

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un buque granelero de 45000 TPM

Cuaderno 1

Dimensionamiento y Formas

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1.	Introducción	4
2.	Elaboración de la base de datos.....	5
3.	Dimensionamiento a partir de la base de datos	12
3.1.	Estimación inicial del desplazamiento (Δ).....	12
3.2.	Estimación de las dimensiones principales.....	13
3.2.1.	Estimación de la eslora	13
3.2.2.	Estimación de la manga (B).....	15
3.2.3.	Estimación del calado (T) y el puntal (D)	18
4.	Dimensionamiento a partir de fórmulas aproximadas.....	24
4.1.	Estimación de la eslora.	24
4.1.1.	Posdunine – Van Lammeren	24
4.1.2.	Maglioni	26
4.1.3.	Jaeger	27
4.2.	Estimación de la manga	28
4.2.1.	Arkenbout – Schokker	28
4.2.2.	Watson.....	28
5.	Cálculo de los coeficientes de formas	30
5.1.	Estimación del Coeficiente de Bloque.....	30
5.1.1.	Definición	30
5.1.2.	Alexander.....	30
5.1.3.	Ayre	32
5.1.4.	Kerlen	33
5.1.5.	Van Lammeren	33
5.1.6.	Minorsky.....	33
5.1.7.	Katsoulis	33
5.2.	Estimación del Coeficiente de la Maestra.....	34
5.2.1.	Kerlen	35
5.2.2.	HSVA	35
5.2.3.	J.Torroja.....	35
5.2.4.	Arnaldos	36
5.3.	Estimación del Coeficiente Prismático Longitudinal	37
5.4.	Estimación del Coeficiente de la Flotación	37

6.	Estimación del desplazamiento	39
6.1.	Estimación del Peso en Rosca	39
6.1.1.	Cálculo del peso de la estructura de acero.....	39
6.1.2.	Cálculo del peso del equipo y habilitación.....	41
6.1.3.	Cálculo del peso del peso de la maquinaria propulsora y auxiliar	42
6.2.	Cálculo de la posición del centro de gravedad del buque en rosca.....	44
6.2.1.	Centro de gravedad de la estructura del acero.....	44
6.2.2.	Centro de gravedad del peso del equipo y la habilitación	44
6.2.3.	Centro de gravedad de la maquinaria	45
7.	Resumen de las características principales del buque.....	45
8.	Generación de formas.....	46
9.	Modificación de los parámetros principales.....	47
9.1.	Coficiente de Bloque.....	47
9.2.	Coficiente de la Maestra.....	47
9.3.	Coficiente Prismático	48
9.4.	Coficiente de la Flotación	48
9.5.	Desplazamiento.....	48
9.6.	Dimensiones principales	49
9.7.	Posición longitudinal del centro de carena	49
9.7.1.	Van Lammeren	50
9.7.2.	L. Troost	50
9.7.3.	Programa de diseño: Maxsurf Modeller.....	50
10.	Bulbo de proa	52
10.1.	Dimensiones del bulbo	52
10.1.1.	Altura del punto de máxima protuberancia (H_x)	53
10.1.2.	Abscisa del punto de máxima protuberancia (X_x).....	53
10.1.3.	Área transversal del bulbo en la perpendicular de proa (S_{20}).....	54
11.	Estimación del semiángulo de entrada de la flotación	55
12.	Formas en u y v en proa	56
13.	Perfil de popa.....	57
14.	Curva de áreas	58
15.	Bibliografía.....	59
	ANEXO I: TABLA DE COEFICIENTES	60

ANEXO II: CURVA DE ÁREAS	62
ANEXO III: PLANO DE FORMAS	64

1. Introducción

En este capítulo se va a realizar una estimación de las dimensiones principales del buque. Para llevar a cabo este proceso, hay que disponer en primer lugar de una base de datos completa, por lo que hay que completar los que se han obtenido de las distintas fuentes de información.

Una vez completada esta base de datos, se van a obtener las características del buque mediante dos métodos, mediante regresiones lineales y la aplicación de fórmulas. Otra forma de obtenerlos sería mediante la cifra de mérito, con la que se consigue optimizar la dimensión crítica del buque.

Un tercer método que podría emplearse, en caso de que se tuviera una base de datos cuyas Toneladas de Peso Muerto no se encontraran tan alejadas del dato de partida, sería mediante la obtención del buque base. Debido a las causas mencionadas anteriormente, este método ha sido descartado.

A continuación, se van a definir las formas del buque a proyectar. Con el fin de poder hallar dichas formas, se ha de tratar de adaptar las formas del buque a los resultados obtenidos mediante los cálculos realizados anteriormente durante el dimensionamiento. Esto ha de realizarse manteniéndose las formas lo más hidrodinámicamente posible, teniendo en cuenta los perfiles de proa y popa, así como los elementos que los componen.

Para llevar a cabo la generación de las formas del buque se ha empleado el programa de arquitectura naval Maxsurf.

Las variables halladas en la primera parte del capítulo junto con las características del buque, va a dar resultado a un buque cuyas dimensiones principales y coeficientes han de ser similares a las obtenidas a partir de la transformación paramétrica. Se comprobará que las dimensiones obtenidas mediante esta transformación se encuentren dentro de los intervalos establecidos para la comprobación de la obtención de los valores de los distintos coeficientes mediante rectas de regresión y fórmulas aproximadas.

2. Elaboración de la base de datos

El primer paso que se ha llevado a cabo para realizar el dimensionamiento del buque proyecto ha sido elaborar una base de datos. Esta base de datos, entre las que se recogen diversas características de buques, ha sido elaborada a partir de distintas fuentes.

Algunas de las dimensiones más importantes de la misma no se encuentran disponibles por lo que para su obtención se han empleado el resto de datos.

En la Tabla 1, se puede observar las dimensiones principales de los buques que se analizan:

Tabla 1. Dimensiones principales incompletas de los buques

	Nombre del buque	LOA (m)	L_{pp} (m)	B (m)	D (m)	T (m)
B1	Erietta	199,98	-	32,24	-	13,01
B2	Anne Mette Bulkier	184,75	-	30,6	-	10,02
B3	Teal Bulkier	189,99	-	32,31	-	12,83
B4	Singapore Bulkier	189,99	-	32,26	-	12,8
B5	Ocean Perfect	188,5	-	32,26	-	12,16
B6	Tokyo Bulkier	199,98	-	32,24	-	13,01
B7	Queen Sapphire	199,98	-	32,24	-	13,01
B8	Geraldine Manx	189,99	-	32,25	-	12,83
B9	Kmarin Jasmine	180	-	30	-	10,62
B10	Daiwan Brave	180	-	30	-	9,82
B11	Umm Ad Dalkh	186,4	178,934	27,8	15,6	10,918
B12	Butinah	190	183,3	32,26	18,5	13
B13	Al Yasat II	190	183,3	32,26	18,5	13
B14	Arrilah I	186,4	178,934	27,8	15,6	10,918
B15	Ras Ghumays I	190	183,3	32,26	18,5	13
B16	Abu Al Abyad	190	184,28	32,26	18,5	13
B17	Shan	186,4	178,934	27,8	15,6	10,918
B18	Eun Ji	194,983	190	30,5	16,6	10,7
B19	B.Delta 43	189,99	-	30	-	-
B20	B.Delta 37	179,99	-	30	-	-

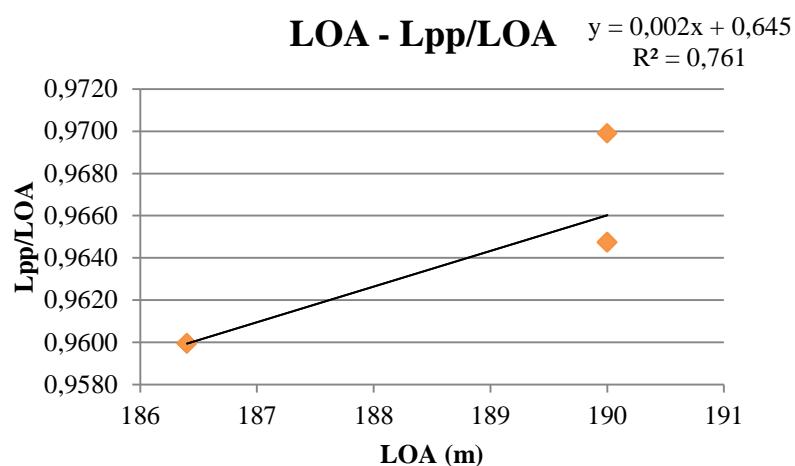
Al no disponer de los datos de la eslora entre perpendiculares, del calado y del puntal de algunos de los buques a analizar, se ha recurrido a realizar dos regresiones lineales y al empleo de una ecuación.

La primera regresión que se realiza es para obtener el valor de la eslora entre perpendiculares (L_{pp}), relacionándose la eslora total (LOA) de los buques del 11 al 17, de los que se dispone de una información completa, con sus respectivas esloras entre perpendiculares, esta operación queda recogida en la Tabla 2.

Tabla 2. Cálculo de la L_{pp} (m) para el resto de buques de la base de datos

	Nombre del buque	LOA (m)	L_{pp} (m)	L_{pp}/LOA
B11	Umm Ad Dalkh	186,4	178,934	0,960
B12	Butinah	190	183,3	0,965
B13	Al Yasat II	190	183,3	0,965
B14	Arrilah I	186,4	178,934	0,960
B15	Ras Ghumays I	190	183,3	0,965
B16	Abu Al Abyad	190	184,28	0,970
B17	Shan	186,4	178,934	0,960

En la Gráfica 1, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:



Gráfica 1. Recta de regresión LOA - L_{pp}/LOA

Como se puede apreciar en una primera instancia es que la recta de regresión está compuesta únicamente por tres puntos, pero realmente está compuesta por todos los

puntos que aparecen en la Tabla 2, por lo que una recta de regresión compuesta por siete valores se puede considerar válida.

Se obtiene un valor del coeficiente de correlación válido, obteniéndose la siguiente recta de regresión y el valor de dicho coeficiente:

$$\frac{L_{pp}}{LOA} = 0,002 \cdot LOA + 0,645 \quad (1)$$

$$R^2 = 0,761$$

Una vez hallada la recta de regresión que establece la relación entre la eslora total (LOA) y la eslora entre perpendiculares (L_{pp}), se procede a calcular las esloras restantes de los diez primeros buques, introduciendo el valor de la eslora total en la ecuación anterior. Los resultados se ven recogidos en la Tabla 1 del Anexo. La magnitud en la que es medida la eslora es en metros.

A continuación se aplica una ecuación que establece una relación entre el calado (T) y las Toneladas de Peso Muerto (TPM), se emplea para poder averiguar el calado de los buques 19 y 20. Este cálculo se realiza previamente a la segunda recta de regresión con el fin de que pueda hallarse el puntal de estos dos buques a partir de la regresión lineal. La ecuación empleada es la siguiente¹:

$$T = 0,480719 \cdot TPM^{0,298293} \quad (2)$$

La ecuación (2) puede considerarse como válida ya que ha sido elaborada mediante una base de datos únicamente de buques graneleros. Tras realizar el cálculo de los puntales de aquellos buques de los que no se dispone el puntal como dato, se comprobará que las dimensiones de los buques que componen esta base de datos cumplen con los límites propuestos.

La segunda recta a realizar es la del cálculo del puntal de los buques, para ello se ha empleado el calado correspondiente al agua salada en verano. Se llevan a cabo los mismos pasos anteriores.

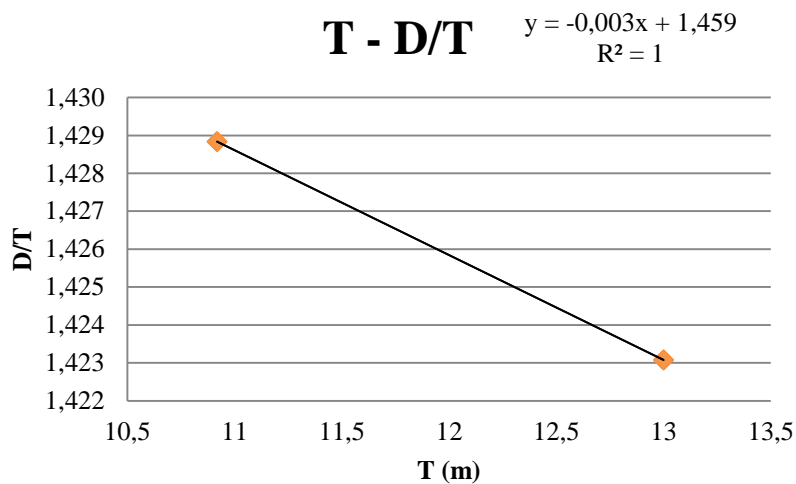
Tabla 3. Cálculo del puntal D (m) para el resto de buques de la base de datos

	Nombre del buque	D (m)	T (m)	D/T
B11	Umm Ad Dalkh	15,6	10,918	1,429
B12	Butinah	18,5	13	1,423
B13	Al Yasat II	18,5	13	1,423

¹ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 452

B14	Arrilah I	15,6	10,918	1,429
B15	Ras Ghumays I	18,5	13	1,423
B16	Abu Al Abyad	18,5	13	1,423
B17	Shan	15,6	10,918	1,429

En la Gráfica 2, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:



Gráfica 2 Recta de regresión T – D/T

A primera vista puede parecer que la recta la componen únicamente dos puntos, pero en realidad está compuesta por todos los valores de la Tabla 3, lo que ocurre es que coinciden los siete puntos en esos dos.

Se obtiene un valor del coeficiente de correlación válido, obteniéndose la siguiente recta de regresión y el valor de dicho coeficiente:

$$\frac{D}{T} = -0,0028 \cdot T + 1,459 \quad (3)$$

Una vez hallada la recta de regresión que establece la relación entre el puntal y el calado, se procede a calcular los puntales restantes, introduciendo el valor del calado en la ecuación anterior.

En la Tabla 5, se recogen las dimensiones principales de los buques y las principales relaciones para poder comprobar que se encuentran de los límites establecidos, que vienen recogidos en la Tabla 4.

Tabla 4. Límites relación L/B y B/T

L_{pp}/B		B/T	
Mín	Máx	Mín	Máx
5,5	6,5	2,3	85

Tabla 5. Comprobación de las dimensiones principales de los buques base

	Nombre del buque	L_{pp} (m)	B (m)	T (m)	L_{pp}/B	B/T
B1	Erietta	196,99	32,24	13,01	6,110	2,478
B2	Anne Mette Bulker	177,21	30,6	10,02	5,791	3,054
B3	Teal Bulker	183,93	32,31	12,83	5,693	2,518
B4	Singapore Bulker	183,93	32,26	12,8	5,701	2,520
B5	Ocean Perfect	182,01	32,26	12,16	5,642	2,653
B6	Tokyo Bulker	196,99	32,24	13,01	6,110	2,478
B7	Queen Sapphire	196,99	32,24	13,01	6,110	2,478
B8	Geraldine Manx	183,93	32,25	12,83	5,703	2,514
B9	Kmarin Jasmine	171,20	30	10,62	5,707	2,825
B10	Daiwan Brave	171,20	30	9,82	5,707	3,055
B11	Umm Ad Dalkh	178,93	27,8	10,918	6,436	2,546
B12	Butinah	183,30	32,26	13	5,682	2,482
B13	Al Yasat II	183,30	32,26	13	5,682	2,482
B14	Arrilah I	178,93	27,8	10,918	6,436	2,546
B15	Ras Ghumays I	183,30	32,26	13	5,682	2,482
B16	Abu Al Abyad	184,28	32,26	13	5,712	2,482
B17	Shan	178,93	27,8	10,918	6,436	2,546
B18	Eun Ji	190,00	30,5	10,7	6,230	2,850
B19	B.Delta 43	183,93	30	11,59	6,131	2,589
B20	B.Delta 37	171,19	30	11,34	5,706	2,645

Como se puede observar en la Tabla 5, casi todos los buques cumplen con los límites orientativos establecidos en la Tabla 4, aquellos en los que no se cumplen es debido a un margen muy pequeño.

Ya conocidas las dimensiones eslora, manga, calado y puntal de los buques en estudio, el siguiente paso es disponer del desplazamiento y de la potencia de los buques del 1 al 10 y de 18 al 20.

Para el primero de ellos, el desplazamiento, se halla a partir de una ecuación sacada de la bibliografía que establece una relación entre las Toneladas de Peso Muerto y el desplazamiento, que es la siguiente²:

$$\Delta = 2,21442 \cdot TPM^{0,943855} \quad (4)$$

Esta fórmula puede considerarse como válida ya que ha sido elaborada mediante una base de datos únicamente de buques graneleros, a continuación, se comprobará que cumplen con los límites propuestos.

Una vez obtenidos los resultados del desplazamiento, se ha comprobado que la relación entre el TPM y el desplazamiento se encuentra dentro del intervalo considerado válido, que se encuentra reflejado en la Tabla 6:

Tabla 6. Límites de la relación TPM/ Δ

TPM (t)		TPM/ Δ (%)	
Mín	Máx	Mín	Máx
20000	50000	74	85
50000	200000	80	87

Con el fin de averiguar la potencia de los buques en estudio, se ha recurrido a una constante que establece una relación entre el desplazamiento, la velocidad y la potencia de los mismos. Este coeficiente es el siguiente³:

$$C_N = \frac{\Delta^{\frac{2}{3}} \cdot V^3}{P} \quad (5)$$

² PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 450

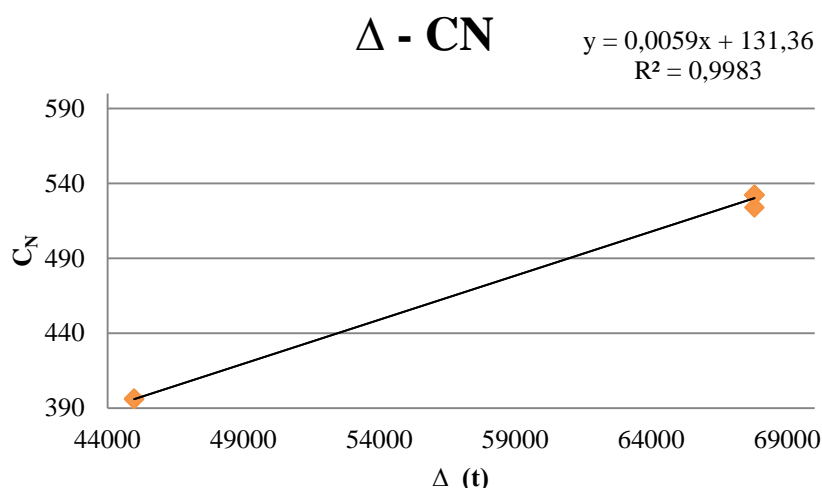
³ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 88

Con los valores obtenidos para los buques del número 11 al 17, se ha realizado una recta de regresión entre el desplazamiento, que se dispone y dicho coeficiente.

Tabla 7. Cálculo del coeficiente C_N

	Nombre del buque	C_N	Δ (t)	V (nudos)	P (kW)
B11	Umm Ad Dalkh	395,906	44980	13,5	7860
B12	Butinah	523,905	67795	14,5	9675
B13	Al Yasat II	532,154	67795	14,5	9525
B14	Arrilah I	395,906	44980	13,5	7860
B15	Ras Ghumays I	532,156	67795,4	14,5	9525
B16	Abu Al Abyad	532,156	67795,4	14,5	9525
B17	Shan	395,906	44980	13,5	7860

En la Gráfica 3, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:



Gráfica 3. Regresión lineal $\Delta - C_N$

Al igual que en las gráficas anteriores, puede parecer que se compone simplemente por los tres puntos que aparecen, pero estos puntos representan valores coincidentes, por lo que se realiza a continuación la recta de regresión de dichos puntos.

Se obtiene un valor del coeficiente de correlación válido, obteniéndose la siguiente recta de regresión y el valor de dicho coeficiente:

$$C_N = 0,0059 \cdot \Delta + 131,36 \quad (6)$$

$$R^2 = 0,9983$$

Empleando estas ecuaciones se puede obtener el coeficiente C_N y con éste se halla la potencia del buque expresada en Kilovatios.

Con los valores hallados, la base de datos se encuentra completa. Dicha tabla, se corresponde a la Tabla 1 del Anexo I.

3. Dimensionamiento a partir de la base de datos

Hay una variable que ha sido fijada en las especificaciones del buque, que es las Toneladas de Peso Muerto. Con el fin de estimar las dimensiones principales del buque, se va a establecer una relación entre las dimensiones principales de los buques de la base de datos y la variable ya indicada. Se va a realizar a partir de rectas de regresión, con un alto coeficiente de ajuste, aunque para ello sea necesario suprimir alguno de los valores de entrada de la tabla.

Para poder emplear de manera más correcta este método se debería de multiplicar los resultados obtenidos por una cifra de mérito que permite establecer una serie de criterios para comprobar cuál de los resultados obtenidos sería el más válido. No se dispone de la cifra de mérito correspondiente a estos buque por lo que se tomará el resultado obtenido directamente de la regresión lineal optimizada.

3.1. Estimación inicial del desplazamiento (Δ)

Para obtener el desplazamiento del buque, se ha empleado la ecuación (4), al igual que en el apartado anterior. En la que se establece la relación entre el TPM y el desplazamiento del buque.

Introduciendo el Peso Muerto de dato en la ecuación, se obtiene que:

$$\Delta = 2,21442 \cdot 45000^{0,943855}$$

$$\Delta = 54603,175 \text{ t}$$

Para comprobar que este desplazamiento pueda considerarse como válido, se comprueba que la relación existente entre las TPM y desplazamiento se encuentren dentro de los parámetros establecidos en la Tabla 5.

$$\frac{TPM}{\Delta} = \frac{45000}{54603,175} = 0,824$$

Como se puede ver, este valor se encuentra comprendido entre los límites, por lo que puede considerarse que el método para estimar el desplazamiento del buque como correcto.

Una vez obtenido y comprobado el valor del desplazamiento, puede hallarse el Peso en Rosca del buque, a partir de la siguiente relación:

$$PR = \Delta - PM \quad (7)$$

$$PR = 54603,175 - 45000 = 9603,175 \text{ t}$$

Este modo de haber calculado el Peso en Rosca del buque es más impreciso que si se hubiera estimado cada una de las partidas de peso que lo componen, ya que con el empleo de dichas ecuaciones se comete un menor error.

Las principales partidas del Peso en Rosca se calculan posteriormente, ya que se requerirán de dimensiones principales que todavía no son conocidas, el resultado obtenido de esos cálculos se comparará con los obtenidos en esta primera estimación y se comprobará que pueda transportar las TPM establecidas.

Por otro lado la relación existente entre el peso muerto y el desplazamiento, dependiendo del valor de las Toneladas de Peso Muerto son las siguientes:

$$0,81 < \frac{TPM}{\Delta} < 0,87 \quad \text{si } TPM > 50000 \quad (8)$$

$$0,74 < \frac{TPM}{\Delta} < 0,84 \quad \text{si } TPM < 50000 \quad (9)$$

Realizando el cociente entre las toneladas de peso muerto y el desplazamiento queda:

$$\frac{45000}{54603,175} = 0,824$$

Por lo que se encuentra dentro del intervalo (9) considerándose esta primera aproximación del desplazamiento válida.

3.2. Estimación de las dimensiones principales

Para poder llevar a cabo la estimación de las dimensiones principales del buque se realiza, como se ha mencionado anteriormente, una serie de rectas de regresión.

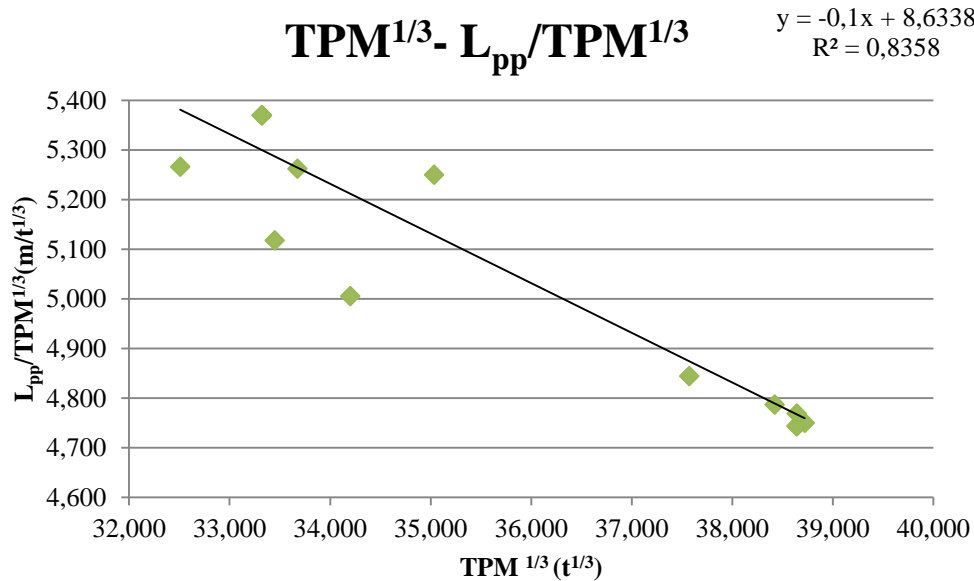
3.2.1. Estimación de la eslora

El primer parámetro que se va a obtener es la eslora entre perpendiculares. Para ello se establece una relación entre la raíz cúbica de las Toneladas de Peso Muerto y el coeficiente de la eslora con la raíz cúbica de las Toneladas de Peso Muerto. En la Tabla 8 se encuentran los datos a partir de los cuales se obtiene una recta de regresión con un alto coeficiente de ajuste, para ello se han tenido que suprimir aquellos valores que reducían este coeficiente, en este caso, los correspondientes a los buques 1, 6 y 7.

