,05} \cdot B = 2617\text{h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 78510\text{€}$

9.1.3 Tubería y valvulería de carga

En buques de transporte de carga líquida distintos a los LPG, el coste de esta partida puede considerarse igual a la tercera parte del coste de las bombas de descarga, bombas de lavado de tanques y bombas de agotamiento, siendo por tanto su valor 299514€

En cuanto al coste global en concepto de mano de obra de esta partida, se ha estimado en un 17 % de los costes totales mencionados en el párrafo anterior, es decir 50917€

9.1.4 Instalaciones eléctricas especiales, instrumentación y control

En buques de transporte de carga líquida distintos a los LPG, el coste de esta partida se ha estimado en una quinta parte del coste de las bombas de descarga, lavado de tanques y agotamiento, siendo por tanto su valor 179708€

En cuanto al coste global en concepto de mano de obra puede considerarse que supone aproximadamente un 7,5 % del total de los costes de los equipos que se han descrito en el párrafo anterior, es decir 13478€

9.2 Instalaciones y equipos de automatización, telecontrol y alarma

En esta partida se engloban los costes de los equipos instalados en la cabina y en los puestos de control, al igual que los dispositivos de automatización y control instalados a bordo del buque. Su coste se estimará en 610324 €

Los costes de mano de obra de esta partida están incluidos en los costes de adquisición de material.

9.3 Instalaciones y equipos especiales contraincendios

El coste de estas instalaciones y equipos puede estimarse con ayuda de las siguientes expresiones de la ref.1 :

- Instalaciones contraincendios de carácter estructural (3.109) :

Su coste se evalúa en función de la superficie de alojamientos, que para el caso que nos ocupa es de 2383 m².

$$C_{\text{cie}} = (765 + 0,870 \cdot S_h) \cdot \frac{1000}{166,386} = 17058 \text{ €}$$

Las horas de mano de obra pueden estimarse con la expresión (3.188) :

$$H_{\text{cie}} = 1000 + 0,4 \cdot S_h = 1953 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 97650 \text{ €}$

- Instalaciones fijas de contraincendios en cubierta (3.111) :

$$C_{\text{cie}} = 1,82 \cdot (1 + 0,0013 \cdot L) \cdot L \cdot B \cdot \frac{1000}{166,386} = 193940 \text{ €}$$

Las horas de mano de obra pueden estimarse con la expresión (3.190) :

$$H_{\text{cie}} = 0,39 \cdot L^{1,1} \cdot B = 8.991 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 449541 \text{ €}$

- Instalaciones rociadoras de agua (3.112) :

$$C_{\text{ra}} = 0,665 \cdot S_h \cdot \frac{1000}{166,386} = 9524 \text{ €}$$

Las horas de mano de obra pueden estimarse con la expresión (3.191) :

$$H_{\text{ra}} = 0,35 \cdot S_h = 834 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 41700 \text{ €}$

- Equipos detectores de incendios en la cámara de máquinas (3.114) :

El coste de estos equipos se calculó en primera aproximación mediante la expresión 3.114 de la ref.1, pero no se obtuvo un valor coherente a día de hoy, por tanto, por comparación con otros proyectos y teniendo en cuenta las características de nuestro buque, se estima el coste en 45750 €

Las horas de mano de obra pueden estimarse con la expresión (3.193) :

$$H_{\text{edi}} = 65 \cdot (L_{\text{CM}} \cdot D_{\text{CM}} \cdot B)^{0,25} + 80 \cdot N_{\text{ch}} = 1235 \text{ h}$$

Por tanto, el coste de la mano de obra es $C_{\text{mano obra}} = 61738 \text{ €}$

9.4 Instalaciones y equipos especiales de seguridad

El coste de estas instalaciones y equipos especiales de seguridad puede estimarse con ayuda de las siguientes expresiones de la ref.1 :

- Equipos de protección del personal (3.115) :

$$C_{\text{epp}} = 550 \cdot 0,5 \cdot N^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{1000}{166,386} = 18020 \text{ €}$$

- Equipo de detección de gases (3.116) :

$$C_{dg} = 8000 \cdot (1 + 1) \cdot \frac{1000}{166,386} = 96162 \text{ €}$$

- Planta de gas inerte (3.117) : su coste se estima en 150000 €

En cuanto a los costes de mano de obra se contabilizarán únicamente las horas de instalación de la planta de gas inerte puesto que en las otras dos partidas se considera que están incluidos en los gastos de adquisición del material. Este coste se estima en 250000 €

9.5. Resumen de los costes que integran la partida de instalaciones especiales



10. COSTES TOTALES DEL PROYECTO

Teniendo en cuenta todas las partidas anteriormente analizadas, se obtiene el precio del buque proyecto.