Tabla 8. Cálculo de la L_{pp} (m) a partir de la relación $L_{pp}/TPM^{1/3}$

	Nombre del buque	L_{pp} (m)	TPM (t)	$TPM^{1/3}$ ($t^{1/3}$)	$L_{pp}/TPM^{1/3}$ ($m/t^{1/3}$)
B1	Erietta	196,993	61166	-	-
B2	Anne Mette Bulker	177,208	38191	33,676	5,262
B3	Teal Bulker	183,926	57903	38,687	4,754
B4	Singapore Bulker	183,9261	56718	38,421	4,787
B5	Ocean Perfect	182,006	53035	37,571	4,844
B6	Tokyo Bulker	196,993	61418	-	-
B7	Queen Sapphire	196,993	61388	-	-
B8	Geraldine Manx	183,926	58058	38,722	4,750
B9	Kmarin Jasmine	171,198	37423	33,449	5,118
B10	Daiwan Brave	171,198	34358	32,509	5,266
B11	Umm Ad Dalkh	178,934	37000	33,322	5,370
B12	Butinah	183,3	57700	38,642	4,744
B13	Al Yasat II	183,3	57700	38,642	4,744
B14	Arrilah I	178,934	37000	33,322	5,370
B15	Ras Ghumays I	183,3	57700	38,642	4,744
B16	Abu Al Abyad	184,28	57700	38,642	4,769
B17	Shan	178,934	37000	33,322	5,370
B18	Eun Ji	190	43500	35,169	5,402
B19	B.Delta 43	183,926	43000	35,034	5,250
B20	B.Delta 37	171,185	40000	34,200	5,005

En la Gráfica 4, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:

Gráfica 4. Recta de regresión TPM^{1/3} - L_{pp}/TPM^{1/3}

A partir de estos datos se obtiene la siguiente ecuación y coeficiente de ajuste:

$$\frac{L_{pp}}{TPM^{\frac{1}{3}}} = -0,1 \cdot TPM^{\frac{1}{3}} + 8,6338 \quad (10)$$

$$R^2 = 0,8358$$

Introduciendo el valor establecido del Peso Muerto se obtiene:

$$L_{pp} = 180,52 \text{ m}$$

A continuación, empleando la ecuación del primer apartado en la que a partir de la eslora total (LOA) se ha averiguado la eslora entre perpendiculares (L_{pp}), se halla la eslora total del buque.

$$\frac{L_{pp}}{LOA} = 0,0017 \cdot LOA + 0,6451 \quad (11)$$

Introduciendo el valor de la eslora entre perpendiculares y despejando de la ecuación se obtiene que la eslora total del buque (LOA) adopta un valor de:

$$LOA = 187,64 \text{ m}$$

3.2.2. Estimación de la manga (B)

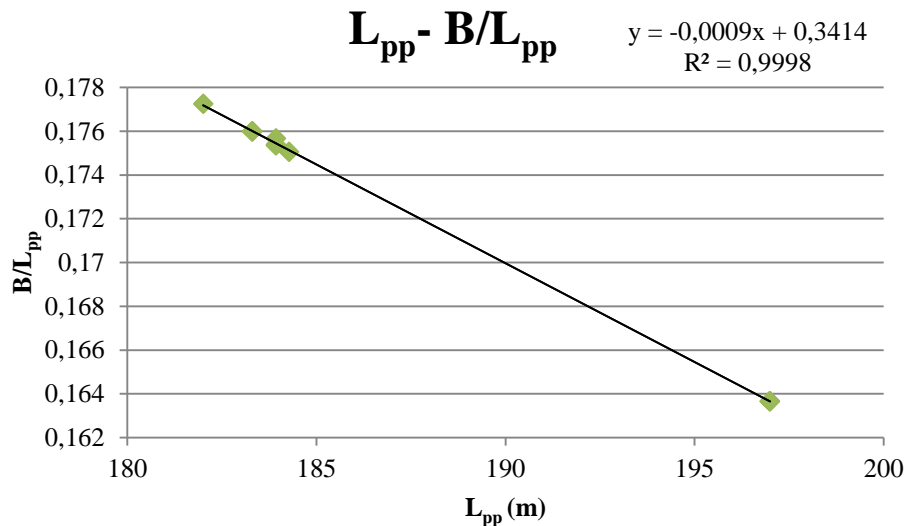
Una vez hallada la eslora entre perpendiculares, se procede al cálculo de la manga. Para ello se establece una relación entre la eslora entre perpendiculares y la relación entre la manga y la eslora. En la Tabla 9 se encuentran los datos a partir de los cuales se obtiene

una recta de regresión con un alto coeficiente de ajuste. Para obtener dicha recta se ha tenido que suprimir aquellos valores que reducen el coeficiente de ajuste, en este caso, los correspondientes a los buques 2, 9, 10, 11, 17, 18, 19 y 20.

Tabla 9. Cálculo de la B (m) a partir de la relación B/L_{pp}

	Nombre del buque	L_{pp} (m)	B (m)	B/L
B1	Erietta	196,993	32,24	0,164
B2	Anne Mette Bulker	177,208	10,60	-
B3	Teal Bulker	183,926	32,31	0,176
B4	Singapore Bulker	183,926	32,26	0,175
B5	Ocean Perfect	182,006	32,26	0,177
B6	Tokyo Bulker	196,993	32,24	0,164
B7	Queen Sapphire	196,993	32,24	0,164
B8	Geraldine Manx	183,9260	32,25	0,175
B9	Kmarin Jasmine	171,198	30	-
B10	Daiwan Brave	171,198	30	-
B11	Umm Ad Dalkh	178,934	27,8	-
B12	Butinah	183,3	32,26	0,176
B13	Al Yasat II	183,3	32,26	0,176
B14	Arrilah I	178,934	27,8	-
B15	Ras Ghumays I	183,3	32,26	0,176
B16	Abu Al Abyad	184,28	32,26	0,175
B17	Shan	178,934	27,8	-
B18	Eun Ji	190	30,5	-
B19	B.Delta 43	183,926	30	-
B20	B.Delta 37	171,185	30	-

En la Gráfica 5, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:

Gráfica 5. Recta de regresión L_{pp} - B/L_{pp}

A partir de estos datos se obtiene la siguiente ecuación y coeficiente de ajuste:

$$\frac{B}{L_{pp}} = -0,0009 \cdot L_{pp} + 0,3414 \quad (12)$$

$$R^2 = 0,9998$$

Introduciendo el valor de la eslora entre perpendiculares hallado en el apartado 2.2.1. se obtiene una manga que adopta un valor de:

$$B = 32,23 \text{ m}$$

La relación entre la eslora y la manga de un buque tipo granelero, considerado un buque de tamaño medio y lento, es la siguiente⁴:

$$5,5 < L_{pp}/B < 6,5 \quad (13)$$

La relación toma un valor de:

$$\frac{L_{pp}}{B} = \frac{180}{32,227} = 5,602$$

Al encontrarse dentro de intervalo expresado anteriormente (13), puede considerarse como válido el valor de la manga.

⁴ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 102

3.2.3. Estimación del calado (T) y el puntal (D)

El valor de calado se va a obtener de dos modos distintos, es decir, a partir de dos rectas de regresión, mientras que el puntal se ha hallado a partir de la ecuación que establece una relación entre el puntal y el calado empleada en el apartado anterior.

La primera recta de regresión se ha establecido una relación entre la eslora entre perpendiculares y el cociente entre el calado y la eslora entre perpendiculares. El calado empleado para la realización de estos cálculos es el de verano en agua salada.

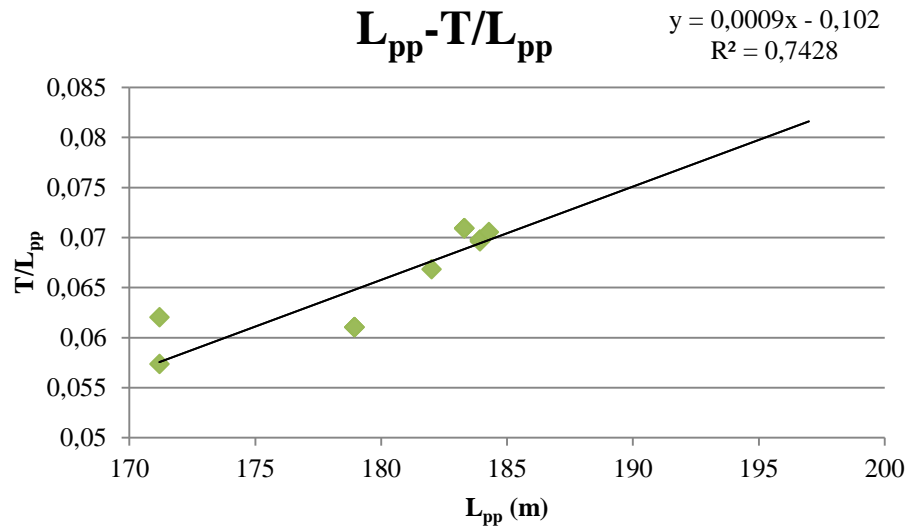
En la Tabla 10 se encuentran los datos a partir de los que se obtiene una recta de regresión con un alto coeficiente de ajuste. Para obtener dicha recta se ha tenido que suprimir aquellos valores que desmejoraban el ajuste de la recta, disminuyendo dicho coeficiente, en este caso, los correspondientes a los buques 1, 2, 6, 7 y 18, 19 y 20.

Tabla 10. Obtención de T (m) a partir de la relación T/L_{pp}

	Nombre del buque	L_{pp} (m)	T (m)	T/L_{pp}
B1	Erietta	196,993	13,01	-
B2	Anne Mette Bulker	177,208	10,02	-
B3	Teal Bulker	183,926	12,83	0,070
B4	Singapore Bulker	183,926	12,8	0,070
B5	Ocean Perfect	182,006	12,16	0,067
B6	Tokyo Bulker	196,993	13,01	-
B7	Queen Sapphire	196,993	13,01	-
B8	Geraldine Manx	183,926	12,83	0,070
B9	Kmarin Jasmine	171,198	10,62	0,062
B10	Daiwan Brave	171,198	9,82	0,057
B11	Umm Ad Dalkh	178,934	10,918	0,061
B12	Butinah	183,3	13	0,071
B13	Al Yasat II	183,3	13	0,071
B14	Arrilah I	178,934	10,918	0,0610
B15	Ras Ghumays I	183,3	13	0,071
B16	Abu Al Abyad	184,28	13	0,071
B17	Shan	178,934	10,918	0,061
B18	Eun Ji	190	10,700	-
B19	B.Delta 43	183,926	11,588	-

	Nombre del buque	L _{pp} (m)	T (m)	T/L _{pp}
B20	B.Delta 37	171,185	11,341	-

En la Gráfica 6, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:



Gráfica 6. Recta de regresión $L_{pp}-T/L_{pp}$

A partir de estos datos se obtiene la siguiente ecuación y coeficiente de ajuste:

$$\frac{T}{L_{pp}} = -0,0009 \cdot L_{pp} - 0,102 \quad (14)$$

$$R^2 = 0,7428$$

Introduciendo el valor de la eslora entre perpendiculares hallado en el apartado 2.2.1. se obtiene que el calado adopta un valor de:

$$T = 11,96 \text{ m}$$

Este valor del calado es similar a los de los del resto de buques graneleros de una eslora similar a la hallada.

La relación entre la manga y el calado y entre la eslora entre perpendiculares y el puntal de un buque tipo granelero, han de estar comprendidas en los intervalos (15) y (16) respectivamente, se pueden observar a continuación⁵:

$$2,1 < B/T < 3,2 \quad (15)$$

⁵ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 102

$$10,5 < L_{pp}/D < 12,8 \quad (16)$$

A continuación se realiza la comprobación de que con los datos obtenidos a partir de las regresiones lineales anteriores se cumple con el intervalo (15).

$$\frac{B}{T} = \frac{32,227}{11,96} = 2,694$$

Al encontrarse dentro de intervalo establecido, puede considerarse como válido el valor del calado hallado a partir de esta recta de regresión.

Con el fin de obtener el puntal del buque, se emplea la ecuación (3) empleada en el primer apartado, en la que se establece una relación entre el calado y el puntal.

Introduciendo el valor del calado hallado a partir de la ecuación (14), el puntal adopta un valor de:

$$D = 17,06 \text{ m}$$

Seguidamente se comprueba que el valor del puntal está dentro de los parámetros establecidos.

$$\frac{L_{pp}}{D} = \frac{180,52}{17,06} = 10,58$$

Al igual que el valor anterior, cumple con los límites establecidos, por lo que se pueden considerar como correctos los resultados de las rectas de regresión.

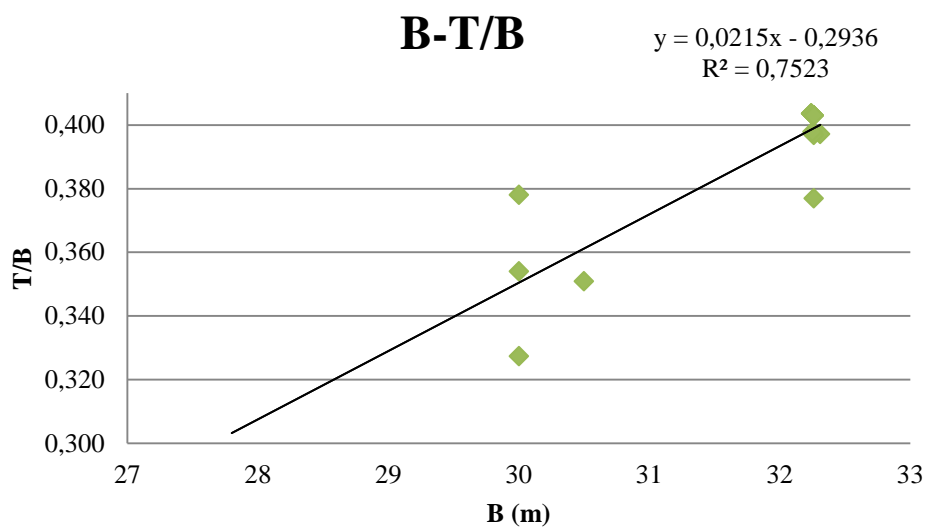
Por otro lado, se ha establecido una segunda recta de regresión en la que en lugar de relacionar la eslora con el calado del buque, en lugar de la eslora se ha empleado la manga del buque. Por lo que la relación establecida es entre la manga y el cociente entre el calado y la manga, esta relación se ve recogida en la Tabla 11:

Tabla 11. Cálculo del T (m) a partir de la relación T/B

	Nombre del buque	B (m)	T (m)	T/B
B1	Erietta	32,24	13,010	0,404
B2	Anne Mette Bulker	30,6	10,020	-
B3	Teal Bulker	32,31	12,830	0,397
B4	Singapore Bulker	32,26	12,800	0,397
B5	Ocean Perfect	32,26	12,160	0,377
B6	Tokyo Bulker	32,24	13,010	0,404
B7	Queen Sapphire	32,24	13,010	0,404

	Nombre del buque	B (m)	T (m)	T/B
B8	Geraldine Manx	32,25	12,830	0,398
B9	Kmarin Jasmine	30	10,620	0,354
B10	Daiwan Brave	30	9,820	0,327
B11	Umm Ad Dalkh	27,8	10,918	-
B12	Butinah	32,26	13,000	0,403
B13	Al Yasat II	32,26	13,000	0,403
B14	Arrilah I	27,8	10,918	-
B15	Ras Ghumays I	32,26	13,000	0,403
B16	Abu Al Abyad	32,26	13,000	0,403
B17	Shan	27,8	10,918	-
B18	Eun Ji	30,5	10,700	0,351
B19	B.Delta 43	30	11,588	-
B20	B.Delta 37	30	11,341	0,378

En la Gráfica 7, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:



Gráfica 7. Recta de regresión B-T/B

A partir de estos datos se obtiene la siguiente ecuación y coeficiente de ajuste:

$$\frac{T}{B} = -0,0215 \cdot B - 0,2936 \quad (17)$$

$$R^2 = 0,7523$$

Introduciendo el valor de la eslora entre perpendiculares hallado en el apartado 3.2.1. se obtiene que el calado adopta un valor de:

$$T = 12,84 \text{ m}$$

Al igual que se ha realizado anteriormente, se comprueba que se encuentre dentro del intervalo (15).

$$\frac{B}{T} = \frac{32,227}{12,836} = 2,511$$

Al encontrarse dentro de intervalo, puede considerarse como válido el valor del calado hallado a partir de esta recta de regresión.

Con el fin de obtener el puntal del buque, se emplea la ecuación (3) usada en el primer apartado, en la que se establece una relación entre el calado y el puntal.

Introduciendo el valor del calado hallado a partir de la ecuación (14), el puntal adopta un valor de:

$$D = 18,27 \text{ m}$$

Como se ha hecho con el valor del calado, este resultado también ha de comprobarse que cumple con los límites de la expresión anterior (16).

$$\frac{L_{pp}}{D} = \frac{180,52}{18,27} = 9,88$$

Como puede apreciarse, este valor de la relación eslora-calado no se encuentra dentro de los límites del intervalo, por lo que no puede considerarse como válido.

Entre los dos resultados de calado y puntal obtenidos, se opta por el primero de ellos debido a que se comete un error menor y que ambos valores, tanto el calado como el puntal, se encuentra dentro de los límites establecidos.

Al obtener la eslora a partir de una recta de regresión, solo depende del error cometido en dicha recta. En cambio en el segundo caso, la manga vuelve a depender de otra recta de regresión y del valor de la eslora entre perpendiculares que lleva asociada un error de ajuste de la primera recta de regresión. Aun habiéndose cometido estos errores se puede apreciar que los resultados obtenidos por ambos métodos son muy similares.

Por estos motivos se escogen los valores obtenidos en primer lugar.

Seguidamente se expone una tabla resumen (Tabla 12) con los valores obtenidos con las rectas de regresión, que serán empleados para cálculos posteriores.

Tabla 12. Resumen de las dimensiones obtenidas mediante rectas de regresión

Eslora Total (m)	187,64
Eslora entre perpendiculares (m)	180,52
Manga (m)	32,23
Puntal (m)	17,06
Calado (m)	11,96

4. Dimensionamiento a partir de fórmulas aproximadas

En este apartado se va a proceder a calcular las dimensiones principales del buque a partir de ecuaciones, que hace que se obtenga unas dimensiones similares a las que se han obtenido en el apartado anterior.

4.1. Estimación de la eslora.

Con el propósito de obtener un valor aproximado de este valor, se emplean tres métodos distintos.

4.1.1. Posdunine – Van Lammeren

Este método está basado en un coeficiente que establece una relación entre la eslora entre perpendiculares, la velocidad de servicio del buque y el volumen de carena del mismo. Este coeficiente viene representado con la letra C y adopta la siguiente expresión⁶:

$$C = \frac{L_{pp}}{\left(\frac{V}{V+2}\right)^2 * \nabla^{1/3}} \quad (18)$$

El primer paso a realizar ha sido obtener dicho coeficiente C, después se ha establecido una relación entre las Toneladas de Peso Muerto y el cociente entre dicho coeficiente y las Toneladas de Peso Muerto. Esta información se encuentra reflejada en la Tabla 13.

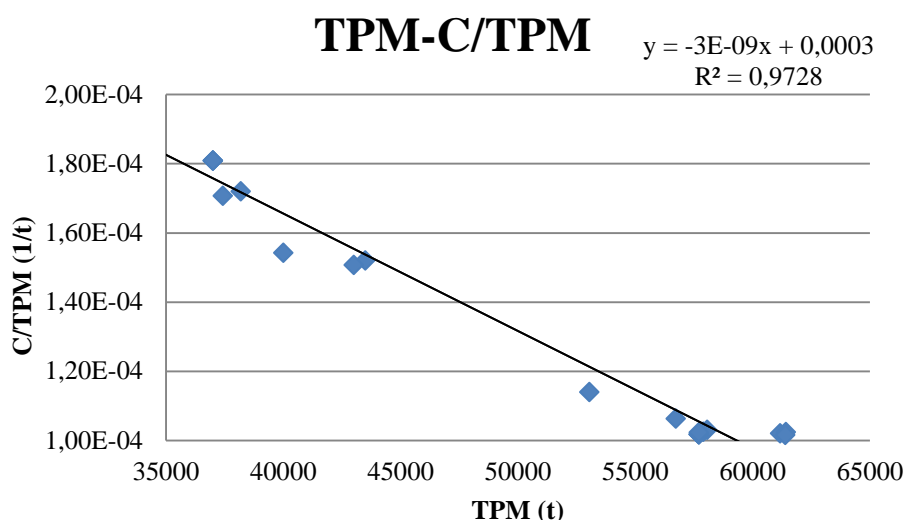
Tabla 13. Obtención del coeficiente C, método de Posdunine – Van Lammeren

	Nombre del buque	L _{pp} (m)	V (nudos)	Δ (t)	∇ (m ³)	C	TPM (t)	C/TPM
B1	Erietta	196,99	14	71960	70136,45	6,239	61166	1,02E-04
B2	Anne Mette Bulker	177,21	14	44930,588	43791,99	6,567	38191	1,72E-04
B3	Teal Bulker	183,93	14	68121,177	66394,91	5,933	57903	1,02E-04
B4	Singapore Bulker	183,93	13,5	66727,059	65036,12	6,029	56718	1,06E-04
B5	Ocean Perfect	182,01	14	62394,118	60812,98	6,045	53035	1,14E-04
B6	Tokyo Bulker	196,99	13,5	72256,471	70425,41	6,288	61418	1,02E-04
B7	Queen Sapphire	196,99	14	72221,177	70391,01	6,232	61388	1,02E-04
B8	Geraldine Manx	183,93	13,5	68303,529	66572,64	5,982	58058	1,03E-04
B9	Kmarin Jasmine	171,20	14	44027,059	42911,36	6,387	37423	1,71E-04
B10	Daiwan Brave	171,20	13,65	40421,177	39396,86	6,614	34358	1,92E-04
B11	Umm Ad Dalkh	178,93	13,5	44980	43840,16	6,690	37000	1,81E-04
B12	Butinah	183,30	14,5	67795	66076,99	5,871	57700	1,02E-04

⁶ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 103

	Nombre del buque	L _{pp} (m)	V (nudos)	Δ (t)	∇ (m ³)	C	TPM (t)	C/TPM
B13	Al Yasat II	183,30	14,5	67795	66076,99	5,871	57700	1,02E-04
B14	Arrilah I	178,93	13,5	44980	43840,15	6,690	37000	1,81E-04
B15	Ras Ghumays I	183,30	14,5	67795,400	66077,38	5,871	57700	1,02E-04
B16	Abu Al Abyad	184,28	14,5	67795,400	66077,38	5,902	57700	1,02E-04
B17	Shan	178,93	13,5	44980	43840,15	6,690	37000	1,81E-04
B18	Eun Ji	190,00	14,5	52883,632	51543,50	6,611	43500	1,52E-04
B19	B.Delta 43	183,93	14	52309,716	50984,13	6,479	43000	1,51E-04
B20	B.Delta 37	171,19	14	48858,185	47620,06	6,169	40000	1,54E-04

En la Gráfica 8, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:



Gráfica 8. Recta de regresión TPM- C/TPM

A partir de estos datos se obtiene la siguiente ecuación y coeficiente de ajuste:

$$\frac{C}{TPM} = -0,0215 \cdot TPM - 0,2936 \quad (19)$$

$$R^2 = 0,9728$$

Introduciendo el valor de las Toneladas de Peso Muerto en la expresión anterior se obtiene que el coeficiente C adopta un valor de:

$$C = 6,687$$

Seguidamente, una vez que el coeficiente C se conoce, se procede a calcular la eslora entre perpendiculares resultante.

El volumen de carena del buque proyecto ha sido calculado a partir del desplazamiento, y éste de la ecuación que establece la relación entre el desplazamiento y las Toneladas de Peso Muerto. La velocidad de servicio es dada como dato, que para el buque proyecto toma un valor de 15 nudos.

La eslora, despejando de la ecuación (18) queda:

$$L_{pp} = C \cdot \left(\left(\frac{V}{V+2} \right)^2 * \nabla^{\frac{1}{3}} \right) \quad (20)$$

Introduciendo los siguientes datos:

$$\nabla = 53219,468 \text{ m}^3$$

$$V = 15 \text{ nudos}$$

Se obtiene:

$$L_{pp} = 195,83 \text{ m}$$

4.1.2. Maglioni

El procedimiento de Maglioni para estimar la eslora entre perpendiculares, se basa en cuatro ecuaciones diferentes que se muestran a continuación. Estas fórmulas van a depender de cuatro parámetros: a, b, c y d, los se encuentran reflejados en la Tabla 14⁷.

Tabla 14. Parámetros de Maglioni

	Min	Normal	Máx
a	13,4	14,2	15,6
b	10,8	11,4	12,6
c	12,9	13,6	15,1
d	10,3	10,9	12

$$a) L_{pp} = a \cdot \sqrt[4]{PM}$$

Tomando el valor de a como el mínimo de la tabla, el resultado es:

$$L_{pp} = 195,17 \text{ m}$$

$$b) L_{pp} = b \cdot \sqrt[4]{PM} \cdot \sqrt{0,1 v}$$

Tomando el valor de b como el mínimo de la tabla, el resultado es:

⁷ TUDELA PÉREZ, J.F. "Apuntes de la asignatura de proyectos" Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2 Dimensionamiento del buque.

$$L_{pp} = 192,65 \text{ m}$$

$$c) L_{pp} = c \cdot \sqrt[4]{\Delta}$$

Tomando el valor de c como el mínimo de la tabla, el resultado es:

$$L_{pp} = 196,85 \text{ m}$$

$$d) L_{pp} = d \cdot \sqrt[4]{\Delta} \cdot \sqrt{0,1 v}$$

Tomando el valor de d como el mínimo de la tabla, el resultado es:

$$L_{pp} = 192,49 \text{ m}$$

Los valores obtenidos de la eslora entre perpendiculares en estos cuatro casos, son muy similares entre ellos y al valor resultante de la aplicación del método anterior.

4.1.3. Jaeger

El método de Jaeger, se basa en una fórmula que depende de los parámetros p y q , como se muestra a continuación⁸.

$$L_{pp} = \left((p + q)^{\frac{1}{3}} + (p - q)^{\frac{1}{3}} \right)^2 \quad (21)$$

Estos valores pueden obtenerse a partir de la aplicación de las siguientes ecuaciones:

$$p = b \cdot \Delta^{1/3} \cdot v \quad (22)$$

$$q = b \cdot \Delta^{\frac{1}{3}} \cdot \sqrt{v^2 - 2 \cdot \Delta^{\frac{1}{3}}} \quad (23)$$

El valor de b es sacado según el tipo de buque, en este caso adopta un valor de:

$$b = 0,833$$

Por lo tanto, el valor de la eslora es el siguiente:

$$L_{pp} = 194,53 \text{ m}$$

Los valores de la eslora entre perpendiculares obtenido a partir de estos tres métodos difieren del obtenido mediante el empleo de las rectas de regresión, esto puede estar causado ya que en estas ecuaciones no se tiene en cuenta el tipo de buque al que se le está aplicando las ecuaciones, es decir, son fórmulas de carácter general.

⁸ TUDELA PÉREZ, J.F. "Apuntes de la asignatura de proyectos" Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2 Dimensionamiento del buque.

4.2. Estimación de la manga

Con el propósito de obtener un valor aproximado de la manga, se han empleado dos métodos distintos.

4.2.1. Arkenbout – Schokker

Empleando este método, se va a conocer por encima de qué valores se debe encontrar la manga del buque⁹.

$$B \geq \frac{L_{pp}}{9} + 3,66 \quad (24)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior, se obtiene:

$$B \geq 23,717 \text{ m}$$

4.2.2. Watson

A partir de la ecuación propuesta por Watson se obtiene un valor de la manga aproximado, ya que no se tiene en cuenta las formas del buque. La ecuación empleada es la siguiente¹⁰:

$$B = \frac{L_{pp}}{9} + 4,27 \quad (25)$$

Introduciendo el valor de la eslora en la expresión anterior:

$$B = 24,328 \text{ m}$$

Los valores obtenidos a partir de aplicación de las ecuaciones anteriores, al igual que ocurría en el caso de la eslora entre perpendiculares, son valores aproximados en los que no se ha tenido en cuenta las formas del buque, por lo que se toma como correcto el valor de la manga obtenido mediante las regresiones lineales.

A continuación, los resultados obtenidos a partir de estas ecuaciones de distintos autores se recogen en la Tabla 15, con el fin de que se puedan comparar dichas dimensiones.

⁹ TUDELA PÉREZ, J.F. “Apuntes de la asignatura de proyectos” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2 Dimensionamiento del buque.

¹⁰ TUDELA PÉREZ, J.F. “Apuntes de la asignatura de proyectos” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2 Dimensionamiento del buque.

Tabla 15. Resumen de las dimensiones obtenidas a partir de fórmulas aproximadas

Eslora	
Posdunine – Van Lammeren	195,83 m
Maglioni	a) 195,17 m
	b) 192,65 m
	c) 196,85 m
	d) 192,49 m
Jaeger	194,53 m
Manga	
Arkenbout- Schokker	$\geq 23,72$ m
Watson	24,328 m

5. Cálculo de los coeficientes de formas

Para poder hallar los distintos coeficientes de formas, se ha recurrido a emplear las distintas expresiones dadas por diversos autores, así como la propia definición del coeficiente.

5.1. Estimación del Coeficiente de Bloque

Con el fin de poder obtener diversos valores de este coeficiente se ha llevado a cabo la aplicación de siete métodos distintos.

El coeficiente de bloque, ha de encontrarse dentro de los límites del siguiente intervalo¹¹:

$$0,72 < C_B < 0,86 \quad (26)$$

Al finalizar el cálculo mediante el empleo de los distintos métodos, se comprobará la validez de los mismos.

5.1.1. Definición

El coeficiente de bloque se define como la relación existente entre el volumen de la carena y el producto de la eslora, manga y el calado del buque.

$$C_B = \frac{\nabla}{L \cdot B \cdot T} \quad (27)$$

Tomando los valores de obtenidos a partir de las rectas de regresión se obtiene que:

$$C_B = \frac{53219,468}{180,52 \cdot 32,227 \cdot 11,96} = 0,765$$

5.1.2. Alexander

Este método está basado en el empleo de un coeficiente K , el cual va a depender del coeficiente de bloque, de la velocidad así como de la eslora entre perpendiculares. La expresión de dicho término es la siguiente¹²:

¹¹ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 102

¹² ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 584.

$$K = C_B + 0,5 \cdot \frac{V}{\sqrt{3,28 \cdot L_{pp}}} \quad (28)$$

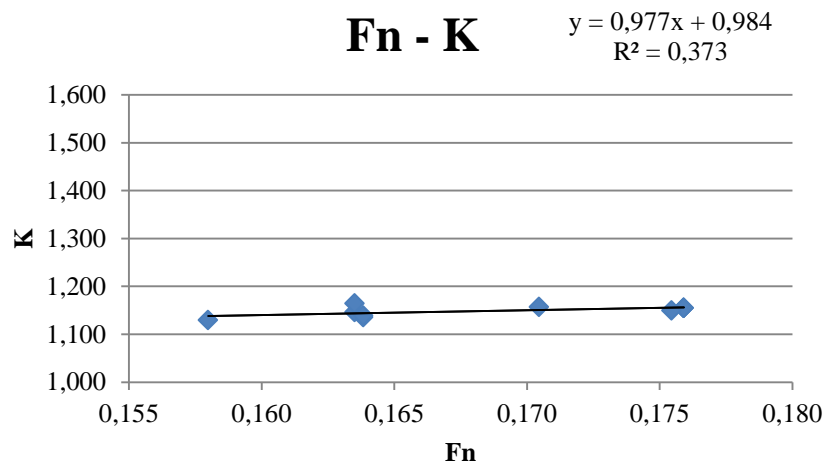
Para conocer el valor de dicho término, hay que realizar en primer lugar una recta de regresión del coeficiente K y el número de Froude. Previamente ha de realizarse el cálculo del parámetro K y del Coeficiente de bloque de cada uno de los buques en estudio, además del número de Froude.

En la Tabla 16 se recoge el valor de todos estos parámetros.

Tabla 16. Cálculo del coeficiente K, método de Alexander

	Nombre del buque	L _{pp} (m)	B (m)	D (m)	T (m)	TPM (t)	V (nudos)	∇ (m³)	C _B	K	Fn
B1	Erietta	196,99	32,24	18,54	13,01	61166	14	71102,4	0,86	1,136	0,164
B2	Anne Mette Bulker	177,21	30,6	14,28	10,02	38191	14	45584,7	0,84	1,129	0,173
B3	Teal Bulker	183,93	32,31	18,28	12,83	57903	14	67516,8	0,89	1,171	0,170
B4	Singapore Bulker	183,93	32,26	18,24	12,8	56718	13,5	66211,9	0,87	1,147	0,164
B5	Ocean Perfect	182,01	32,26	17,33	12,16	53035	14	62146,2	0,87	1,157	0,170
B6	Tokyo Bulker	196,99	32,24	18,54	13,01	61418	13,5	71378,8	0,86	1,129	0,158
B7	Queen Sapphire	196,99	32,24	18,54	13,01	61388	14	71345,9	0,86	1,139	0,164
B8	Geraldine Manx	183,93	32,25	18,28	12,83	58058	13,5	67687,4	0,89	1,164	0,164
B9	Kmarin Jasmine	171,20	30	15,13	10,62	37423	14	44719,0	0,82	1,115	0,176
B10	Daiwan Brave	171,20	30	13,99	9,82	34358	13,7	41253,9	0,82	1,106	0,171
B11	Umm Ad Dalkh	178,93	27,8	15,6	10,92	37000	13,5	43840,2	0,81	1,086	0,166
B12	Butinah	183,3	32,26	18,5	13	57700	14,5	66077,0	0,86	1,155	0,176
B13	Al Yasat II	183,3	32,26	18,5	13	57700	14,5	66077,0	0,86	1,155	0,176
B14	Arrilah I	178,93	27,8	15,6	10,92	37000	13,5	43840,2	0,81	1,086	0,166
B15	Ras Ghumays I	183,3	32,26	18,5	13	57700	14,5	66077,4	0,86	1,155	0,176
B16	Abu Al Abyad	184,28	32,26	18,5	13	57700	14,5	66077,4	0,86	1,150	0,175
B17	Shan	178,93	27,8	15,6	10,92	37000	14,5	66077,4	1,22	-	-
B18	Eun Ji	190	30,5	16,6	10,7	43500	14,5	66077,4	1,07	1,356	0,173
B19	B.Delta 43	183,93	30	16,54	11,59	43000	14,5	66077,4	1,03	1,329	0,176
B20	B.Delta 37	171,19	30	16,19	11,34	40000	14,5	66077,4	1,13	-	-

En la Gráfica 9, se muestra la recta de regresión y su coeficiente de correlación:

Gráfica 9. Cálculo de K

A partir de estos datos se obtiene la siguiente ecuación y coeficiente de ajuste:

$$K = 0,997 \cdot Fn + 0,984 \quad (29)$$

$$R^2 = 0,373$$

Como el coeficiente de correlación no es óptimo, a pesar de haber eliminado aquellos valores que parecían más extremos, este método no será empleado en la estimación del coeficiente de bloque.

5.1.3. Ayre

Ayre plantea cuatro ecuaciones distintas dependiendo en primer lugar de la velocidad si es la de pruebas o la de servicio, y por otro lado el número de hélices.

En este caso, al ser conocida la velocidad de servicio se toma este segundo grupo. Por otro lado, un buque granelero dispone de una sola hélice. La ecuación empleada es la siguiente¹³:

$$C_B = 1,05 - 1,68 \cdot Fn \quad (30)$$

Conocido el valor del número de Froude, el coeficiente de bloque toma el siguiente valor:

$$C_B = 0,742$$

¹³ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 150.

5.1.4. Kerlen

La expresión dada por Kerlen se emplea para buques llenos, es decir cuyo coeficiente de bloque es superior a 0,78. La expresión correspondiente a este tipo de buque es¹⁴:

$$C_B = 1,179 - 2,026 \cdot Fn \quad (31)$$

Conocido el valor del número de Froude, el coeficiente de bloque toma el siguiente valor:

$$C_B = 0,807$$

5.1.5. Van Lammeren

La expresión propuesta por este autor en la que se muestra a continuación¹⁵:

$$C_B = 1,37 - 2,02 \cdot Fn \quad (32)$$

Conocido el valor del número de Froude, el coeficiente de bloque toma el siguiente valor.

$$C_B = 0,999$$

5.1.6. Minorsky

La expresión propuesta por Minorsky es la siguiente¹⁶:

$$C_B = 1,22 - 2,38 \cdot Fn \quad (33)$$

Conocido el valor del número de Froude, el coeficiente de bloque toma el siguiente valor.

$$C_B = 0,784$$

5.1.7. Katsoulis

Katsoulis propone una ecuación que depende de un parámetro f que adopta diversos valores en función del tipo de buque. La expresión de este autor es la siguiente¹⁷:

¹⁴ ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 585.

¹⁵ TUDELA PÉREZ, J.F. "Apuntes de la asignatura de proyectos" Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2 Dimensionamiento del buque.

¹⁶ TUDELA PÉREZ, J.F. "Apuntes de la asignatura de proyectos" Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2 Dimensionamiento del buque.

¹⁷ ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 585.

$$C_B = 0,8217 \cdot f \cdot L_{pp}^{0,42} \cdot B^{-0,3072} \cdot T^{0,1721} \cdot V^{-0,6135} \quad (34)$$

Al tratarse de un buque granelero, el valor que toma es:

$$f = 1,03$$

Sustituyendo los valores de la ecuación por los obtenidos en apartados anteriores, se tiene que el coeficiente de bloque adopta un valor:

$$C_B = 0,751$$

En la Tabla 17 se recogen los valores obtenidos del Coeficiente de Bloque mediante los siete métodos empleados.

Tabla 17. Resumen de los Coeficientes de Bloque obtenidos mediante diversos métodos

Coeficiente de Bloque C_B	
Definición	0,765
Ayre	0,742
Kerlen	0,807
Van Lammeren	0,999
Minorsky	0,784
Katsoulis	0,751

De los siete valores del coeficiente de bloque hallados, el obtenido mediante el método de Van Lammeren no ha de emplearse ya que se encuentra fuera de los límites establecidos en la expresión del inicio del capítulo (26).

De los seis valores restantes, el empleado en cálculos posteriores es el obtenido mediante el método de Kerlen, ya que es que se emplea para el cálculo de los buques con formas llenas, y se ha comprobado que se obtienen resultados similares para los buques base. El obtenido mediante la definición no se ha empleado ya que las dimensiones principales así como el desplazamiento del buque se han hallado mediante el empleo de ecuaciones y de rectas de regresión.

5.2. Estimación del Coeficiente de la Maestra

Con el propósito de obtener el coeficiente de la maestra, se han empleado cuatro métodos distintos.

Al igual que se ha establecido un intervalo de validez para el Coeficiente de Bloque, el Coeficiente de la Maestra debe encontrarse entre los siguientes valores¹⁸:

$$0,990 < C_M < 0,997 \quad (35)$$

5.2.1. Kerlen

La ecuación desarrollada por Kerlen depende del valor del coeficiente de bloque obtenido en el apartado anterior. La relación establecida es la siguiente¹⁹:

$$C_M = 1,006 - 0,0056 \cdot C_B^{-3,56} \quad (36)$$

Introduciendo el valor que se ha considerado como el óptimo del apartado anterior, el coeficiente de la maestra adopta un valor de:

$$C_M = 0,994$$

5.2.2. HSVA

La expresión propuesta por HVSA establece que el coeficiente de la maestra es inversamente proporcional al coeficiente de bloque. La ecuación es la siguiente²⁰:

$$C_M = \frac{1}{1 + (1 - C_B)^{3,5}} \quad (37)$$

Sustituyendo el coeficiente de bloque por el valor del apartado anterior se obtiene que el coeficiente de la maestra adopta un valor de:

$$C_M = 0,997$$

5.2.3. J.Torroja

La fórmula de J.Torroja a diferencia de las anteriores establece una relación entre el coeficiente de la maestra y el número de Forude, de la siguiente manera²¹:

¹⁸ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 102

¹⁹ ALVARIÑO, R., AZPIROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 585.

²⁰ ALVARIÑO, R., AZPIROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 585.

$$C_M = 0,75 + (1 - Fn)^4 \quad (38)$$

El coeficiente de la maestra vale:

$$C_M = 1,195$$

Como un coeficiente no puede adoptar un valor superior a la unidad este resultado se descarta directamente.

5.2.4. Arnaldos

Por último, Arnaldos establece una relación entre el coeficiente de la maestra y la inversa del coeficiente de bloque, siguiendo la siguiente expresión²²:

$$C_M = 0,526 + \frac{0,49}{C_B} - \frac{0,165}{C_B^2} \quad (39)$$

Reemplazando el valor del coeficiente de bloque del apartado anterior, el coeficiente de la maestra vale:

$$C_M = 0,880$$

Al igual que se ha realizado en el apartado anterior para la obtención del Coeficiente de Bloque. A continuación se muestra en la Tabla 18 un resumen con los resultados obtenidos a partir de las ecuaciones de los distintos autores.

Tabla 18. Resumen de los Coeficientes de la Maestra obtenidos mediante diversos métodos

Coeficiente de la Maestra C_M	
Kerlen	0,994
HSVA	0,997
J. Torroja	1,195
Arnaldos	0,880

²¹ TUDELA PÉREZ, J.F. “Apuntes de la asignatura de proyectos” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2 Dimensionamiento del buque.

²² TUDELA PÉREZ, J.F. “Apuntes de la asignatura de proyectos” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2 Dimensionamiento del buque.

De los cuatro valores resultantes de aplicar las ecuaciones, el único valor que cumple con los parámetros establecidos en la expresión (35) es el correspondiente al obtenido a partir de la aplicación de la expresión de Kerlen.

5.3. Estimación del Coeficiente Prismático Longitudinal

El coeficiente prismático Longitudinal se obtiene directamente a partir de la aplicación de su definición

$$C_P = \frac{C_B}{C_M} \quad (40)$$

Ha de situarse entre los siguientes valores²³:

$$0,79 < C_P < 0,84 \quad (41)$$

Por lo que vale:

$$C_P = \frac{0,807}{0,994} = 0,812$$

Como se puede observar, el valor obtenido mediante este cociente puede considerarse como correcto ya que se encuentra dentro del intervalo propuesto.

5.4. Estimación del Coeficiente de la Flotación

El Coeficiente de la Flotación tiene cierta influencia sobre la resistencia hidrodinámica y muy considerable sobre la estabilidad inicial y puede estimarse mediante el empleo de las cuatro fórmulas siguientes.

Éstas dependen de coeficientes ya calculados anteriormente.

El intervalo considerado como válido para el Coeficiente de la Flotación es el que se muestra a continuación²⁴:

$$0,88 < C_F < 0,92 \quad (42)$$

Las ecuaciones que se proponen para el cálculo del coeficiente de la Flotación son las siguientes:

$$1) C_F = 1 - 0,3 \cdot (1 - C_P)$$

Se introduce el valor del coeficiente prismático, quedando:

²³ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 102.

²⁴ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 102

$$C_F = 0,984$$

$$2) C_F = C_B + 0,1$$

Se introduce el valor del coeficiente de bloque, quedando:

$$C_F = 0,907$$

$$3) \text{ F\u00f3rmula de Schneekluth}^{25}$$

$$C_F = \frac{1}{3} + \frac{2}{3} \cdot C_B$$

Se introduce el valor del coeficiente de bloque, quedando:

$$C_F = 0,871$$

$$4) \text{ F\u00f3rmula de J. Torroja}^{26}$$

$$C_F = 0,248 + 0,778 * C_B$$

Se introduce el valor del coeficiente de bloque, quedando:

$$C_F = 0,876$$

De estos cuatro valores que se han obtenido, hay que averiguar cual de ellos es el correcto. Se conoce que la relaci\u00f3n entre el coeficiente de bloque y el coeficiente de la flotaci\u00f3n debe encontrarse entre los siguientes par\u00e1metros:

$$0,90 < \frac{C_B}{C_F} < 0,95 \quad (43)$$

Para ello se ha realizado dicho cociente para comprobar la validez, esto se ve reflejado en la Tabla 19.

Tabla 19. Relaci\u00f3n C_B - C_F

	C_F	C_B/C_F
1)	0,984	0,820
2)	0,907	0,890
3)	0,871	0,927
4)	0,876	0,921

²⁵ ALVARI\u00d1O, R., AZP\u00cdROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto b\u00e1sico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingenier\u00eda Naval, 2007, p\u00e1gina 587.

²⁶ ALVARI\u00d1O, R., AZP\u00cdROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto b\u00e1sico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingenier\u00eda Naval, 2007, p\u00e1gina 587.

Como se puede observar, las dos primeras relaciones no cumplen con lo establecido por los límites. Se ha de realizar una selección entre la tercera y la cuarta opción. Por ser más cercana al punto intermedio del intervalo considerado como válido se toma la última opción.

6. Estimación del desplazamiento

El desplazamiento se divide en dos pesos principales: el peso en rosca y el peso muerto, donde este último es conocido, por lo que hay que llevar a cabo una estimación del peso en rosca.

$$\Delta = PR + PM \quad (44)$$

6.1. Estimación del Peso en Rosca

En la fase inicial del proyecto, el cálculo correcto del peso en rosca así como de su centro de gravedad no es muy concreto ya que se desconocen muchos coeficientes.

El peso en rosca se descompone en tres grupos principales:

- Estructura del acero
- Equipo y habilitación
- Maquinaria

A continuación se van a definir cada uno de los pesos mediante el empleo de fórmulas estimativas, la suma de los tres pesos como se muestra en la ecuación que sigue:

$$PR = WST + WOA + WQ \quad (45)$$

6.1.1. Cálculo del peso de la estructura de acero

Para una primera aproximación del peso de acero del buque se emplea el método de *D.G.M. Watson* y *A.W. Gilfillan*²⁷.

Este método se basa en el numeral bi-dimensional E , y en un factor K que depende del tipo de buque, para que el que sus autores ofrecieron una gama de valores que se indica

²⁷ ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 619.

a continuación. Es un procedimiento muy sencillo, y especialmente eficaz si se ajusta el coeficiente K .

La expresión empleada para la estimación del Peso de la Estructura del Acero es la siguiente²⁸:

$$WST = K \cdot E^{1,36} (1 + 0,5(C_{B80D} - 0,7)) \quad (46)$$

Siendo E

$$E = L_{pp} \cdot (B + D) + 0,85 \cdot L_{pp} \cdot (D - T) + 0,85 \cdot \sum l_1 \cdot h_1 + 0,75 \cdot \sum l_2 \cdot h_2 \quad (47)$$

Siendo l_1 , y h_1 el valor de las esloras y altura de las superestructuras, y l_2 y h_2 los de las casetas.

C_{B80D} se puede estimar por la fórmula:

$$C_{B80D} = C_B + (1 - C_B) \cdot \frac{0,8D - T}{3 \cdot T} \quad (48)$$

Introduciendo el valor de los distintos coeficientes en la expresión (3), queda:

$$C_{B80D} = 0,807 + (1 - 0,807) \cdot \frac{0,8 \cdot 17,1 - 12,01}{3 \cdot 12,01} = 0,845$$

Al no conocerse todavía la disposición y el valor de las esloras y alturas tanto de las superestructuras como de las casetas, se puede estimar a partir de una fórmula aproximada siguiente:

$$\sum l_1 \cdot h_1 + \sum l_2 \cdot h_2 = 1,45 \cdot L_{pp} - 11 \quad (49)$$

Sustituyendo el valor se la eslora en la expresión (4), queda:

$$\sum l_1 \cdot h_1 + \sum l_2 \cdot h_2 = 1,45 \cdot 180,52 - 11 = 250,75$$

Una vez hallado el valor aproximado de las casetas y superestructuras, se procede a calcular el valor de E :

$$E = 180,52 \cdot (32,23 + 17,06) + 0,85 \cdot 180,52 \cdot (17,06 - 11,96) + 0,80 \cdot 250,75$$

$$E = 9880,985$$

En la Tabla 1, se indica los valores entre los que se encuentran los coeficiente K y E correspondientes a un buque granelero.

²⁸ ALVARIÑO, R., AZPIROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 614.