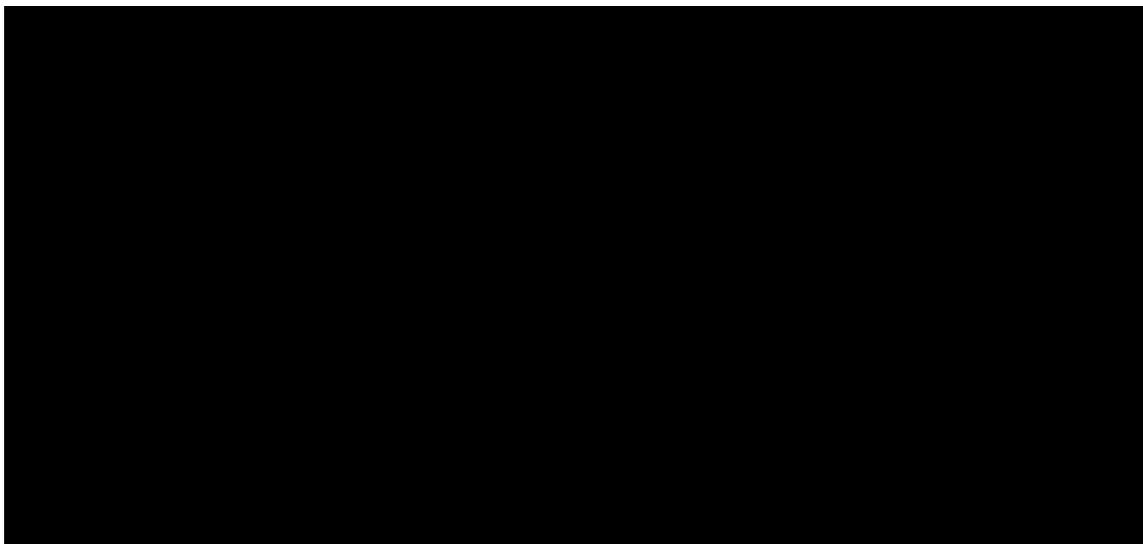


Tabla 12. 7 - Coste del buque proyecto

10.1 Comentarios al coste total

En la revista “Ingeniería Naval”, junio 2008, pág 10, Tabla 2, vienen expuestos los precios de nuevas construcciones desde 1998 a abril de 2008. Centrémonos en los petroleros de distintos tamaños y en el precio más reciente (abril de 2008) en el que se dan los siguientes datos :

Petroleros	TPM	Precio de nuevas construcciones en MUS\$
VLCC	300000	153/155
Suezmax	150000	94/95
Aframax	110000	76/77
Panamax	70000	63/65
Handy	47000	51/52

Tabla 12. 8 - Precios petroleros abril 2008

Se observa, que en abril de 2008, el precio de un SUEZMAX(150000TPM), estaba en los 95 millones de dólares. En nuestro caso, y dada la confidencialidad de la información, y lo reacios que son los grandes astilleros a darle publicidad, nos encontramos con muy poca información al respecto , en consecuencia no podemos exactamente saber cuál sería aproximadamente el precio de mercado actual de nuestro buque, pero sí nos damos cuenta que andamos en un rango aceptable, teniendo en cuenta el precio de los distintos tamaños de petroleros en esta tabla.

Actualmente, si tenemos en cuenta que 1€es 1.4\$, nuestro buque tendría un precio de mercado de 101694850EUROS. Quizá pueda resultar algo elevado en comparación

con los datos aportados por la revista anteriormente mencionada, sin embargo creemos, y por lo comentado con algunos profesores sobre el tema, que dichos datos resultan algo bajos.