Tabla 20. Valores de los coeficientes K y E correspondientes a un buque granelero

K	E
0,029-0,032	3000-15000

Se conoce que para los buques más actuales el valor de dicho coeficiente K se corresponde a los valores más bajos del intervalo expresado en la Tabla 20. El valor de E ha sido calculado mediante la ecuación (47) por lo tanto los valores adoptados para el buque proyecto son:

$$K = 0,030$$

$$E = 12230,18$$

Introduciendo los valores en la expresión (46) queda:

$$WST = 0,030 \cdot 9880,985^{1,36} (1 + 0,5(0,845 - 0,7))$$

El valor del Peso del Acero es:

$$WST = 8718,603 \text{ t}$$

6.1.2. Cálculo del peso del equipo y habilitación

En la fase inicial de proyecto no se conocen muchos detalles del buque para poder realizar un cálculo detallado del peso del equipo. Por otra parte, la menor importancia relativa de este peso, respecto al peso del acero, permite aceptar cálculos sencillos basados en las dimensiones y tipo de buque.

Con el fin de hallar el peso de los equipos (WOA) pertenecientes al buque granelero, se aplica la siguiente ecuación²⁹:

$$WOA = K_e \cdot L_{pp} \cdot B \quad (50)$$

Donde el coeficiente K_e varía en función del tipo y tamaño del buque, para un buque granelero adopta la siguiente expresión:

$$K_e = 0,39 - 0,001 \cdot L_{pp} \quad (51)$$

Incluyendo esta expresión en la ecuación (50) queda:

$$WOA = (0,39 - 0,001 \cdot L_{pp}) \cdot L_{pp} \cdot B$$

Introduciendo el valor de la eslora entre perpendiculares y la manga, queda:

$$WOA = (0,39 - 0,001 \cdot 180,52) \cdot 180,52 \cdot 32,23 = 1218,79 \text{ t}$$

²⁹ ALVARIÑO, R., AZPIROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 620.

6.1.3. Cálculo del peso de la maquinaria propulsora y auxiliar

Las mismas ideas que se aplican al peso del equipo y habilitación, se aplican al peso de la maquinaria (WQ), por lo que se indican a continuación unas fórmulas sencillas para estimar este peso en función de la potencia (MCO), revoluciones (N) y el tipo de motor propulsor y las dimensiones principales del buque³⁰.

El peso de este grupo, en instalaciones se, se divide en tres:

6.1.3.1. Peso del motor propulsor (WME)

Como aún no se conoce el motor que se va a instalar, es decir, no se dispone información del peso del mismo mediante la siguiente ecuación empleada para motores de dos tiempos.

$$WME = 5 + 4 \cdot \left(\frac{MCO}{N} \right)^{0,925} \quad (52)$$

Se estima el valor de la potencia (MCO) mediante la siguiente ecuación:

$$MCO = e \cdot \Delta^f \cdot V_p^g \quad (53)$$

El desplazamiento del buque se tomará el que se obtiene a partir de la ecuación (4). Por otro lado la velocidad en pruebas tampoco se conoce pero se estima como un 10% superior a la velocidad de servicio.

Los coeficientes e , f y g se obtienen en función del tipo de buque y la velocidad del mismo. En este caso los valores de los mismos son:

$$e = 0,00015$$

$$f = 0,667$$

$$g = 3,000$$

Introduciendo estos valores en la expresión (54), se obtiene el valor de la potencia propulsora:

$$MCO = 0,00015 \cdot 54603,175^{0,667} \cdot (15 \cdot 1,1)^3$$

$$MCO = 973,35 \text{ kW}$$

Las revoluciones del motor se fijan inicialmente en 100 rpm, por lo que el peso de la maquinaria propulsora es de:

$$WME = 5 + 4 \cdot \left(\frac{973,35}{100} \right)^{0,925} = 37,83 \text{ t}$$

³⁰ ALVARIÑO, R., AZPIROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 621.

6.1.3.2. Peso de la maquinaria propulsora restante (WRP)

El peso de la maquinaria restante se calcula mediante la siguiente expresión:

$$WRP = Km \cdot MCO^{0,7} \quad (54)$$

Donde el coeficiente Km depende del tipo de buque, para buques graneleros vale 0,56.

Por lo que el peso de la maquinaria es de:

$$WRP = 0,56 \cdot 973,35^{0,7} = 69,18 \text{ t}$$

6.1.3.3. Peso de otros elementos de la Cámara de Máquinas (WQR)

El peso de otros elementos de la Cámara de Máquinas se estima a partir de la siguiente expresión:

$$WQR = 0,03 \cdot V_{MQ} \quad (55)$$

Donde el volumen de la cámara de máquinas se estima que vale:

$$V_{MQ} = 10422 \text{ m}^3$$

Por lo que el peso de otros elementos de la Cámara de Máquinas es de:

$$WQR = 0,03 * 10422 = 312,66 \text{ t}$$

El peso de la maquinaria del buque es de:

$$WQ = WME + WRP + WQR \quad (56)$$

$$WQ = 37,83 + 69,18 + 312,66 = 419,67 \text{ t}$$

Una vez calculados los pesos del peso del acero, el peso del equipo y el peso de la maquinaria, se puede calcular el peso en rosca del buque mediante el empleo de la expresión (45), el valor del peso en rosca adopta un valor de:

$$PR = 8718,60 + 1218,79 + 419,67 = 10357,06 \text{ t} \approx 10357,1 \text{ t}$$

Por lo que el desplazamiento del buque, en una primera estimación, adopta el valor correspondiente a la suma del peso muerto y del peso en rosca hallado, según lo indica la expresión (44), por lo que el desplazamiento adopta un valor de:

$$\Delta = 10357,06 + 45000 = 55357,1 \text{ t}$$

En el cuaderno 8, se realizará un cálculo más exacto del peso en rosca del buque.

6.2. Cálculo de la posición del centro de gravedad del buque en rosca

Para determinar con exactitud la posición longitudinal del centro de gravedad es necesario realizar un cálculo detallado de pesos y momentos de los distintos grupos en que se subdivide el peso en rosca, cálculo que se realizará en el cuaderno 8. En la fase inicial el centro de gravedad se estima a partir de fórmulas sencillas como las que se indican a continuación³¹:

6.2.1. Centro de gravedad de la estructura del acero

Con el fin de hallar la posición vertical del centro de gravedad del peso en rosca del acero, se aplica la siguiente fórmula que para la altura del centro de gravedad, en porcentaje del puntal, del acero del casco sin superestructuras ni casetas, que es prácticamente independiente del tipo de buque:

$$KG_{WST} = 0,01 \cdot D \cdot \left(46,6 + 0,135 \cdot (0,81 - C_B) \cdot \left(\frac{L_{pp}}{D} \right)^2 \right) + \left(\frac{L_{pp}}{B} - 6,5 \right)^2 \cdot 0,008 \cdot D \quad (57)$$

Por lo que introduciendo los valores, en la expresión anterior se obtiene:

$$KG_{WST} = 0,01 \cdot 17,06 \cdot \left(46,6 + 0,135 \cdot (0,81 - 0,807) \cdot \left(\frac{180,52}{17,06} \right)^2 \right) + (180,52/32,23 - 6,5)^2 \cdot 0,008 \cdot 17,06 = 9,06 \text{ m}$$

Al constar con bulbo de proa se reduce un: $-0,002 \cdot D$, quedando:

$$KG_{WST} = 9,06 - 0,002 \cdot 17,06 = 9,02 \text{ m}$$

6.2.2. Centro de gravedad del peso del equipo y la habilitación

El centro de gravedad del equipo se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$KG_{WOA} = D + 1,25 + 0,01 \cdot (L - 125) \quad (58)$$

El resultado de introducir el puntal y la eslora entre e;perpendiculares es:

$$KG_{WOA} = 17,06 + 1,25 + 0,01 \cdot (180,52 - 125) = 18,86 \text{ m}$$

³¹ ALVARIÑO, R., AZPIROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 622

6.2.3. Centro de gravedad de la maquinaria

El centro de gravedad de la maquinaria se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$KG_{WQ} = 0,17 \cdot T + 0,36 \cdot D \quad (59)$$

El resultado de introducir el puntal y el calado es:

$$KG_{WQ} = 0,17 \cdot 11,96 + 0,36 \cdot 17,06 = 8,17 \text{ m}$$

7. Resumen de las características principales del buque

A partir de todos los resultados obtenidos con los procedimientos anteriores, los resultados considerados como válidos son los hallados mediante el empleo de las regresiones lineales, que aunque no se les haya aplicado las cifras de mérito correspondientes son los considerados óptimos. A continuación en la Tabla 20 se recogen los valores de las dimensiones principales que tiene el buque en esta primera aproximación.

Tabla 21. Dimensiones del Buque Proyecto

Eslora Total (m)	187,64
Eslora entre perpendiculares (m)	180,52
Manga (m)	32,23
Calado (m)	11,96
Puntal (m)	17,06
Coefficiente de Bloque	0,807
Coefficiente de la Maestra	0,995
Coefficiente Prismático Longitudinal	0,812
Coefficiente de la Flotación	0,876
Posición longitudinal del centro de carena (m)	3,884

8. Generación de formas

Para la generación de formas se emplea el programa, mencionado anteriormente, de arquitectura naval Maxsurf.

Este programa dispone de una base de datos de buques ya definidos, entre los que se encuentra un buque del tipo granelero. Como las dimensiones del buque no coinciden con las del buque proyecto se ha de llevar a cabo una serie de transformaciones del mismo.

En primer lugar se lleva a cabo la transformación paramétrica del buque. El programa permite seleccionar una serie de parámetros que permanecen fijos o cuya variación es despreciable, dejando por otra parte parámetros libres para que se pueda ajustar de manera automática.

En este caso los datos introducidos al programa han sido: el Coeficiente Prismático, el Coeficiente de la Maestra así como la eslora la manga y el calado.

Al fijar dichos valores, el programa recalcula el buque, produciéndose unas pequeñas variaciones en algunos de los datos. También hay que llevar a cabo una serie de modificaciones del casco ya que al realizar dicha transformación tanto la zona de proa como la popa no son acordes al tamaño del buque. Estas modificaciones del casco se hacen mediante los puntos de control del casco.

Una vez que ya se han realizados las variaciones de la forma del casco ha de recalcularse los coeficientes.

9. Modificación de los parámetros principales

En este apartado se van a comparar los valores que adoptan los distintos coeficientes, dimensiones y características antes y después de la transformación paramétrica.

9.1. Coeficiente de Bloque

El Coeficiente de Bloque del buque proyecto se determinó en el apartado correspondiente al cálculo de los coeficientes de forma a partir de sus definiciones o bien mediante el empleo de fórmulas aproximadas. El valor del Coeficiente de Bloque seleccionado es el que se ha obtenido a partir del método de Kerlen.

Mediante el empleo de este método el Coeficiente de Bloque adopta una valor de 0,807. Dicho coeficiente no ha sido fijado en el programa, tras la transformación paramétrica ha sufrido una ligera modificación.

El Coeficiente de Bloque resultante es de 0,777. Como el resultado se encuentra dentro del intervalo, reflejado en la expresión (25), recomendado, se considera válido.

9.2. Coeficiente de la Maestra

El Coeficiente de la Maestra del buque proyecto al igual que el Coeficiente de Bloque se determinó en el primer cuadernillo, más concretamente en el cálculo de los coeficientes de forma mediante el empleo de fórmulas aproximadas. El valor del Coeficiente de la Maestra seleccionado es el que se ha obtenido a partir del método de Kerlen.

Mediante el empleo de este método el Coeficiente de la Maestra adopta una valor de 0,995.

Este coeficiente ha sido una de los parámetros introducidos en el programa, el Coeficiente de la Maestra de las nuevas formas, es decir, una vez que se ha realizado la transformación paramétrica, adopta el valor de 0,99. El programa no permite el empleo de un tercer decimal en este parámetro. El nuevo valor resultante es cercano al calculado a partir de las fórmulas empíricas y se encuentra dentro de los límites establecidos en la expresión (35) para este coeficiente según el tipo de buque.

9.3. Coeficiente Prismático

El Coeficiente Prismático del buque proyecto al igual que los dos anteriores se determinó en el primer cuadernillo, más concretamente en el cálculo de los coeficientes de forma, en este caso, mediante el empleo de su definición.

Mediante el empleo de su definición el Coeficiente Prismático adopta un valor de 0,812.

Este coeficiente ha sido uno de los parámetros introducidos en el programa. El Coeficiente Prismático de las nuevas formas, es decir, una vez que se ha realizado la transformación paramétrica, adopta el valor de 0,790. El nuevo valor resultante se encuentra en el límite inferior del intervalo considerado como válido para este tipo de buque, indicado en la expresión (42).

9.4. Coeficiente de la Flotación

El Coeficiente de la Flotación del buque proyecto, al igual que los anteriores, se determinó en el primer cuadernillo, más concretamente en el cálculo de los coeficientes de forma mediante el empleo de fórmulas aproximadas. El valor del Coeficiente de la Flotación seleccionado es el que se ha obtenido a partir de la cuarta ecuación de las propuestas en el capítulo anterior.

Mediante el empleo de este método el Coeficiente de la Flotación adopta un valor de 0,897.

Dicho coeficiente no ha sido introducido en el programa, tras la transformación paramétrica ha sufrido una ligera variación pasando a valer 0,860. Este valor del mismo se encuentra un poco por debajo del límite inferior del intervalo (43) establecido, pero como estos intervalos han sido tomados a partir de una base de datos, dichos intervalos son valores recomendados.

9.5. Desplazamiento

En el primer cuadernillo se realizó una estimación del desplazamiento del buque proyecto mediante el empleo de una fórmula empírica.

El valor del desplazamiento antes de realizar la transformación paramétrica del buque base, es de 55357,1 toneladas. Este parámetro no ha sido introducido para la transformación por lo que adoptará un valor en función de las formas del buque.

El desplazamiento del buque tras la transformación paramétrica ha sufrido una variación. El nuevo desplazamiento es de 57346 toneladas. Al tratarse de un buque con 45000 TPM el valor de la relación entre las Toneladas del Peso Muerto y el desplazamiento como se indica en la expresión (9) vale:

$$\frac{45000}{57346} = 0,785$$

Por lo que se puede apreciar que aunque el desplazamiento se haya aumentado se encuentra dentro del intervalo anteriormente indicado, pudiéndose considerar como válido. Este intervalo se considera correcto ya que ha sido realizado a partir de una base de datos de buques graneleros.

9.6. Dimensiones principales

Las dimensiones principales del buque como la eslora, la manga, y el calado, son introducidas en el programa como parámetros, por lo que las variaciones que sufran van a ser muy pequeñas.

Las dimensiones introducidas son la eslora entre perpendiculares, que permanece constante con un valor de 180,52 metros, la manga, que al igual que la eslora permanece constante con 32,23 metros, y el calado que pasa de 11,96 metros (valor obtenido en el cuadernillo 1) a 12,01 metros y por último el puntal adopta un valor de 17,07 metros.

Los cambios que ha sufrido el calado son despreciables.

9.7. Posición longitudinal del centro de carena

Se va a llevar a cabo la estimación mediante de la posición longitudinal del centro de carena con el fin de una primera idea aproximada de la distribución del volumen de carena en el buque proyecto.

Esto se va a llevar a cabo mediante el empleo de fórmulas experimentales y del programan de diseño de *Maxsurf Modeller*, que permite el cálculo del centro de gravedad de un volumen.

9.7.1. Van Lammeren

Para llevar a cabo este cálculo se emplea la ecuación publicada por el canal de Marin específica para buques de formas llenas. La expresión que se muestra a continuación depende del valor del coeficiente de bloque así como de número de Froude³².

$$X_B = -2,55 + 3,37 \cdot C_B^{-4,67} - 17,667 \cdot Fn^{5,36} - 0,29 \cdot C_B^{-13} \cdot Fn^{0,32} \quad (60)$$

Introduciendo los valores, calculados anteriormente, queda:

$$X_B = -2,55 + 3,37 \cdot 0,777^{-4,67} - 17,667 \cdot 0,1834^{5,36} - 0,29 \cdot 0,777^{-13} \cdot 0,1834^{0,32}$$

Cuyo resultado es:

$$X_B = 3,918 \text{ m}$$

Este resultado se expresa medido desde la sección media. Al ser un valor positivo indica que se encuentra a proa de la sección media, en cambio si fuera negativo indicaría lo contrario.

9.7.2. L. Troost

L. Troost indica una fórmula en la que se aproxima la posición longitudinal adecuada del centro de carena, la expresión es la siguiente³³:

$$X_B = 17,5 \cdot C_P - 12,5 \quad (61)$$

Introduciendo el valor del Coeficiente Prismático, en la expresión anterior:

$$X_B = 17,5 \cdot 0,79 - 12,5$$

$$X_B = 1,325 \text{ m}$$

9.7.3. Programa de diseño: Maxsurf Modeller.

El programa donde se ha llevado a cabo la transformación paramétrica permite calcular, además de las principales características del buque la posición longitudinal del centro de carena.

Se ha obtenido que el centro de carena del buque (*LCB*) expresado en metros y medido desde la perpendicular de popa se sitúa en:

³² ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 589.

³³ ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 588.

$$LCB = 93,437 \text{ m}$$

Expresando el valor anterior en porcentaje, tomando el valor del mismo desde la perpendicular de popa:

$$LCB = 50,2\%$$

A continuación, se recogen en la Tabla 21, los resultados de la posición longitudinal del centro de carena obtenidos a partir de los tres métodos:

Tabla 21. Resumen de los valores de la posición longitudinal del centro de carena (m) tomados desde la sección media.

Método	X_B
Van Lammeren	3,917
L. Troost	1,308
Rhinoceros	3,610

De los tres métodos empleados para el cálculo de la posición longitudinal del centro de carena se tomará el obtenido a partir del programa de diseño de *Maxsurf Modeller*, ya que con las dos primeras fórmulas se comete un error ya que son fórmulas aproximadas. En la Tabla 22, se realiza una comparación entre los valores de los distintos parámetros antes y después de la transformación paramétrica, con el fin de poder compara los valores.

Tabla 22. Comparación de los parámetros principales iniciales y finales.

Parámetro	Inicial	Final
Coeficiente de Bloque (C_B)	0,807	0,777
Coeficiente de la Maestra (C_M)	0,995	0,990
Coeficiente Prismático (C_P)	0,812	0,790
Coeficiente de la Flotación (C_F)	0,897	0,860
Eslora entre perpendiculares (L_{pp})	180,52	180,52
Manga (B)	32,23	32,23
Calado (T)	11,96	12,01
Puntal a la cubierta principal (D_P)	17,06	17,15
Posición longitudinal del centro de carena (m)	-	3,61

10. Bulbo de proa

El objetivo del bulbo para los buques de velocidad media o baja es amortiguar e incluso hacer desaparecer la ola rompiente, con lo que disminuye la resistencia viscosa, al engrosar las zonas por debajo de la flotación y permitir afinar las inmediatamente superiores (flotación más estilizada).

Los buques que normalmente disponen de bulbo son aquellos cuyo coeficiente de bloque se encuentra en el intervalo definido en la expresión (62) y aquellos en los que el cociente existente entre la eslora y la manga del buque se encuentra dentro de los valores límites de la expresión (63).

$$0,65 < C_B < 0,815 \quad (62)$$

$$5,5 < L_{pp}/B < 7,0 \quad (63)$$

Seguidamente se indica el valor de los distintos coeficientes y de la relación establecida en la expresión (2).

$$C_B = 0,777$$

$$\frac{L_{pp}}{B} = \frac{180,52}{32,23} = 5,6$$

Como se puede observar, ambos parámetros se encuentran dentro de los intervalos establecidos en las expresiones (62) y (63).

La estadística ha definido que aquellos buques cuyo número de Froude se encuentre dentro de los límites establecidos en la siguiente expresión:

$$0,16 < Fn < 0,57 \quad (64)$$

Como el número de Froude tiene el siguiente valor:

$$Fn = 0,183$$

Una vez hallado los tres valores, se puede indicar que es recomendable el uso del bulbo en este buque, para poder así reducir la resistencia viscosa.

10.1. Dimensiones del bulbo

En este apartado se procede al cálculo de las dimensiones principales del bulbo del buque proyecto.

A continuación se muestra en el Figura 1, dónde han sido medidas las dimensiones del bulbo, así como cómo son identificadas dichas dimensiones.

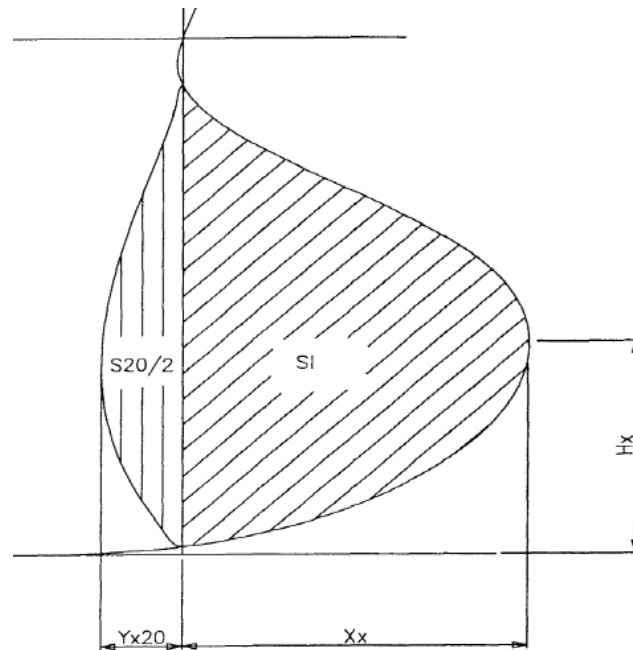


Figura 1. Parámetros principales del bulbo de proa

10.1.1. Altura del punto de máxima protuberancia (H_x)

Es la altura sobre la línea base del punto más a proa del bulbo. Este parámetro se adimensionaliza con el calado (H_x/T). Este parámetro debe encontrarse entre los límites del siguiente intervalo:

$$0,35 < H_x/T < 0,55 \quad (65)$$

Para establecer un valor a la relación entre la altura y el calado (H_x/T) se toma el punto intermedio del intervalo. Conocido el valor del calado (T), el valor que adopta la altura del punto más a proa del bulbo es:

$$H_x = 0,45 \cdot T = 0,45 \cdot 12,01 = 5,4 \text{ m}$$

10.1.2. Abscisa del punto de máxima protuberancia (X_x)

La abscisa del punto de máxima protuberancia se define referida a la perpendicular de proa. Este parámetro se adimensionaliza con la eslora entre perpendiculares. Existen dos expresiones posibles para poder calcular la abscisa, la primera de ellas es en la condición de lastre y la segunda en plena carga y lastre; de estas dos alternativas se toma la de lastre ya que en esta condición es en la que el bulbo resulta más desfavorable. La expresión para calcularla es la siguiente:

$$\frac{X_x}{L_{pp}} = 0,1811 \cdot C_B \cdot \frac{B}{L_{pp}} + 0,0074 \quad (66)$$

Despejando de la ecuación anterior la abscisa del punto de la máxima protuberancia e introduciendo los valores en la ecuación (66), se obtiene lo siguiente:

$$X_x = 180,52 \cdot \left(0,1811 \cdot 0,777 \cdot \frac{32,23}{180,52} + 0,0074 \right)$$

$$X_x = 5,871 \text{ m}$$

Siendo la relación entre la abscisa del punto de la máxima protuberancia y la eslora, es decir, el valor adimensionalizado:

$$\frac{X_x}{L_{pp}} = 0,0325$$

10.1.3. Área transversal del bulbo en la perpendicular de proa (S_{20})

El área transversal del bulbo en la perpendicular de proa (S_{20}). Se adimensionaliza dividiéndolo por el área hasta el calado de proyecto de la sección maestra (S_{10}). En la Tabla 1 del Anexo I se recoge los valores de S_{a20} . Este valor se define de la siguiente forma:

$$S_{a20} = 100 \cdot S_{20}/S_{10} \quad (67)$$

Esta tabla ordena los valores de este coeficiente en función del Coeficiente de Bloque y del cociente entre la eslora entre perpendiculares y la manga. Los valores de los mismos se muestran a continuación:

$$C_B = 0,777$$

$$L_{pp}/B = 5,6$$

Con estos valores, entrando en la Tabla 1 del Anexo I, se puede apreciar que el valor que adopta el coeficiente S_{a20} hallado mediante la interpolación es el siguiente:

$$S_{a20} = 9,18$$

Conocida el área de la sección maestra sumergida hasta el calado indicado, ya que se obtiene a partir del Coeficiente de la Maestra, se puede conocer el valor del área transversal del bulbo en la perpendicular de proa de manera aproximada.

$$S_{20} = S_{10} \cdot \frac{S_{a20}}{100} = 384,82 \cdot \frac{9,18}{100} = 35,33 \text{ m}^2$$

Una vez que se ha realizado el bulbo se calcula el área transversal en la perpendicular a la línea base a una distancia de 5,871 metros del punto de máxima protuberancia (H_x), obteniéndose como resultado:

$$S_{20} = 41,72 \text{ m}^2$$

El valor obtenido a partir del programa es similar al que se ha hallado mediante el empleo de la fórmula aproximada (67), por lo que el valor obtenido puede considerarse como válido.

11. Estimación del semiángulo de entrada de la flotación

Es importante conocer el semiángulo de entrada ya que éste tiene una gran influencia en la resistencia al avance.

El semiángulo de entrada (α) se puede estimar a partir del coeficiente prismático. En la Tabla 23 se indica los valores recomendados que ha de adoptar el semiángulo en función del coeficiente prismático.

Tabla 23. Valores recomendados del semiángulo de entrada en función del Coeficiente Prismático

Coeficiente Prismático (C_P)	Semiángulo de entrada (α)
0,55	8°
0,7	10°-14°
0,8	33°

Tomando como referencia la Tabla 23, el valor del semiángulo de entrada, ya que el coeficiente prismático toma un valor de 0,812, se encontrará cercano a los 33°.

Por otro lado, también se puede realizar una estimación del semiángulo de entrada, para ello se emplea la siguiente ecuación³⁴:

$$\alpha = 125,67 \cdot \frac{B}{L_{pp}} - 165,25 \cdot C_p^2 + 234,32 \cdot C_p^3 + 0,1551 \cdot \left(X_B + 6,8 \cdot \frac{T_{PP} - T_{PR}}{T} \right)^3 \quad (68)$$

Introduciendo los valores en la ecuación, queda del siguiente modo:

$$\alpha = 125,67 \cdot \frac{32,23}{180,52} - 165,25 \cdot 0,790^2 + 234,32 \cdot 0,790^3 + 0,1551 \cdot \left(3,610 + 6,8 \cdot \frac{12,01 - 12,01}{12,01} \right)^3$$

³⁴ ALVARIÑO, R., AZPIROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 590.

El resultado es:

$$\alpha = 39,81^\circ$$

Otro método de estimación para el cálculo del semiángulo de entrada (α) es mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$\alpha = 1 + 89 \cdot e^{-\left(\frac{L_F}{B}\right)^{0,80856} \cdot (1-C_F)^{0,30484} \cdot (1-C_P - 0,0225 \cdot lcb)^{0,6367} \cdot \left(\frac{100V}{L_F^3}\right)^{0,16302}} \quad (69)$$

Introduciendo los valores en la ecuación anterior se obtiene el siguiente resultado del semiángulo de entrada:

$$\alpha = 1 + 89 \cdot e^{-\left(\frac{186,14}{32,23}\right)^{0,80856} \cdot (1-0,860)^{0,30484} \cdot (1-0,790-0,0225 \cdot 3,61)^{0,6367} \cdot \left(\frac{100 \cdot 55947,163}{186,14^3}\right)^{0,16302}} = 48,44^\circ$$

El resultado es:

$$\alpha = 48,44^\circ$$

El semiángulo de entrada obtenido con el primer método es el que se va a emplear en cálculos posteriores.

12. Formas en u y v en proa

Uno de los aspectos fundamentales en el diseño de la zona de proa es el uso de secciones en U o en V.

El tipo de secciones va a estar determinado por el número de Froude, ya que éste va a determinar la resistencia al avance del buque.

Experimentalmente se ha comprobado que la resistencia al avance se ve reducida en aquellos buques cuyas secciones en proa son en V en los que el número de Froude cumple con las expresiones (55) y (56).

$$Fn < 0,18 \quad (70)$$

$$Fn > 0,25 \quad (71)$$

Por otro lado, presenta una menor resistencia al avance en aquellos buque cuyas formas en la zona de proa son en U cuando el número de Froude se encuentra dentro del intervalo definido en la expresión (57).

$$0,18 < Fn < 0,25 \quad (72)$$

El número de Froude del buque proyecto es:

$$Fn = 0,1834$$

Este valor se encuentra en dentro del intervalo propuesto en la expresión (57), aunque se encuentra próximo al de la (55) por lo que el buque va a tener unas cuadernas en forma de U cuyos costados son verticales en la parte más alta y costa de una transición hacia formas en Ven su parte baja.

13.Perfil de popa

Se adopta una popa de espejo ya que reduce la resistencia al avance e implica una mayor facilidad constructiva. La disminución de la resistencia al avance es debida a que la separación que se provoca en el espejo hace que la eslora barco aparente ante el flujo sea mayor que la eslora real, lo que reduce la resistencia por formación de olas por efecto de la interacción entre los trenes de proa y popa.

En este caso y teniendo en cuenta el número de Froude del buque, el espejo ha de comenzar en la línea de flotación para poder permitir una ligera inmersión en navegación³⁵.

Teniendo en cuenta el espacio necesario para alojar el timón y la hélice del buque se ha dejado una distancia entre la perpendicular de popa y el extremo más a popa del bulbo de popa de 7,3 metros para que dispongan de espacio suficiente para alojarlos.

³⁵ PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014, página 356

14. Curva de áreas

En el Anexo II, se puede observar el gráfico de la curva de áreas del buque. En la curva de áreas se representa en el eje de abscisas la posición de cada una de las cuadernas, y en el eje de ordenadas el valor del área de la cuaderna hasta el calado.

El buque consta de un cuerpo cilíndrico, por lo que en la zona central se puede apreciar que el área de las distintas cuadernas permanece prácticamente constante.

La zona del hombro de proa de la curva de áreas de cuadernas se encuentra suavizada,, al igual que en la zona de popa tiene una forma ligeramente convexa.

15. Bibliografía

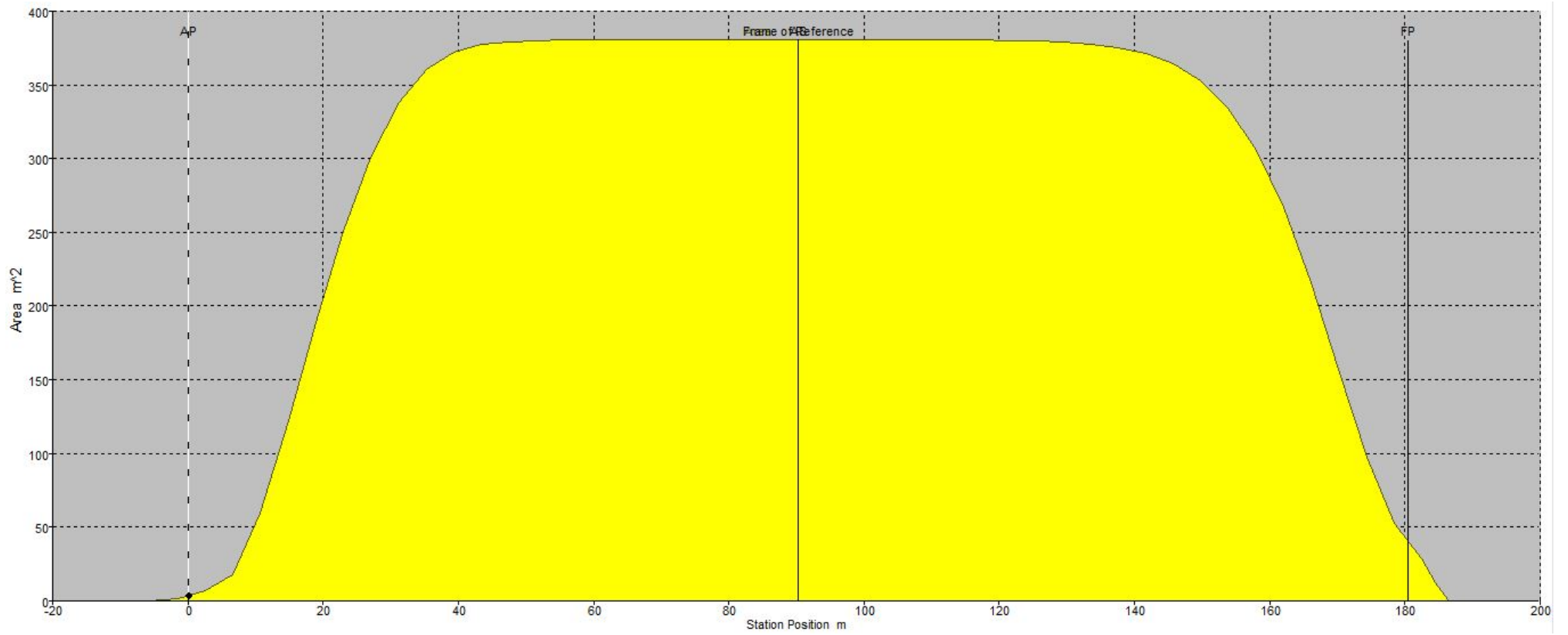
- 1) PAPANIKOLAOU, APOSTOLOS. Ship Design. Springer, 2014.
- 2) ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007.
- 3) TUDELA PÉREZ, J.F. “*Apuntes de la asignatura de proyectos*” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 2. Dimensionamiento del buque.

ANEXO I: TABLA BASE DE DATOS

Tabla 1. Dimensiones de los buques de la base de datos

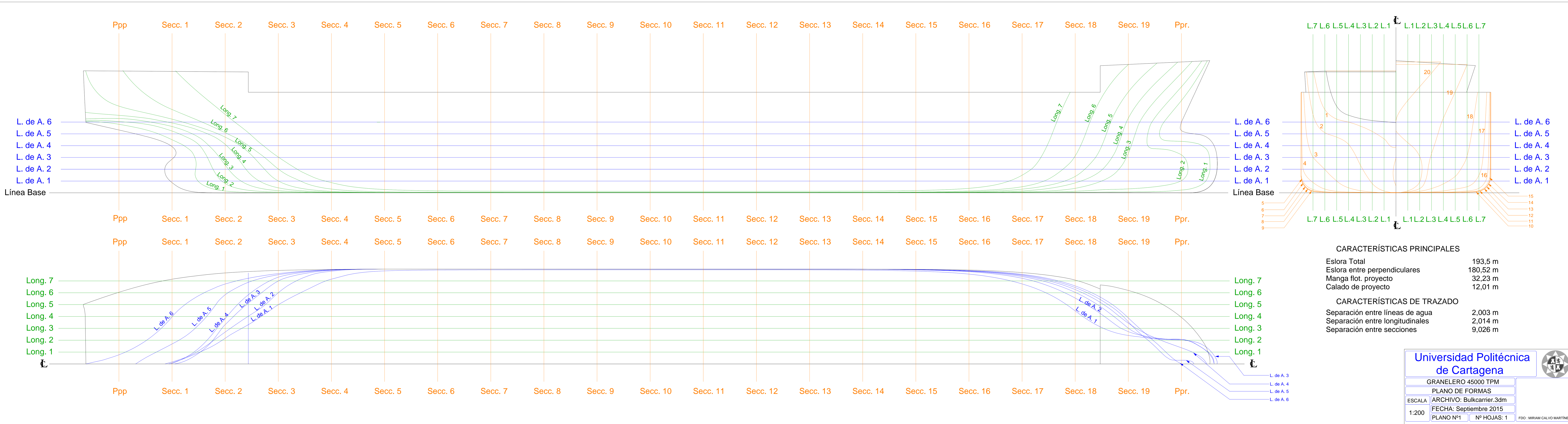
	Nombre del buque	Bandera	Astillero	País	Año de construcción	LOA (m)	L _{pp} (m)	B (m)	D (m)	T (m)	TPM (t)	Δ (t)	V _{servicio} (nudos)	Potencia (KW)	Power (BHP)	Arqueo Bruto (GT)	Arqueo Neto (NT)
B1	Erietta	Liberia	Imabari Shipyard	Japón	2015	199,98	196,993	32,24	18,51	13,01	61166	72951,037	14	8527,970	11370,63	34821	20209
B2	Anne Mette Bulker	Isle of Man	Naiki Zosen Corporation	Japón	2012	184,75	177,208	30,6	14,34	10,02	38191	46769,941	14	8745,368	11660,49	23950	11814
B3	Teal Bulker	Panamá	Tsuneishi Shipbuilding	China	2014	189,99	183,926	32,31	18,26	12,83	57903	69272,236	14	8569,916	11426,56	32370	19435
B4	Singapore Bulker	Singapore	Jinling Shipyard	China	2012	189,99	183,926	32,26	18,22	12,8	56718	67933,383	13,5	7697,368	10263,16	32987	19231
B5	Ocean Perfect	UK	Oshia Shipyard	Japón	2003	188,5	182,006	32,26	17,33	12,16	53035	63762,011	14	8628,625	11504,83	29323	17592
B6	Tokyo Bulker	Panamá	Iwagi Zosen Shipyard	Japón	2012	199,98	196,993	32,24	18,51	13,01	61418	73234,683	13,5	7643,541	10191,39	34795	20209
B7	Queen Sapphire	Panamá	Iwagi Zosen Shipyard	Japón	2011	199,98	196,993	32,24	18,51	13,01	61388	73200,919	14	8525,060	11366,75	34795	20209
B8	Geraldine Manx	Isle of Man	Tsuneishi Shipbuilding	China	2010	189,99	183,926	32,25	18,26	12,83	58058	69447,246	13,5	7682,362	10243,15	32354	19458
B9	Kmarin Jasmine	Panamá	Hyundai-Mipo Vinashin Shipyard	Vietnam	2014	180	171,198	30	15,18	10,62	37423	45881,724	14	8746,831	11662,44	23247	12461
B10	Daiwan Brave	Panamá	Namura Shipbuilding Group	Japón	2014	180	171,198	30	14,06	9,82	34358	42326,522	13,65	8105,556	10807,41	21514	11203
B11	Umm Ad Dalkh	Liberia	Hyundai Mipo DC	Korea	2010	186,4	178,934	27,8	15,6	10,918	37000	44980	13,5	7860	10480	22668	12334
B12	Butinah	Liberia	STX Shiobuilding	Korea	2011	190	183,3	32,26	18,5	13	57700	67795	14,5	9675	12900	33202	18893
B13	Al Yasat II	Liberia	STX Shiobuilding	Korea	2011	190	183,3	32,26	18,5	13	57700	67795	14,5	9525	12700	34539,19	39916,43
B14	Arrilah I	Liberia	Hyundai Mipo DC	Korea	2010	186,4	178,934	27,8	15,6	10,918	37000	44980	13,5	7860	10480	22668	12334
B15	Ras Ghumays I	Liberia	STX Shiobuilding	Korea	2011	190	183,3	32,26	18,5	13	57700	67795,4	14,5	9525	12700	33202	18893
B16	Abu Al Abyad	Liberia	STX Shiobuilding	Korea	2010	190	184,28	32,26	18,5	13	57700	67795,4	14,5	9525	12700	33202	18893
B17	Shan	Liberia	Hyundai Mipo DC	Korea	2010	186,4	178,934	27,8	15,6	10,918	37000	44980	13,5	7860	10480	22668	12334
B18	Eun Ji	-	-	-	1995	194,98	190	30,5	16,6	10,7	43500	52883,632	14,5	7645,844	10194,46	27000	-
B19	B.Delta 43	-	-	-	-	189,99	183,926	30	16,536	11,59	43000	52309,716	14	9422,984	12563,98	-	-
B20	B.Delta 37	-	-	-	-	179,99	171,185	30	16,191	11,34	40000	48858,185	14	6790,400	9053,87	-	-

ANEXO II: CURVA DE ÁREAS



Gráfica 1. Curva de Áreas

ANEXO III: PLANO DE FORMAS



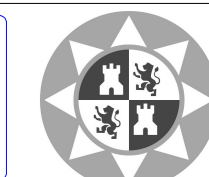
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

Eslora Total	193,5 m
Eslora entre perpendiculares	180,52 m
Manga flot. proyecto	32,23 m
Calado de proyecto	12,01 m

CARACTERÍSTICAS DE TRAZADO

Separación entre líneas de agua	2,003 m
Separación entre longitudinales	2,014 m
Separación entre secciones	9,026 m

**Universidad Politécnica
de Cartagena**



GRANELERO 45000 TPM	
PLANO DE FORMAS	
ESCALA	ARCHIVO: Bulkcarrier.3dm
1:200	FECHA: Septiembre 2015
PLANO Nº1	Nº HOJAS: 1

FDO: MIRIAM CALVO MARTÍNEZ

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un buque granelero de 45.000 TPM

Cuaderno 2

Cálculos de arquitectura naval: carenas rectas e
inclinadas

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1. Introducción	2
2. Características hidrostáticas	2
3. Curvas de Bonjean	3
4. Brazos Adrizantes	3
4.1. Isoclinas o curvas KN	3
4.2. Punto de inundación progresiva.....	4
5. Cálculo de Arqueo por el Convenio de 1969	4
5.1. Cálculo del Arqueo Bruto (GT)	5
5.2. Cálculo del Arqueo Neto	5
6. Cálculo de Francobordo	6
7. Bibliografía.....	9
ANEXO I: CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS	10
ANEXO II: CURVAS DE BONJEAN.....	11
ANEXO III: CURVAS KN O ISOCLINAS	12

1. Introducción

En este cuadernillo se va a proceder a calcular las características de las hidrostáticas, las curvas de Bonjean y por último las curvas de los brazos adrizantes, en las que se calculan las curvas KN y los puntos de inundación progresiva.

Los resultados se expresan de manera gráfica y tabular.

2. Características hidrostáticas

Las curvas de las hidrostáticas se obtienen mediante el empleo del programa de diseño arquitectura naval *Maxsurf Stability* en el que se introduce el casco, procedente del programa *Maxsurf Modeler* que ha permitido la obtención de las formas del buque.

Las características que se representan son las que se muestran a continuación:

- Desplazamiento (Δ).
- Eslora en la flotación (L_F).
- Manga en la flotación (B_F).
- Superficie mojada (S_m).
- Área en la flotación (A_F).
- Coeficiente prismático (C_P).
- Coeficiente de bloque (C_B).
- Coeficiente de la maestra (C_M).
- Coeficiente de la flotación (C_F).
- Posición longitudinal del centro de carena (LCB).
- Posición longitudinal del centro de gravedad de la flotación (LCF).
- Ordenada del centro de carena (KB).
- Altura metacéntrica longitudinal (GM_L).
- Altura metacéntrica transversal (GM_T).
- Toneladas por centímetro de inmersión (TCI).
- Momento para alterar el trimado un centímetro (MTC).

Se presentan las características hidrostáticas para el buque que se pretende diseñar para el calado de proyecto (12,015 m). Así mismo se muestran las hidrostáticas para diversos calados por debajo del calado de proyecto.

Las curvas se calculan para diversos trimados. Los trimados son: -1.0, -0.5, 0.0, 0.5 y 1.0 metros.

Los resultados obtenidos para los distintos trimados se encuentran reflejados en el ANEXO I, en los que hay tablas con los resultados de las características de las hidrostáticas para cada uno de los calados, la representación de los datos de la tabla y por último una representación de los coeficientes principales en función del desplazamiento, esto se realiza para cada uno de los trimados.

3. Curvas de Bonjean

Las Curvas de Bonjean son una representación del área de las distintas secciones en función del calado del buque. La ventaja que tienen estas curvas frente a las hidrostáticas es que son más flexibles en su utilización ya que admiten cualquier flotación, aunque no admiten escoras.

En este apartado, la representación que se va a llevar a cabo es en forma de abanico y cuyo eje de calados común.

En el ANEXO II se han incluido los valores de las curvas de Bonjean para los distintos valores del trimado: -1.0, -0.5, 0.0, 0.5, 1.0.

4. Brazos Adrizantes

4.1. Isoclinas o curvas KN

Al igual que se ha realizado para el cálculo de las características hidrostáticas, las curvas isoclinas se obtienen con la ayuda del programa de arquitectura naval *Maxsurf Stability*.

Las isoclinas o curvas KN se representan en función del desplazamiento para distintos ángulos de escora.

Los ángulos de escora que se han escogido son: 5°Er, 10°Er, 15°Er, 20°Er, 25°Er, 30°Er, 35°Er, 40°Er, 45°Er, 50°Er, 55°Er, 60°Er, 65°Er, 70°Er, 75°Er, 80°Er, 85°Er y 90°Er.

En el ANEXO III se recogen todos los resultados obtenidos a partir del programa, tanto tablas en las que se recogen los valores como gráficas en las que se representan.

4.2. Punto de inundación progresiva

Este será la primera apertura no estanca situada por encima de la cubierta principal. En este caso la primera que se halla es en la cubierta principal en las puertas de acceso a la superestructura desde la propia cubierta.

5. Cálculo de Arqueo por el Convenio de 1969

Para realizar el cálculo del Arqueo, se emplea el Convenio de 1969, se procede a calcular el Arqueo Bruto y el Arqueo Neto.

El buque granelero consta de los siguientes volúmenes estancos, calculados mediante el programa de diseño *Rhinoceros*:

Tabla 1. Volúmenes de los espacios cerrados

Espacios	Volumen (m ³)
Cubierta Principal	584,71
Cubierta A	584,71
Cubierta B	584,71
Cubierta C	584,71
Cubierta D	584,71
Puente de mando	263,29
Toldilla	2548,62
Castillo	1814,31
Bodega 1	5215,111
Bodega 2	8893,071
Bodega 3	7652,005
Bodega 4	8928,642
Bodega 5	7654,389
Bodega 6	8955,732
TOAL	54848,72

5.1. Cálculo del Arqueo Bruto (GT)

El cálculo del Arqueo bruto viene determinado mediante:

$$GT = K_1 \cdot V \quad (1)$$

Se ha de considerar que el Arqueo Neto no puede ser inferior al 30% del Arqueo Bruto, esto se comprobará posteriormente.

Siendo:

- $V \equiv$ volumen de los espacios cerrados, se obtiene a partir de los volúmenes definidos en la Tabla 1

$$V = 7549,77 \text{ m}^3$$

- $K_1 \equiv$ constante que se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$K_1 = 0,2 + 0,02 \cdot \log(V) \quad (2)$$

Por lo tanto, el coeficiente anterior tienen un valor de:

$$K_1 = 0,2 + 0,02 \cdot \log(7549,77) = 0,296$$

Una vez que se conoce el coeficiente K_1 , el Arqueo Bruto toma un valor de:

$$GT = 0,296 \cdot 7549,77 = 2234,73$$

5.2. Cálculo del Arqueo Neto

El cálculo del Arqueo Neto (NT) se calcula mediante la siguiente expresión:

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

Siendo:

- $V_C \equiv$ el volumen de los espacios de carga, que en este caso toma un valor de $47298,95 \text{ m}^3$.
- $K_2 \equiv$ se obtiene mediante los valores tabulados, vale 0,2942.
- $K_3 \equiv$ es una constante definida a través de la siguiente expresión:

$$K_3 = 1,25 \cdot \frac{GT + 10000}{10000} \quad (4)$$

Introduciendo el valor del arqueo bruto en la expresión (4) queda:

$$K_3 = 1,25 \cdot \frac{2234,73 + 10000}{10000} = 1,51$$

- $d \equiv$ es el calado de trazado
- $D \equiv$ es el puntal de trazado
- $\left(\frac{4 \cdot d}{3 \cdot D}\right) \equiv$ este coeficiente ha de ser inferior a 1, se calcula en primer lugar y después se comprueba.

$$\left(\frac{4 \cdot d}{3 \cdot D}\right) = \frac{4 \cdot 12,01}{3 \cdot 17,15} = 0,93$$

Como toma un valor por debajo de la unidad, se toma este valor.

- $N_1 \equiv$ es el número de pasajeros
- $N_2 \equiv$ es el número de tripulantes

El Arqueo Neto, calculado mediante la expresión (3) toma un valor de:

$$NT = 0,2942 \cdot 47298,95 \cdot 0,93^2 + 1,51 \cdot \left(0 + \frac{26}{10}\right) = 12039,31$$

Se ha de comprobar la condición del mismo:

$$NT \geq 0,3 \cdot GT = 0,3 \cdot 17816,06 = 5344,82$$

Se cumple, por lo tanto los valores tanto del Arqueo Bruto como el del Arqueo Neto son:

Tabla 2. Arqueos Bruto y Neto

Arqueo Bruto (GT)	17816,06
Arqueo Neto (NT)	12039,31

6. Cálculo de Francobordo

Para llevar a cabo el cálculo del francobordo del buque se ha aplicado el Convenio Internacional sobre Líneas de carga.

A partir de las características principales del buque obtenidas en los cuadernos anteriores se ha procedido a calcular el francobordo del buque.

Los valores de las características del buque se muestran en la Tabla 3:

Tabla 3. Características del buque

Desplazamiento	57346	t
Eslora (L)	180,52	m
Eslora en la Flotación (L_F)	186,14	m
Manga (B)	32,23	m
Calado (T)	12,01	m
Puntal a la cubierta principal (D_P)	17,15	m
Coefficiente de Bloque (C_B)	0,777	
Coefficiente de la Maestra (C_M)	0,99	
Coefficiente Prismático (C_P)	0,79	
Coefficiente de la Flotación (C_F)	0,86	
Espesor de la plancha de cubierta	12	mm
Espesor de la quilla	19,5	mm

Con el fin de realizar el cálculo del francobordo, en primer lugar se ha calculado la corrección correspondiente al coeficiente de bloque, conociendo previamente el francobordo tabular. Los valores de los mismos se recogen en la Tabla 4.