De todas formas, cabe comentar, que este presupuesto se ha realizado bajo la bibliografía indicada para este tipo de proyectos en la escuela a día de hoy. Pero en nuestra opinión, y teniendo en cuenta que la bibliografía recomendada es de hace 20 años, puede que en algunos casos, las expresiones empleadas disten bastante de lo que supone hoy el coste de ciertos materiales, o la cantidad de horas de mano de obra empleadas para cada partida. Un presupuesto más exhaustivo se realizaría con una minuciosa consulta de suministradores, empresas auxiliares y astilleros, pero creemos que no era nuestro cometido aquí profundizar a este nivel, y sí hacernos una idea de tal coste, además de analizarlo con estos comentarios.

11. FINANCIACION

La forma de financiar un buque depende de factores muy diversos como pueden ser la capacidad económica de la empresa compradora, el acuerdo con la entidad financiera, el país donde se realice la operación y su normativa en materia fiscal al respecto, etc. Pese a tal libertad en este sentido, en este apartado lo que se pretende es ejemplificar un posible modelo de financiación, con la normativa actualmente en vigor y lo más realista posible.

Dado el tipo de inversión de que se está tratado, característico tanto por su cuantía como por los riesgos económicos que lleva asociado, existen una serie de mecanismos de apoyo, bien sea a modo de ayuda estatal o en forma de condiciones fiscales favorables, que facilitan el desarrollo de la operación financiera.

Dadas las características particulares de un buque como bien mueble con capacidad de desplazamiento y, a su vez, de grandes dimensiones y elevadísimos costes de inversión, el mecanismo de financiación adquiere tintes muy particulares respecto a otros tipos de bienes. Debido a los riesgos económicos que implica el negocio naviero, la entidad financiera que proporciona el crédito al armador, no suele asumir el 100% del coste del buque. De esta forma el pago del mismo suele desglosarse en dos partidas:

- El armador aporta una parte del precio del buque con sus fondos propios. Con frecuencia esto asciende al 20% del precio del buque.
- El resto (80%) es financiado con financiación externa, por medio de un crédito.

El mecanismo de concesión del crédito depende por una parte del riesgo que ha de asumir la empresa financiera y por otra de las garantías que a ésta le ofrezca, de que va a ser posible devolver el crédito, o de que, si esto no es posible, el prestamista pueda resarcirse embargando algún bien de valor suficiente al prestatario. Estas garantías serán de dos tipos:

- **Hipotecarias** : el crédito se afianzará primordialmente con la hipoteca, y contemplará la solvencia profesional del solicitante y la rentabilidad de la

explotación, es decir, cuando el propio buque financiado se constituye como garantía.

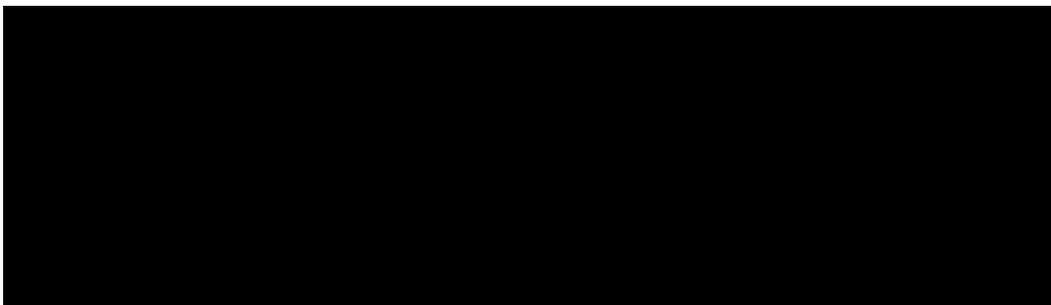
- **Complementarias** : cuando la hipoteca no es suficiente para garantizar la totalidad del crédito, la entidad de financiación podrá solicitar la aportación de garantías complementarias del propio armador, así como garantías de cualquier tipo aportadas por otra sociedad o entidad ajena al mismo.