Tabla 4. Francobordo tabular y corrección por coeficiente de bloque

	Tipo A (mm)	Tipo B (mm)
FB Tabular	2393	2915
Corrección por coeficiente de bloque	2641,872	3218,16

Por otro lado se ha tener en cuenta otras correcciones en las que se ha incluido la del puntal, la correspondiente a la superestructura y al espesor de la cubierta en el centro del buque, se ha despreciado a su vez la corrección debida al arrufo del buque. El valor de las mismas se encuentra reflejada en la Tabla 5.

Tabla 5. Valor del resto de correcciones

	Tipo A (mm)		Tipo B (mm)	
	+	-	+	-
Otras correcciones				
Puntal	1278,83		1278,83	
Superestructura		307,09		72,8
Espesor de la cubierta en el centro del buque	12		12	
Sumatorio	1290,83	307,09	1290,83	72,80
TOTAL	983,74		1218,03	

Una vez calculado el valor de las correcciones se añade al valor del francobordo tabular obteniéndose el valor que se muestra a continuación:

$$\text{Francobordo de verano (Tipo A)} = 3376,74 \text{ mm}$$

$$\text{Francobordo de verano (Tipo B)} = 4133,03 \text{ mm}$$

Los resultados de los distintos francobordos medidos desde la línea de cubierta se agrupan en la Tabla 6, se hallan a partir del valor del francobordo de verano y de reducciones en función de las dimensiones principales.

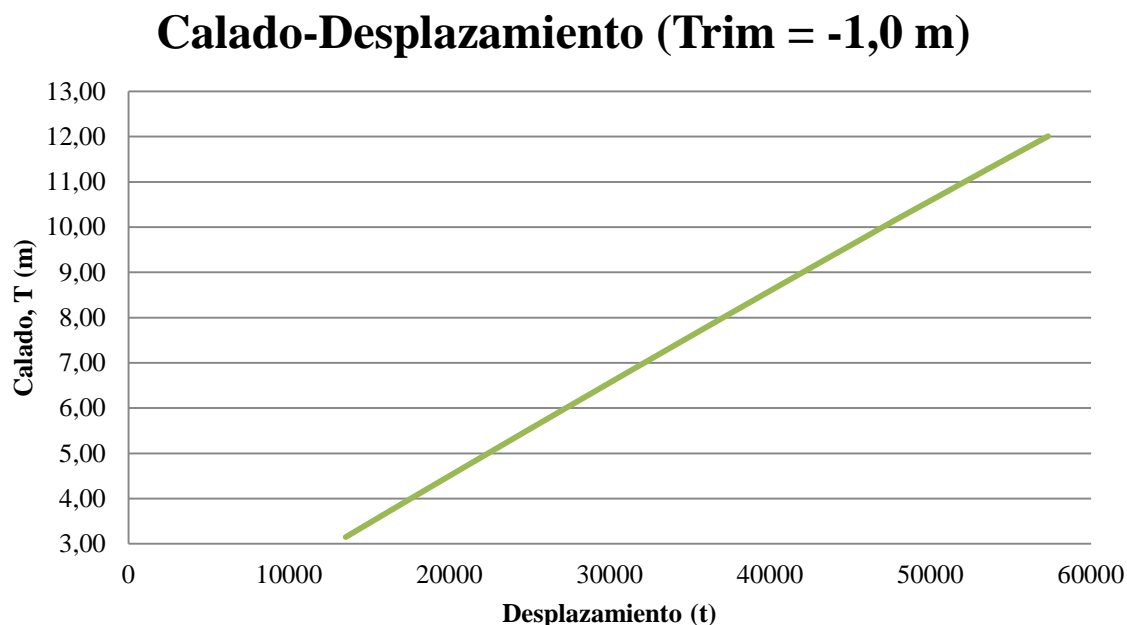
Tabla 6. Francobordo desde la línea de cubierta

	Tipo A		Tipo B	
	mm	mm	mm	mm
Verano (V)	3376,74	mm	4133,03	mm
Agua Dulce Tropical (TD)	-	mm	-	mm
Agua Dulce (D)	3088,98	mm	3861,02	mm
Tropical (T)	3088,98	mm	3861,02	mm
Invierno (I)	3664,51	mm	4405,04	mm
Invierno Atlántico Norte (ANI)	3664,51	mm	4405,04	mm

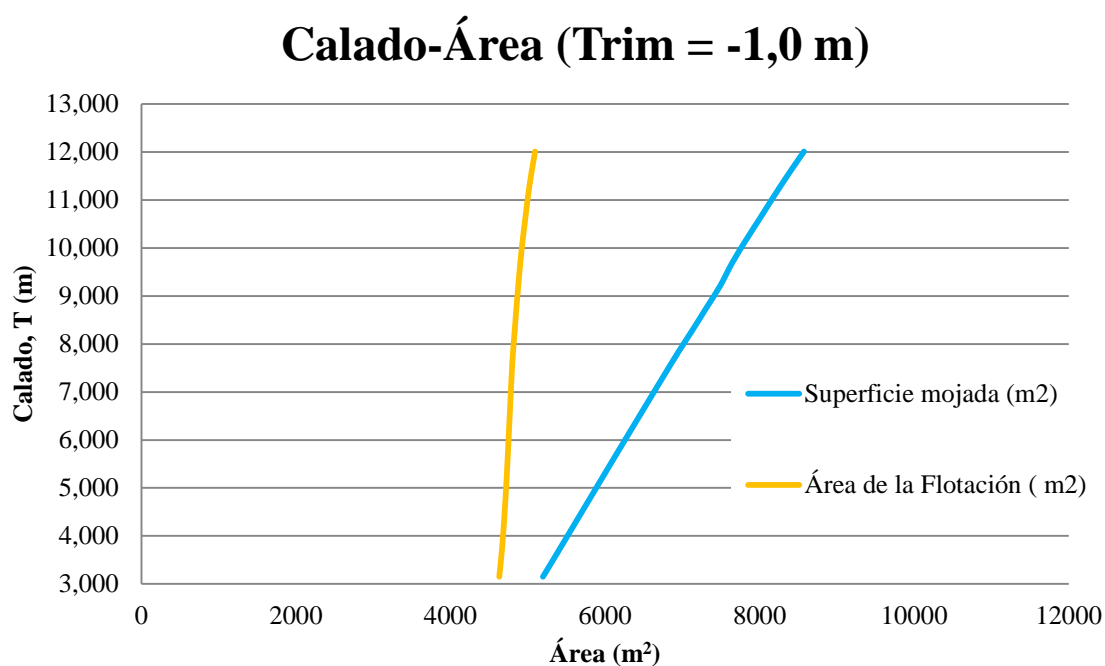
7. Bibliografía

- 1) DGMM. (2004). Convenio Internacional sobre líneas de carga de 1966 y Protocolo de 1988. Serie Normativas. Dirección General de la Marina Mercante. Ministerio de Fomento. Madrid.
- 2) GUTIERREZ ROMERO, J.E. “*Apuntes de la asignatura de proyectos*” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2015. Francobordo

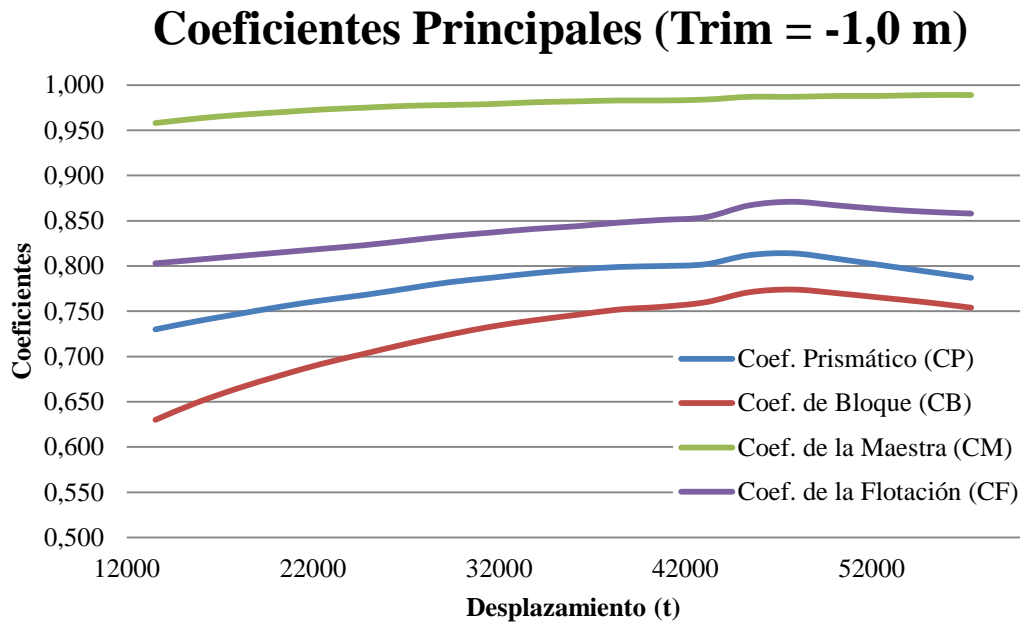
ANEXO I: CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS



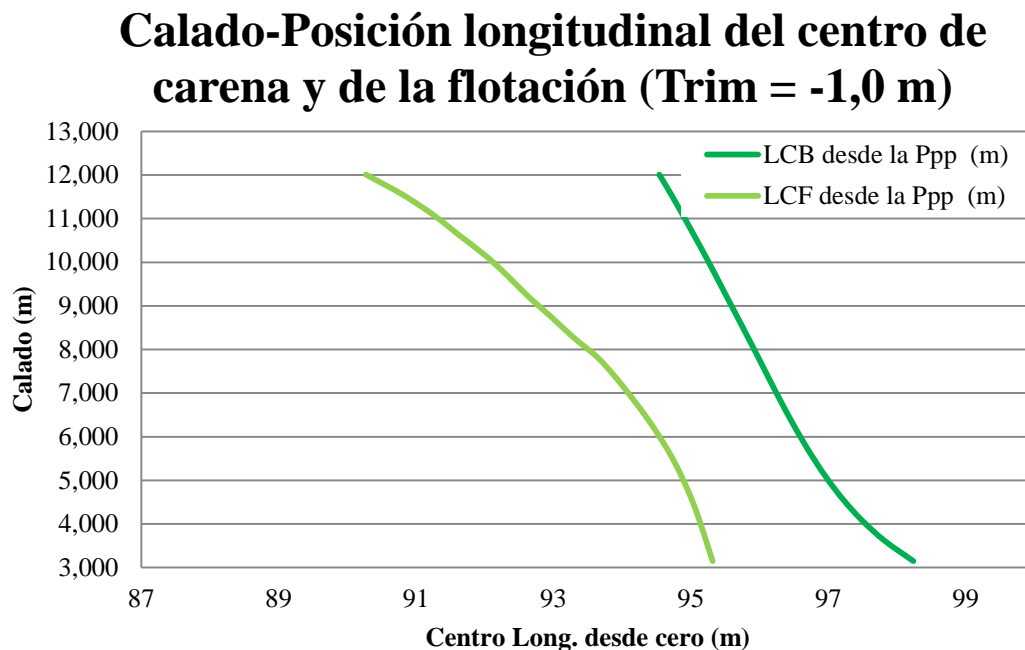
Gráfica 1. Representación del calado en función del desplazamiento, para un trimado de -1,0 m



Gráfica 2. Representación del calado en función del área de la flotación y de superficie mojada, para un trimado de -1,0 m

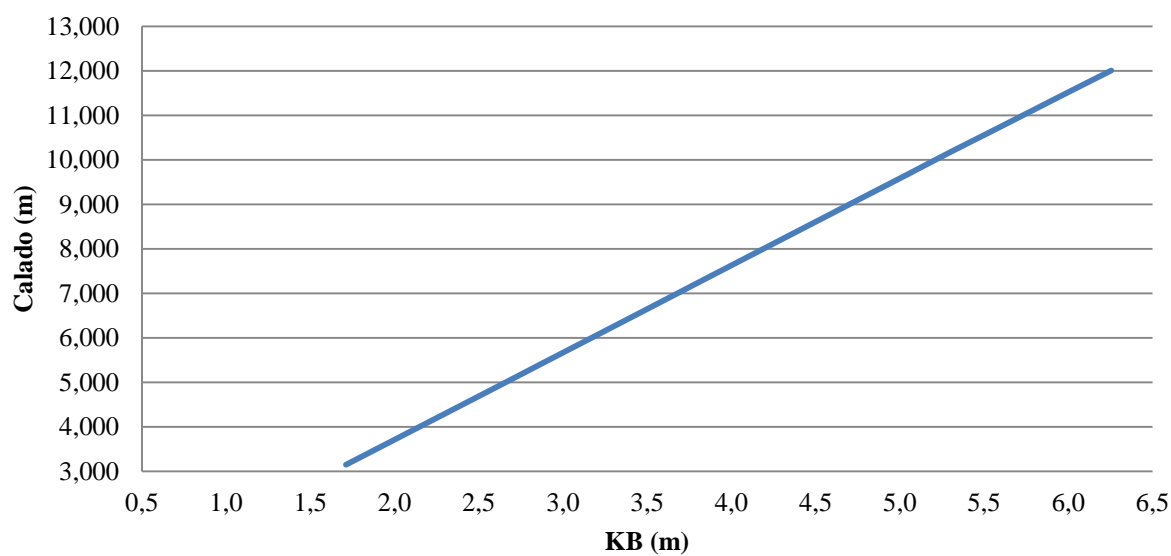


Gráfica 3. Representación de los coeficientes principales en función del desplazamiento, para un trimado de -1,0 m



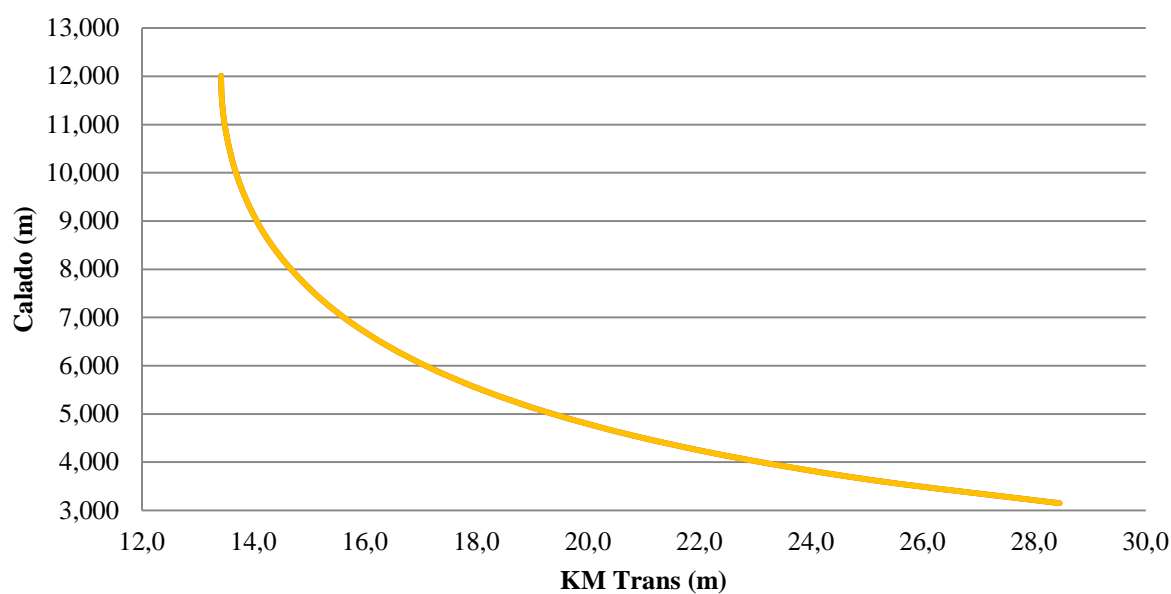
Gráfica 4. Representación del calado en función de la posición longitudinal del centro de carena y de la flotación, para un trimado de -1,0 m

Calado -KB (Trim = -1,0 m)



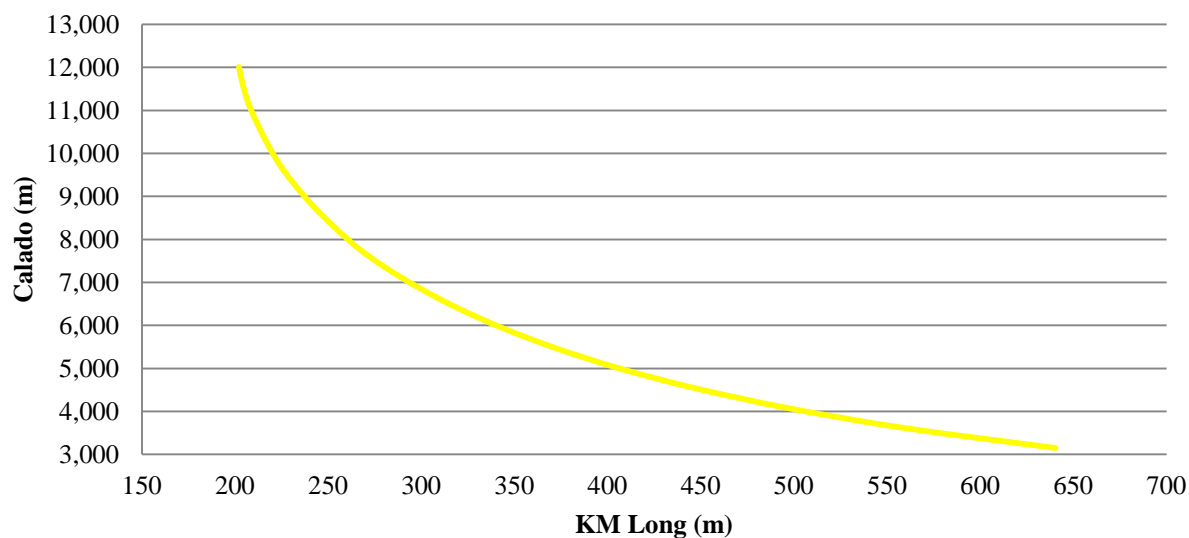
Gráfica 5. Representación del calado en función del centro de carena, para un trimado de -1,0 m

Calado -KM Trans (Trim = -1,0 m)



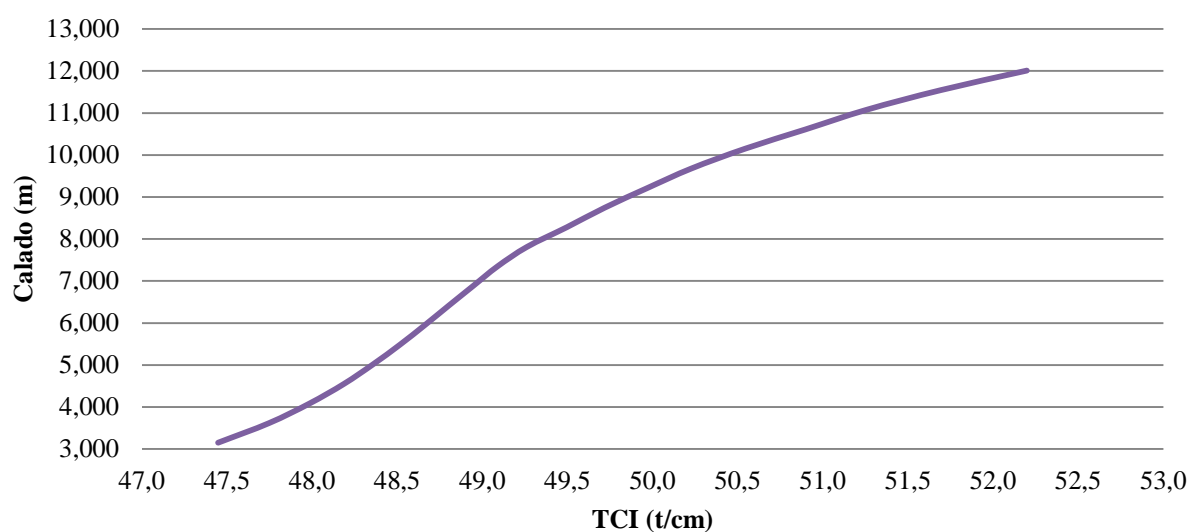
Gráfica 6. Representación del calado en función de KM transversal, para un trimado de -1,0 m

Calado -KM Long (Trim = -1,0 m)

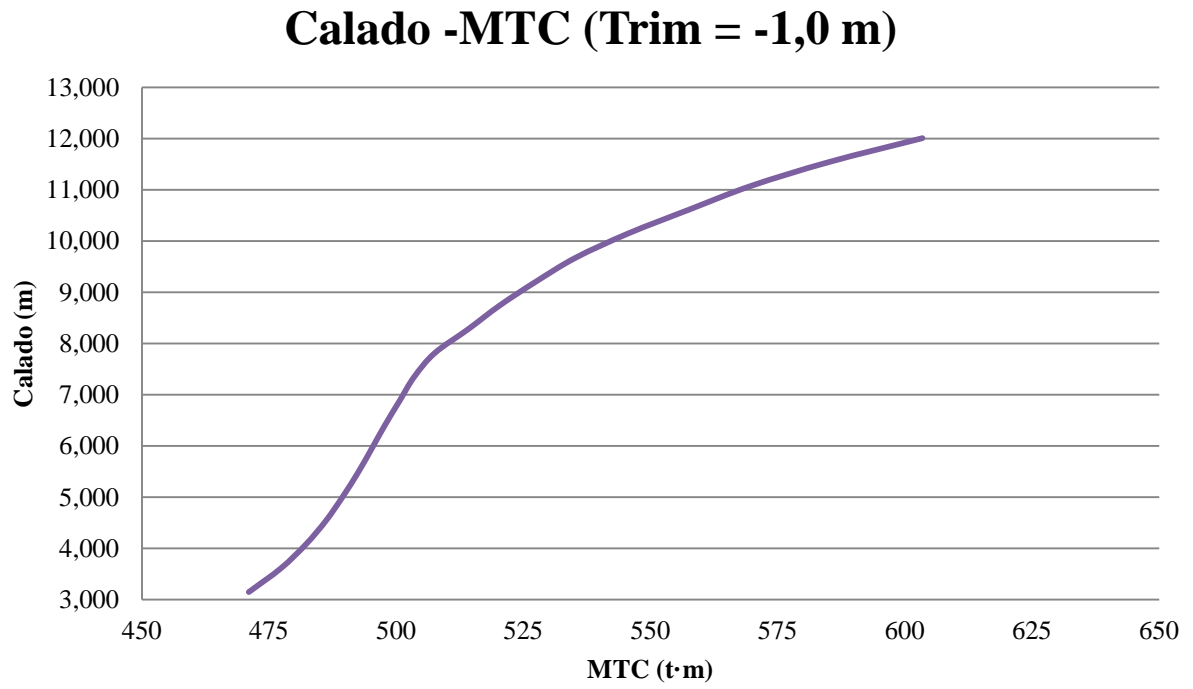


Gráfica 7. Representación del calado en función de KM longitudinal, para un trimado de -1,0 m

Calado -TCI (Trim = -1,0 m)

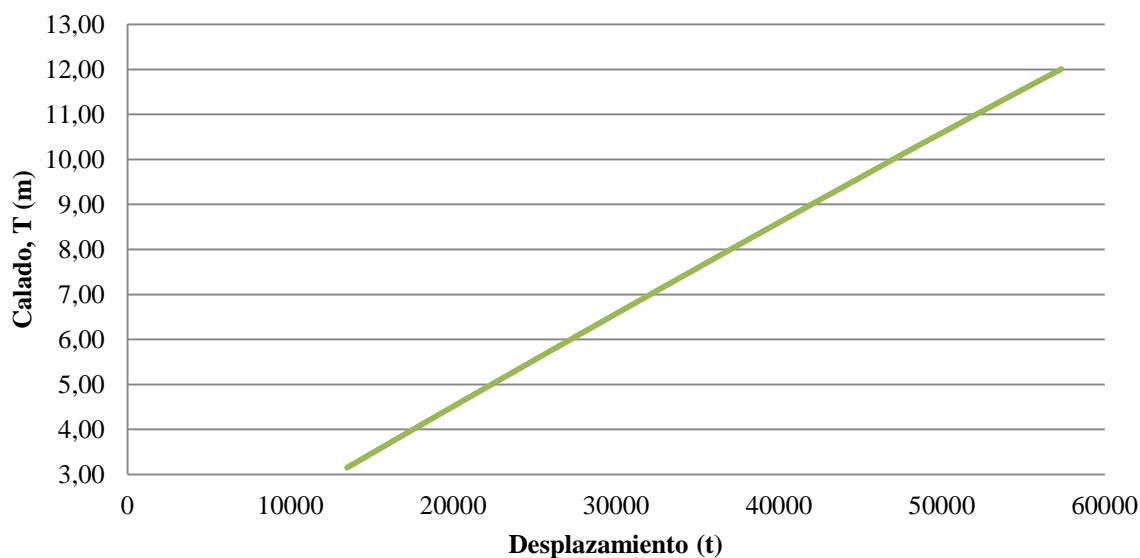


Gráfica 8. Representación del calado en función de las Toneladas por centímetro de inmersión, para un trimado de -1,0 m