La garantía hipotecaria, que no se contempla en España hasta la aprobación de la y hipotecaria Naval de 1893, encuentra los problemas derivados de la movilidad del buque, la posibilidad de cambiar de nombre, de registro, etc. y, actualmente no suele cubrir más del 55 ó 60% de la garantía hipotecaria; el resto debe ser cubierto por garantías complementarias. Éstas pueden ser los propios contratos de fletamento o arrendamiento de que disponga el armador o bien otra serie de apoyos por parte de entidades de prestigio. En relación a estas últimas, existe un sistema de garantías con respaldo estatal o **avales estatales** que, según establece la Unión Europea, no deben suponer gasto para el propio estado (lo que se denominan condiciones “Pure Cover”). Para ello, se ofrecen a cambio del pago de una cierta prima (según estudios realizados por el Foro de las Industrias Marítimas, deberá ser del 1% ó 1,5% del valor vivo de la garantía recibida, según los casos), sin que dicho aval estatal pueda superar, en ningún caso, el 27% del precio total del buque. Anualmente se establece un límite máximo para el total de los avales estatales.

Se considerará que el armador dispone de un contrato de transporte de crudo, por 10 años de duración que, por parte de la entidad financiera, se ha estimado pueden cubrir el 15% del valor del buque y el resto se ha conseguido garantizar por medio de avales estatales.

Además de los mencionados avales, existen otros modos de ayuda a la financiación como son los incentivos fiscales a la inversión de buques y, más concretamente, el mecanismo de **amortización acelerada** en 3 ó 4 años. Esta fórmula permite pagar en un plazo más corto de tiempo la amortización del crédito contraído y diferir con ello el pago del principal del mismo.

A continuación se presenta un esquema del modelo de financiación del buque proyecto, en el que se especifican cada una de las partidas :



11.1. Tipos de créditos**11.1.1 Crédito subsidiario (Real Decreto 442/94)**

Las condiciones de un crédito subsidiario son:

Armadores	Nacionales y comunitarios
Principal máximo drédito	80%
Interés mínimo	8%
Plazo máximo	12 (o 14) años
Años de carencia	Hasta 2 años

Tabla 12. 9 – Crédito subsidiario

El interés es independiente de la moneda en que se denomine el crédito y el Estado abona al banco financiador hasta tres puntos de subvención.

11.1.2 Crédito con garantía estatal (OCDE)

Las condiciones de un crédito en términos OCDE son:

Armadores	Exportación y nacionales
Principal máximo drédito	80%
Interés mínimo	CIRR de la moneda
Plazo máximo	8,5 años
Años de carencia	Ninguna

Tabla 12. 10 - Crédito con garantía estatal

CIRR (Commercial Interest Reference Ratio) es el tipo de interés de la Deuda Pública en dicha moneda que oficialmente se publica por la Comisión cada mes para cada divisa.

El mercado OCDE llegó a recoger el crédito de 12 años permitiendo garantías complementarias con apoyo oficial en términos “pure cover” donde el armador debe abonar íntegramente el coste comercial de las garantías. Pero el veto por CESCE (Compañía Española de Seguro de Crédito a la Exportación) de emitir garantías para los créditos comprendidos en el Real Decreto, ha limitado la cobertura del riesgo a un plazo de amortización de 8,5 años el cual resulta obsoleto, como así lo reconoce la Comunidad Internacional.

11.2. Forma de pago e hitos de construcción

Durante la construcción del buque se establecen, contractualmente, una serie de hitos en referencia a los cuales al Armador va realizando los sucesivos pagos parciales.

El período de construcción del buque del proyecto se estima en 18 meses, a lo largo de los cuales se distribuyen los cinco pagos e hitos que se indican a continuación.

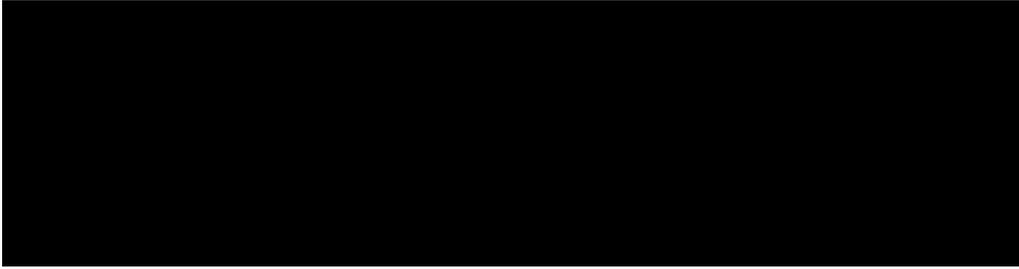


Tabla 12. 11 - Hitos de construcción

12. COSTES DE EXPLOTACION

La estructura del coste de explotación de un buque es muy variable, por lo que es muy difícil señalar unos porcentajes concretos del coste de cada una de las partidas que lo constituyen.