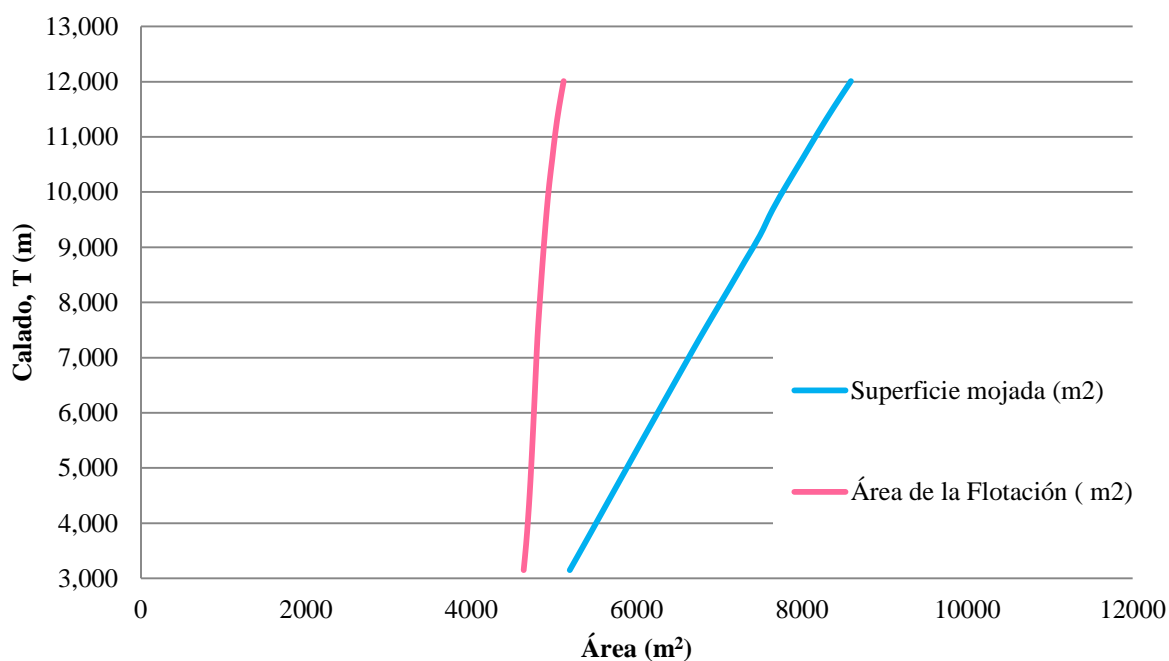
Gráfica 9. Representación del calado en función del momento necesario para alterar el trimado un centímetro, para un trimado de -1,0 m

Calado-Desplazamiento (Trim = -0,5 m)



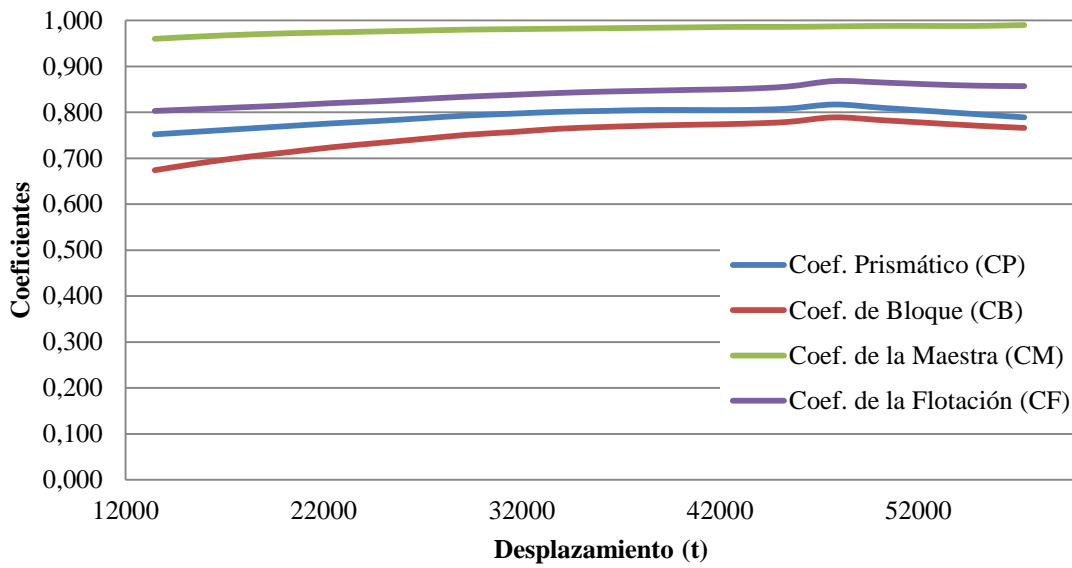
Gráfica 10. Representación del calado en función del desplazamiento, para un trimado de -0,5 m

Calado-Área (Trim = -0,5 m)



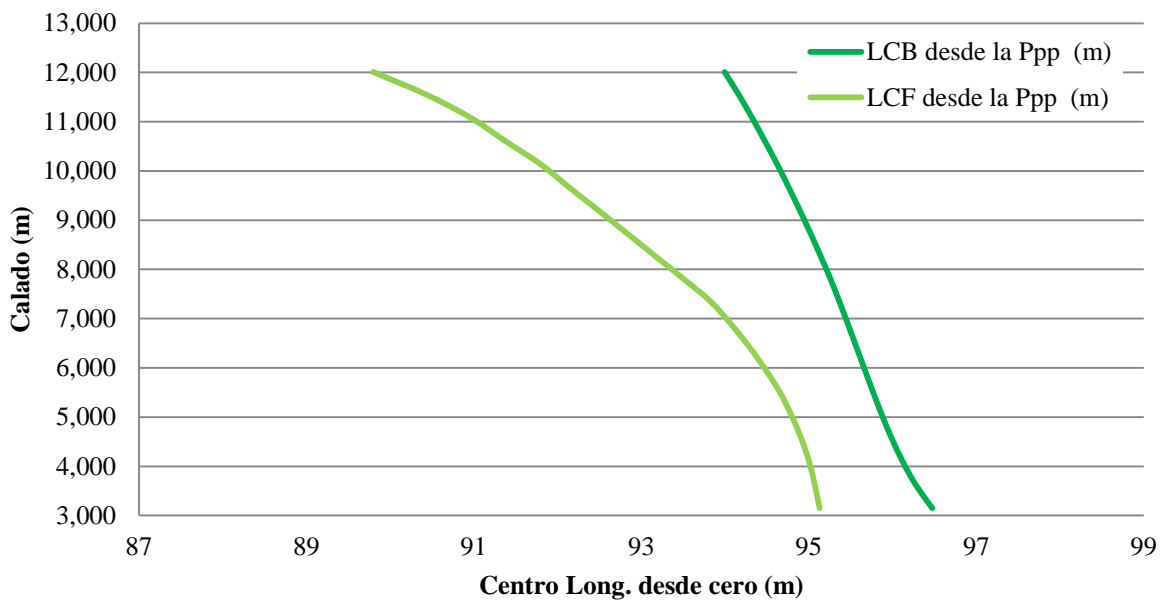
Gráfica 11. Representación del calado en función del área de la flotación y de superficie mojada, para un trimado de -0,5 m

Coeficientes Principales (Trim 0,0 m)

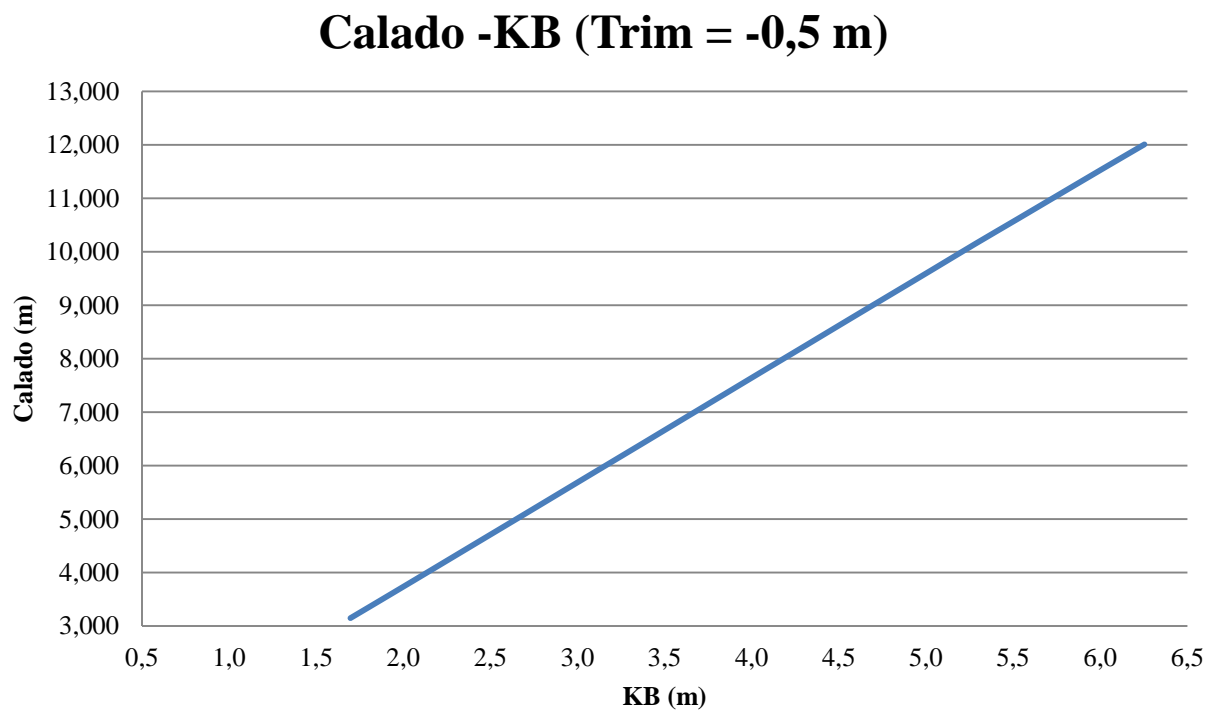


Gráfica 12. Representación de los coeficientes principales en función del desplazamiento, para un trimado -0,5 m

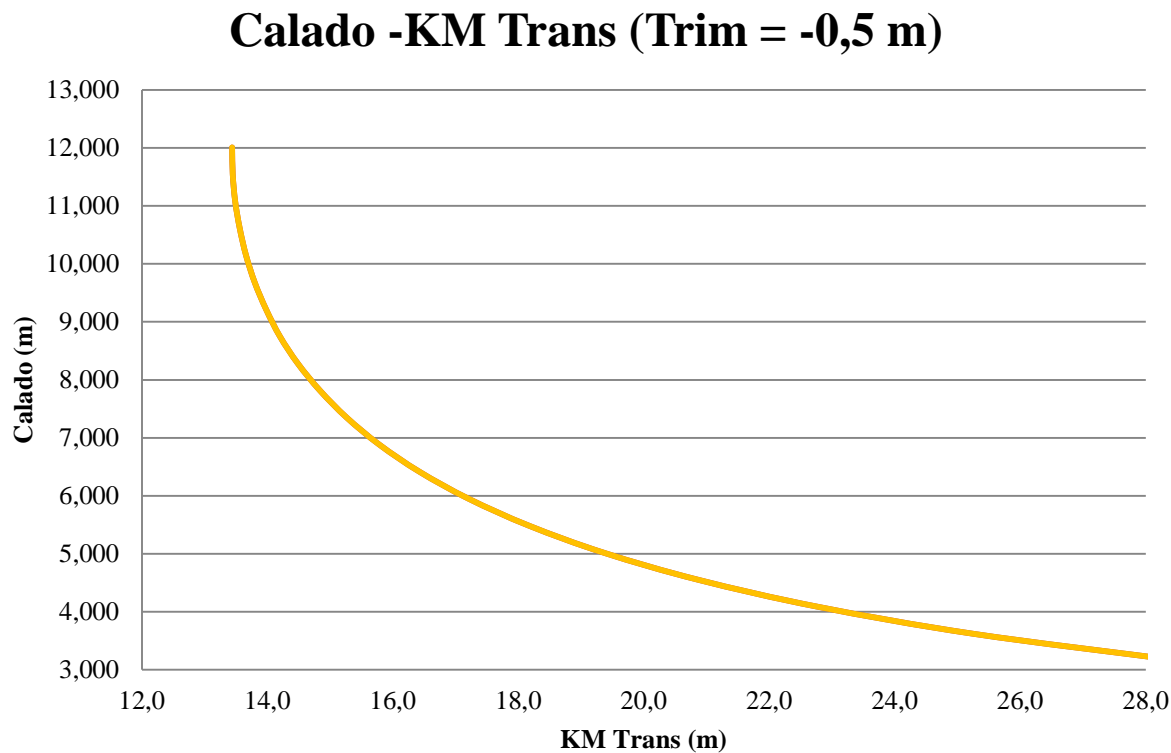
Calado-Posición longitudinal del centro de carena y de la flotación (Trim = -0,5 m)



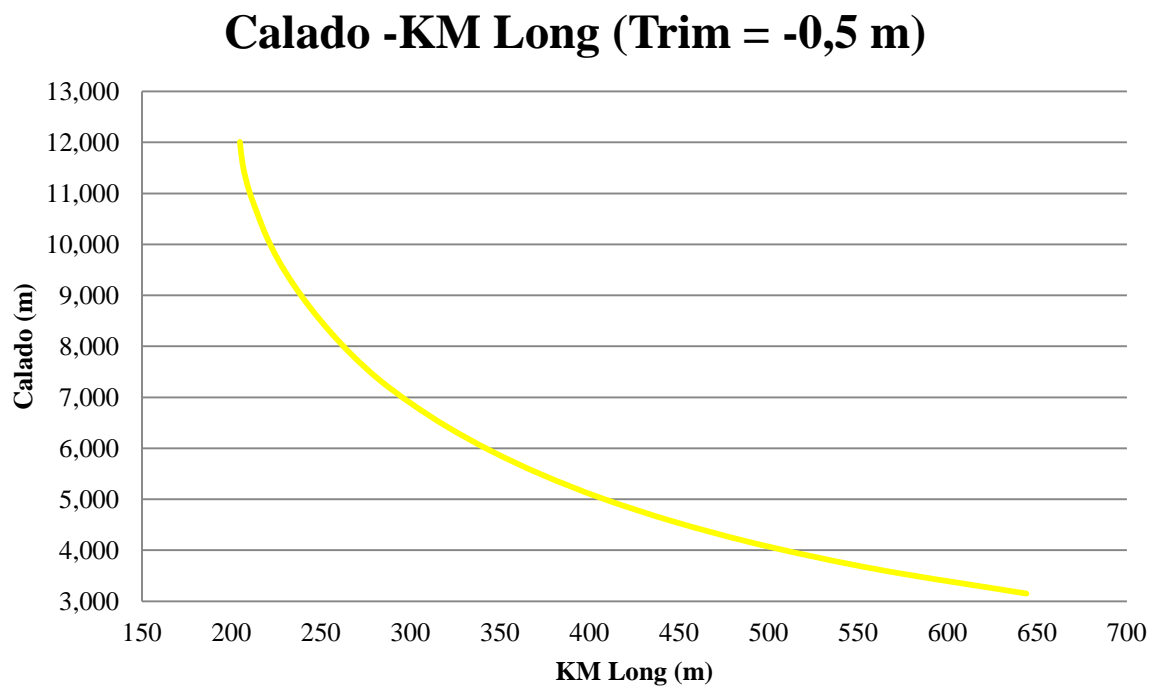
Gráfica 13. Representación del calado en función de la posición longitudinal del centro de carena y de la flotación, para un trimado de -0,5 m



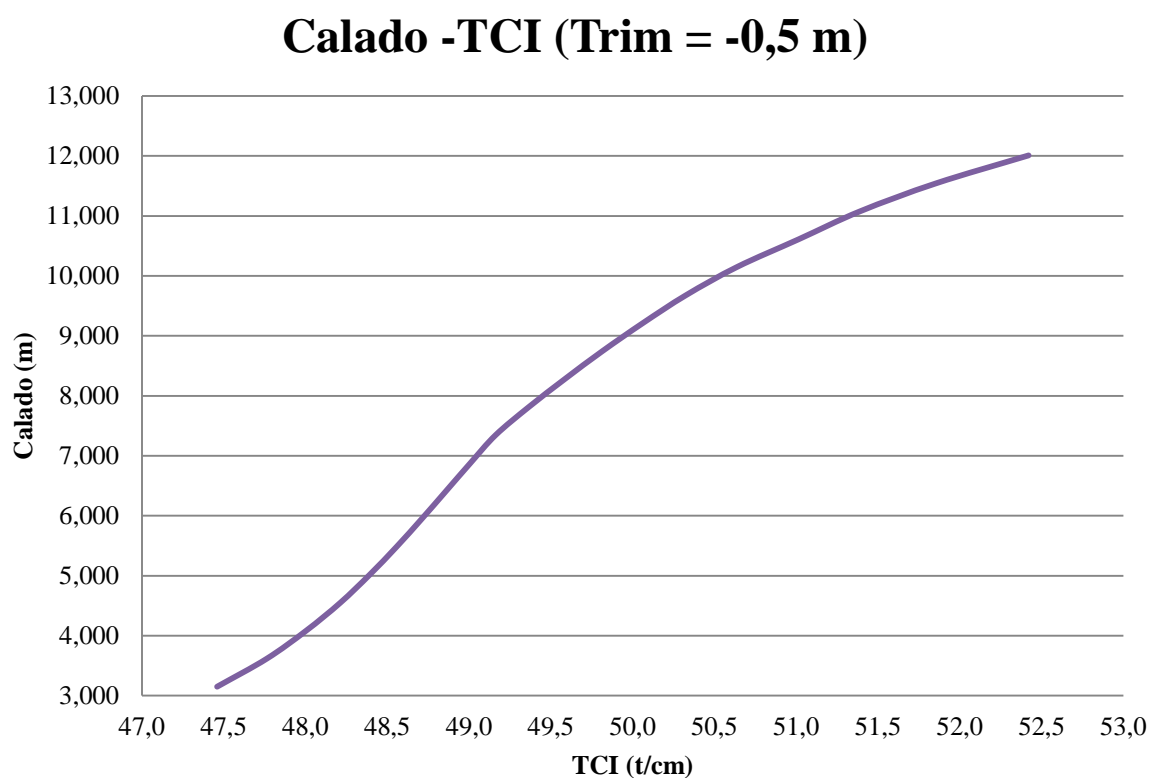
Gráfica 14. Representación del calado en función del centro de carena, para un trimado de -0,5 m



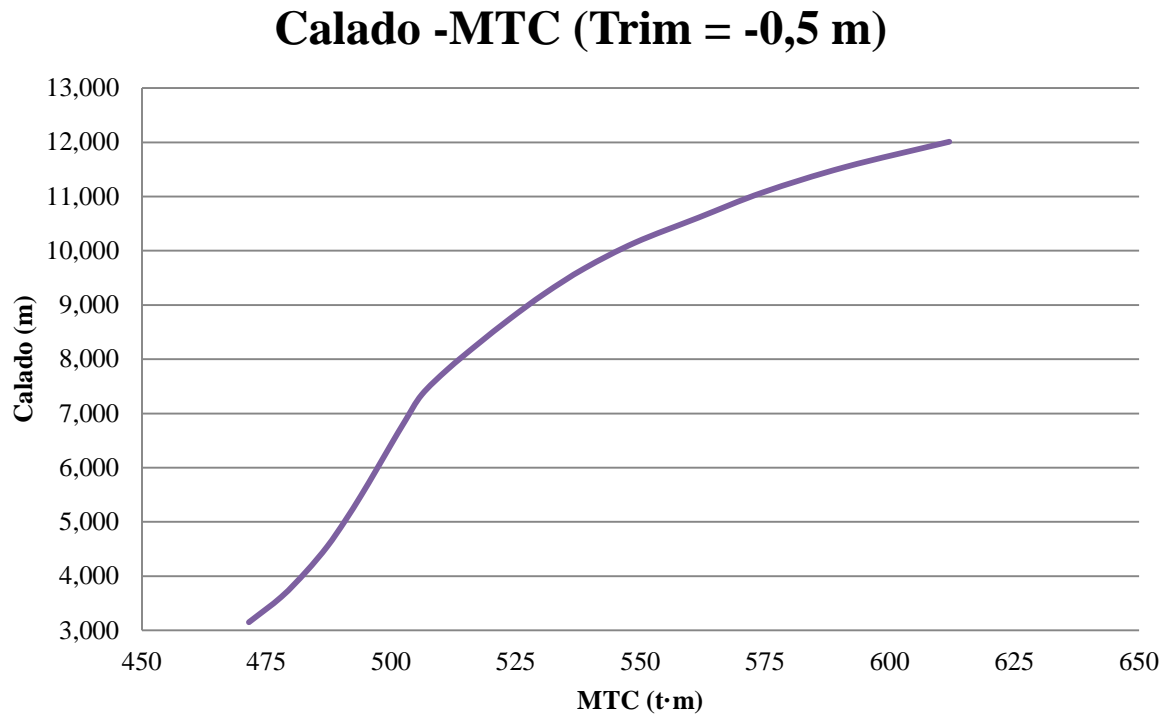
Gráfica 15. Representación del calado en función de KM transversal, para un trimado de -0,5 m



Gráfica 16. Representación del calado en función de KM longitudinal, para un trimado de -0,5 m

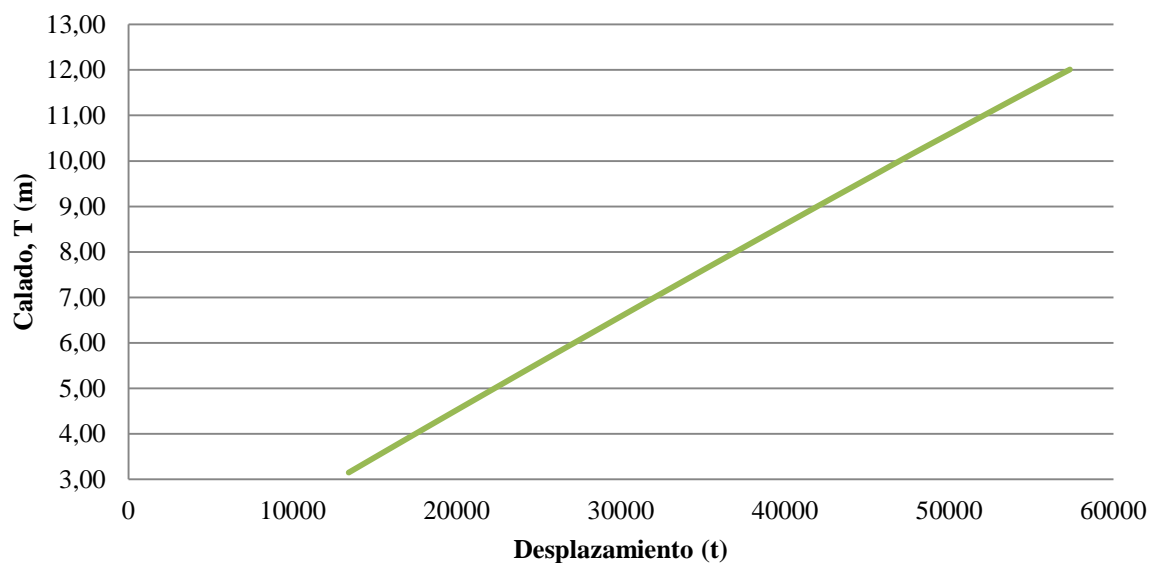


Gráfica 17. Representación del calado en función de las Toneladas por centímetro de inmersión, para un trimado de -0,5 m