En esta estructura influyen las características del buque y las condiciones de su explotación. Por otra parte, los costes están variando constantemente y las cifras que pudieran darse hoy dejarían de tener valor, probablemente, dentro de un año. Por ello se darán porcentajes de participación de cada una de las distintas partidas que integran el coste de explotación, de forma que se pueda apreciar la importancia relativa de cada una de ellas.

Distinguiremos los costes fijos y los costes directos :

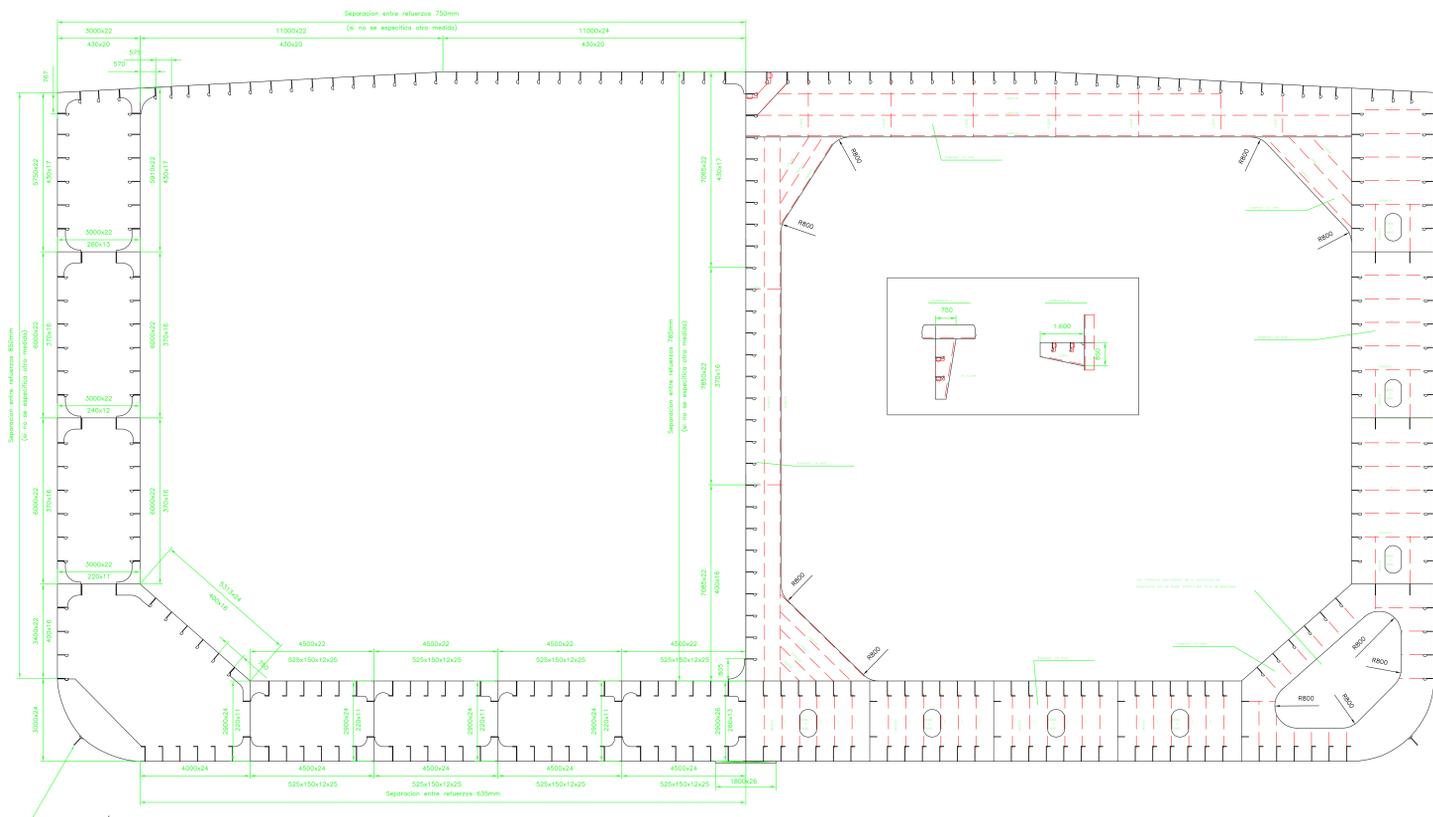
- **Costes fijos :**
 - A su vez distinguimos los costes financieros, las primas de seguro, el mantenimiento, el coste relativo de la tripulación y la amortización.
 - Los costes financieros dependen de la forma de financiación utilizada para la construcción del buque. Los costes financieros anuales medios son del orden del 4 o del 5% del valor inicial del buque.
 - Las primas de seguro, incluyendo el seguro marítimo habitual más el de guerra y huelgas y la participación en un club de protección e indemnización pueden tener un coste del 2% aproximadamente del valor inicial del buque.
 - El mantenimiento, incluyendo las reparaciones, los costes de las inspecciones oficiales y de las sociedades de clasificación y los pertrechos puede estimarse del orden del 3% del valor del buque.
 - El coste relativo de la tripulación es aproximadamente del 0,5% del valor del buque.
 - La amortización dependerá del criterio que siga la compañía naviera, pero por norma general, estará entre el 5 y el 10% del valor del buque.
- **Costes directos :**

Se pueden resumir en costes de puerto y consumos.

Los costes de puerto dependen del puerto en que haga escala el buque y la duración de la escala. Los petroleros normalmente realizan navegaciones muy largas, permaneciendo en puerto períodos muy cortos durante muy pocas escalas anuales, y

usando a veces fondeaderos cuyo coste es relativamente bajo. Son costes de puerto aquellos derivados por la utilización del puerto, como son los derechos de atraque, faros, boyas, etc., y los servicios que de él recibe : practicaaje, remolque, etc.

- Los consumos y, concretamente, el combustible tienen una gran influencia en el coste total de la explotación, y más en este momento en el que estamos. Los demás, (agua dulce, etc.) representan cifras muy bajas.



M. FLECTOR MAX. EN AGUAS TRANQUILAS

ANILLO 4120000.00 KWH
 QUERASTO 4120000.00 KWH

CARACTERÍSTICAS

ESCALA ENTRE PERFILES/CELULAS 200 mm
 ESALTA TOTAL 277.6 mm
 MARGA DE TRAZADO 50 mm
 MARGA DE TRAZADO 50 mm
 CALIDAD DE PROYECTO 16.8 mm
 COEFICIENTE DE REDUCCION 0.85

CLASIFICACION

CUBIERTA PROTECTOR DE SHIPPLING
 USAR CUBIERTA PAVO DEL TUBERO SUP
 5.3M
 DEE 1

ESPACIADO DE TRANSVERSALES

CUBIERTAS PIGRAS 600 mm
 CUBIERTAS C. DE MAQUINAS 180 mm
 SUP. BALANCIERAS ZONA DE CARGA 1400 mm

Otros datos

Tipo de acero: A
 Numero de hojas: 4774
 Material:
 Tipo: 100L, 100 mm
 Peso estándar: 10000 kg
 Cantidad:
 Tipo: con cubierta
 Cantidad: 120000
 Cantidad de acero: 120
 Unidad de medida:
 Numero: 4
 Cantidad de cada tipo: 100 mm
 Unidad de medida: 716 kg

PARAMETROS DE ESCANTELOADO

ANILLO DE ESCANTELOADO 200 mm
 MARGA DE ESCANTELOADO 10 mm
 MARGA DE ESCANTELOADO 10 mm
 CALIDAD DE ESCANTELOADO 16.8 mm
 COEFICIENTE DE ESCANTELOADO 0.85

Calidades

PLANCHAS DE PANTALLA Y OJALA D
 PLANCHAS DE BORDO DEBEN PONER VARRAS Y TIRAS B
 RESTO DE PLANCHAS Y ELEMENTOS A

CUADERNA MAESTRA

Datos del proyecto:
 PROYECTO NUMERO: 1748
 PETROLERO DE CRUDO DE 165.000 TPM
 ESCALA: 1:75

Realizado por:
 Miguel Ballester Chacon
 Guillermo Zamarrípa Solano