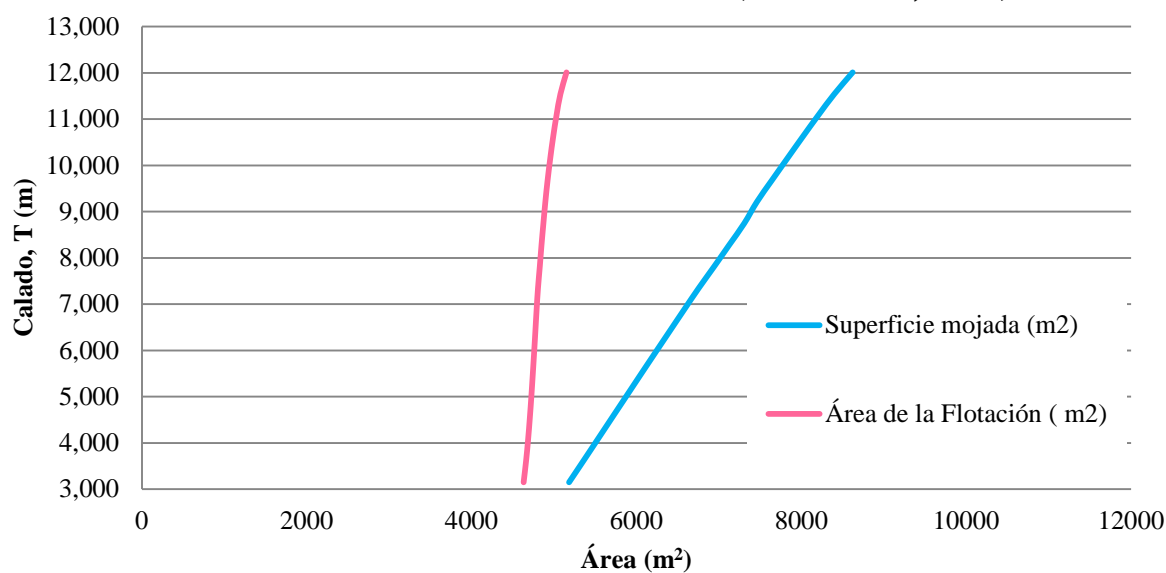
Gráfica 18. Representación del calado en función del momento necesario para alterar el trimado un centímetro, para un trimado de -0,5 m

Calado-Desplazamiento (Trim= 0,0 m)



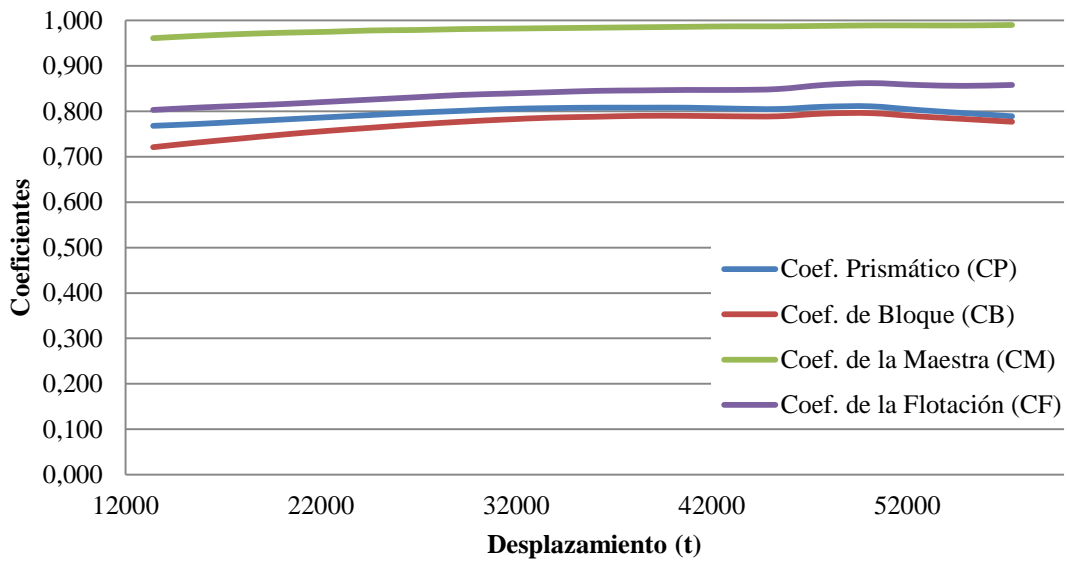
Gráfica 19. Representación del calado en función del desplazamiento, para un trimado de 0,0 m

Calado-Área (Trim= 0,0 m)



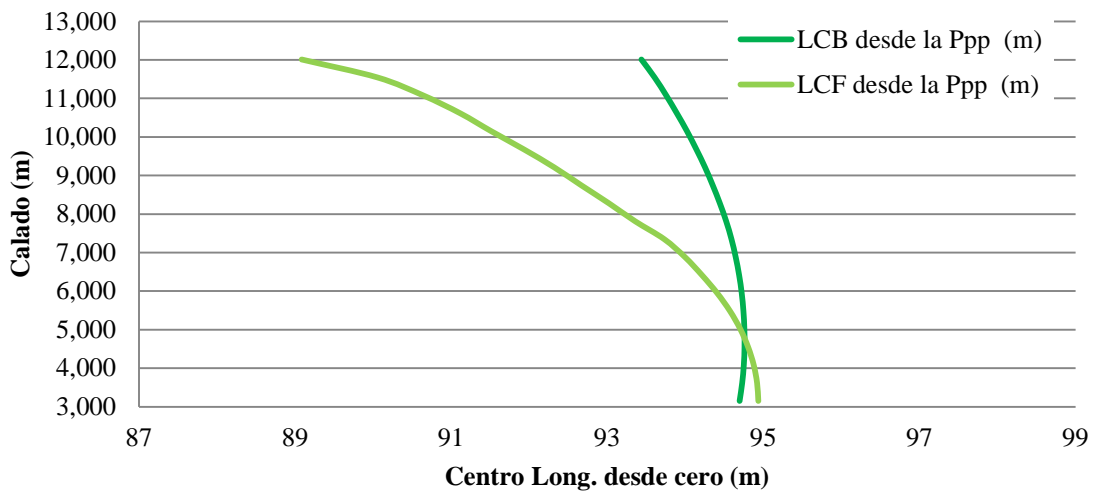
Gráfica 10. Representación del calado en función del área de la flotación y de superficie mojada, para un trimado de 0,0 m

Coeficientes Principales (Trim 0,0 m)



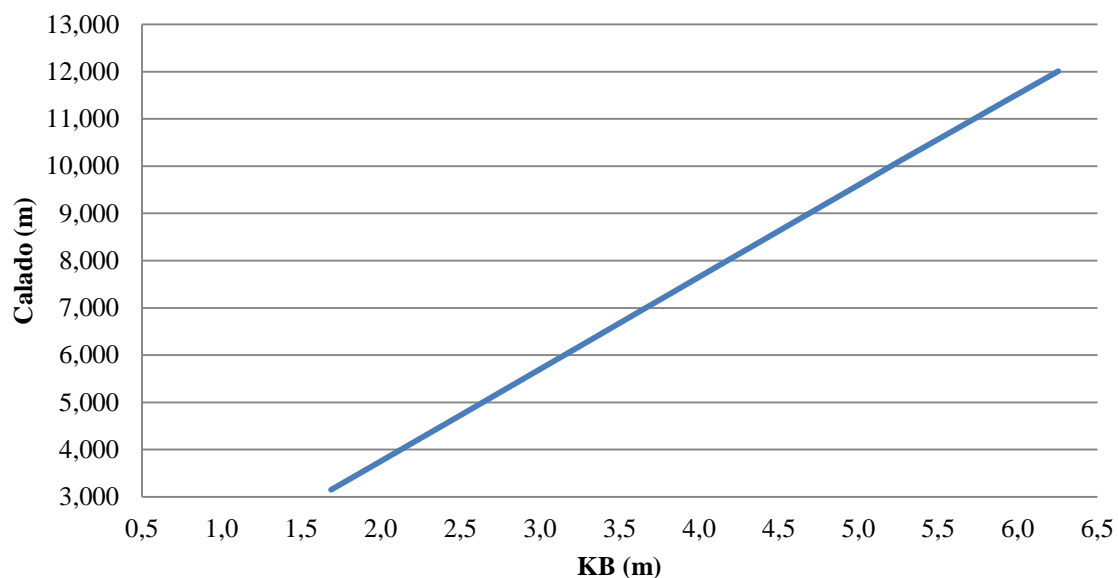
Gráfica 21. Representación de los coeficientes principales en función del desplazamiento, para un trimado de 0,0 m

Calado-Posición longitudinal del centro de carena y de la flotación (Trim = 0,0 m)



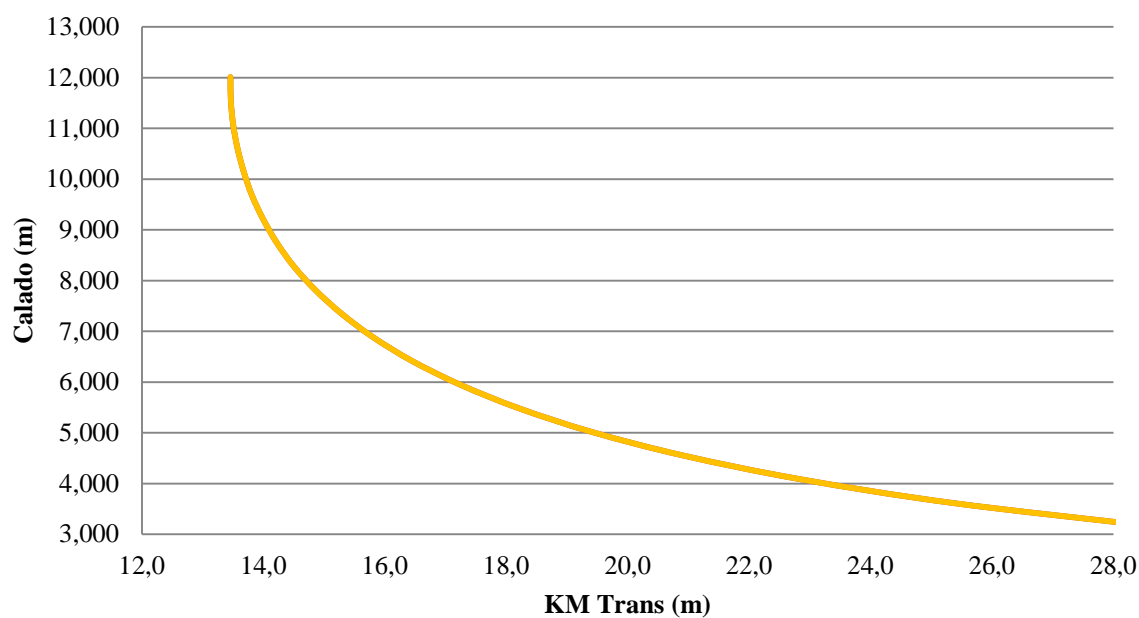
Gráfica 22. Representación del calado en función de la posición longitudinal del centro de carena y de la flotación, para un trimado de 0,0 m

Calado -KB (Trim= 0,0 m)

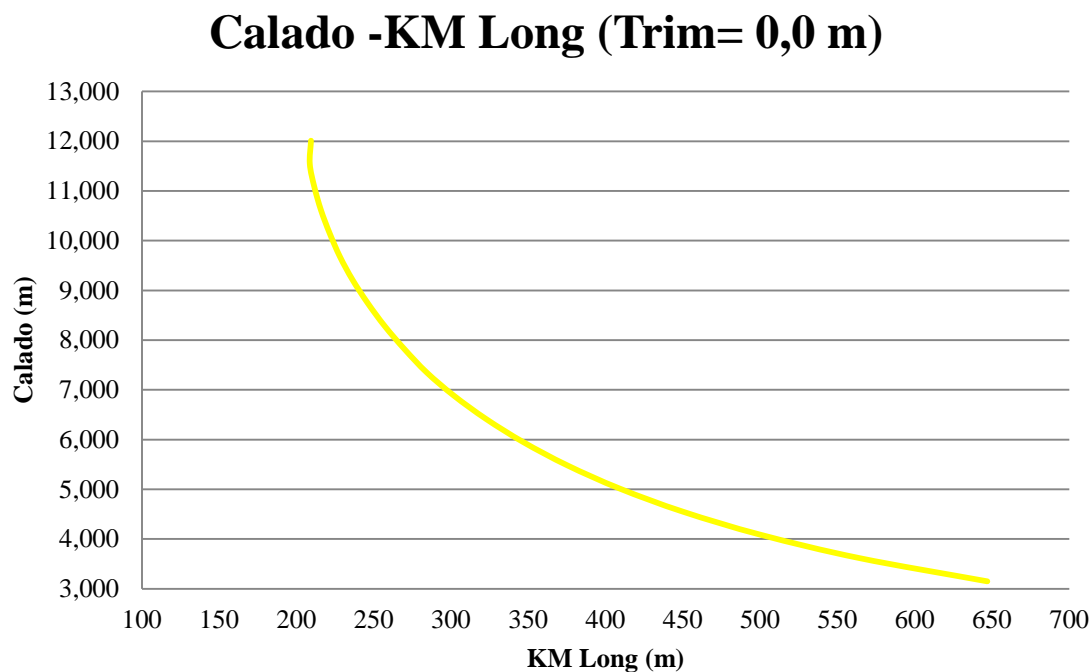


Gráfica 23. Representación del calado en función del centro de carena, para un trimado de 0,0 m

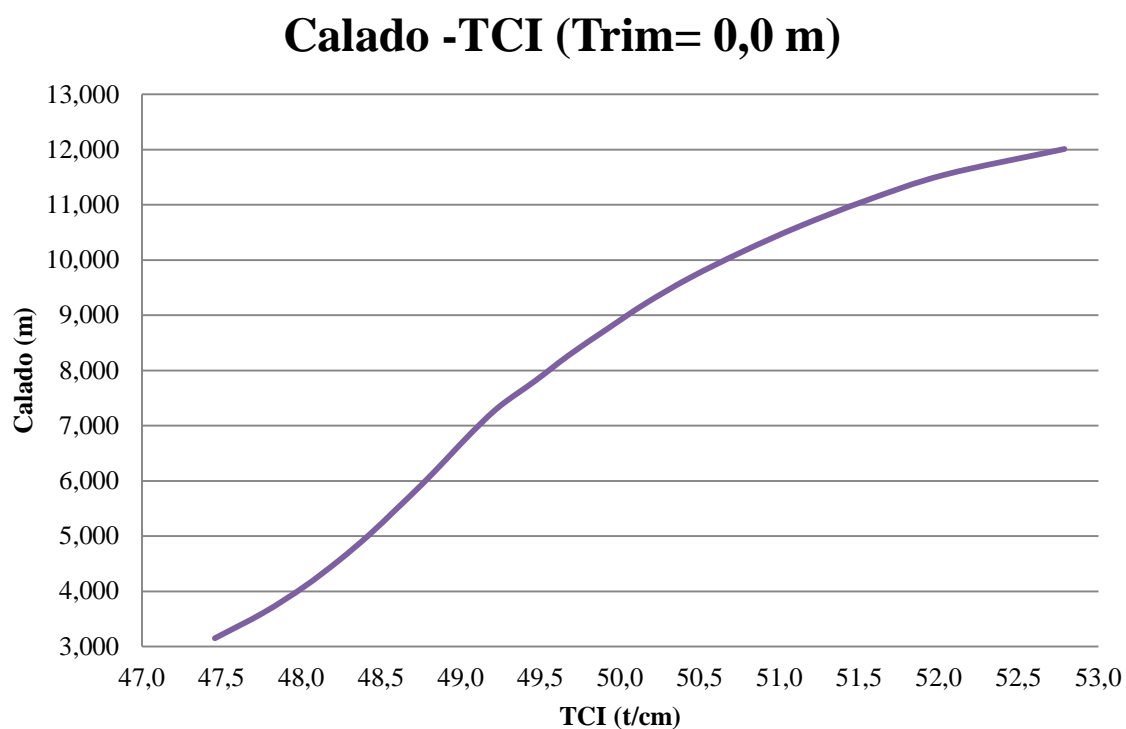
Calado -KM Trans (Trim= 0,0 m)



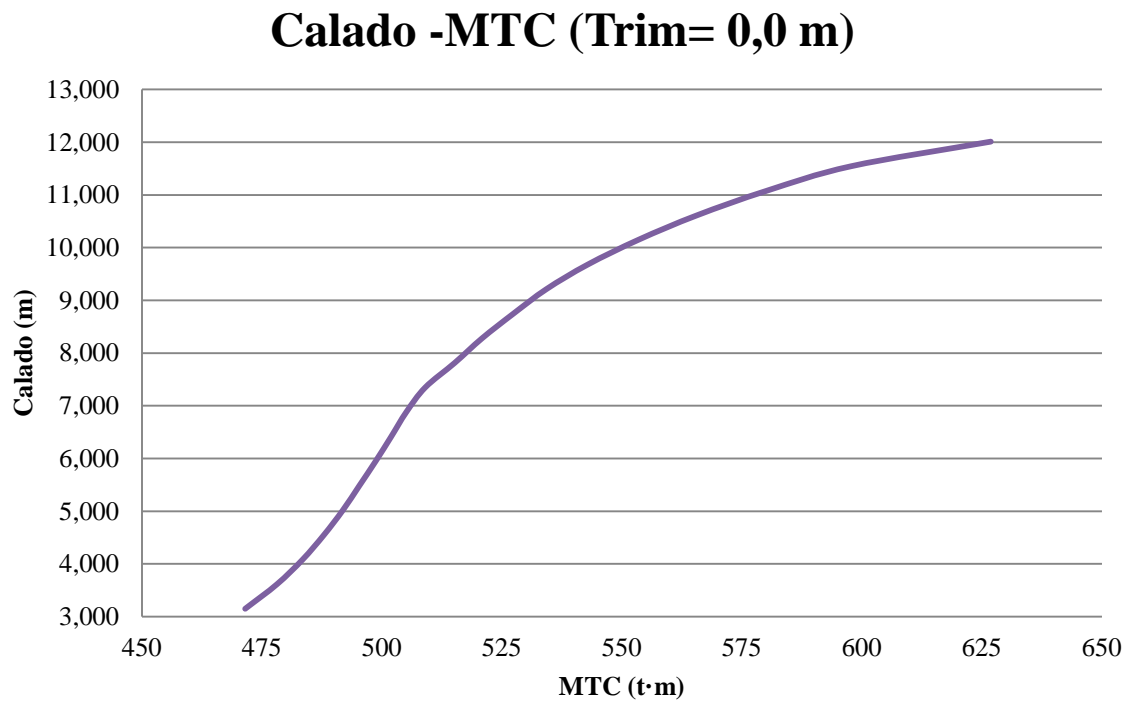
Gráfica 24. Representación del calado en función de KM transversal, para un trimado de 0,0 m



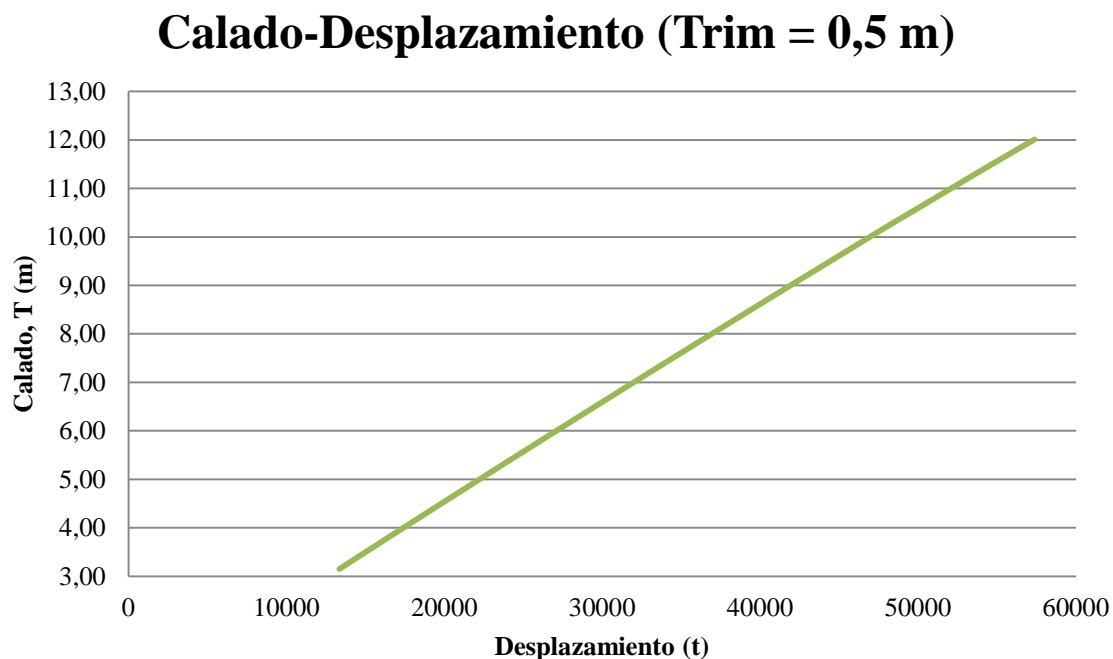
Gráfica 25. Representación del calado en función de KM longitudinal, para un trimado de 0,0 m



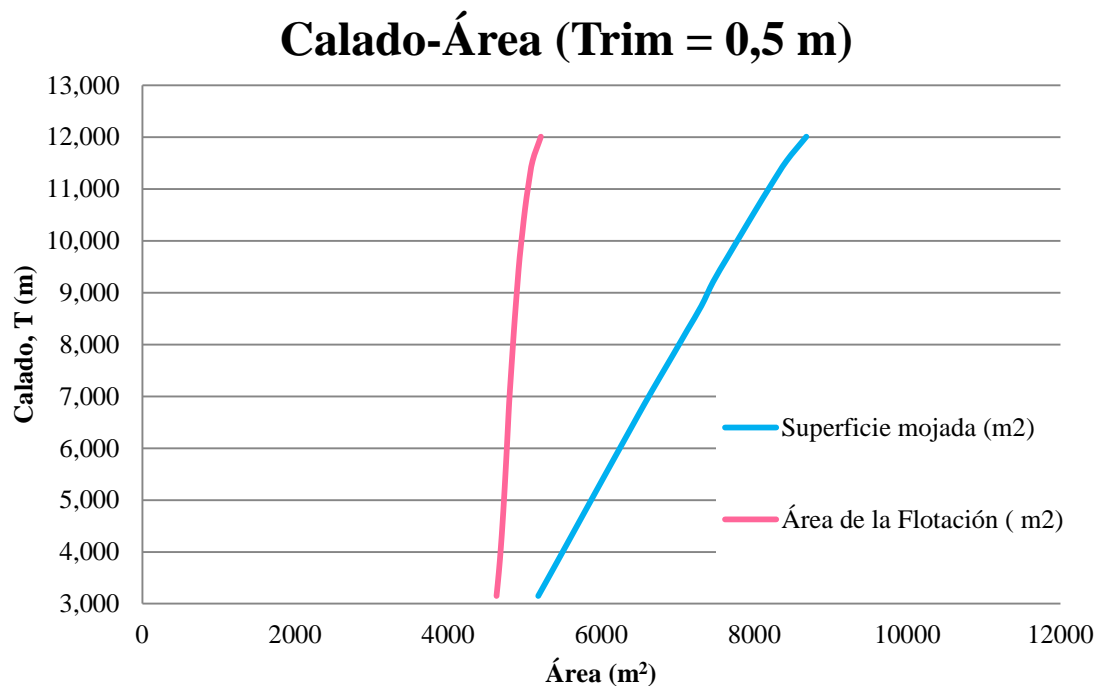
Gráfica 26. Representación del calado en función de las Toneladas por centímetro de inmersión, para un trimado de 0,0 m



Gráfica 27. Representación del calado en función del momento necesario para alterar el trimado un centímetro, para un trimado de 0,0 m

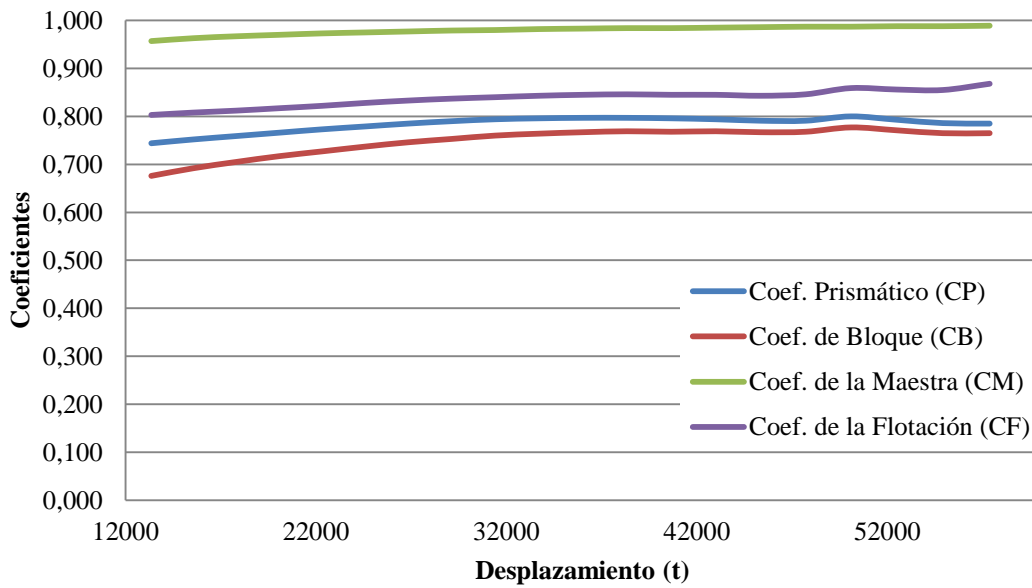


Gráfica 28. Representación del calado en función del desplazamiento, para un trimado de 0,5 m



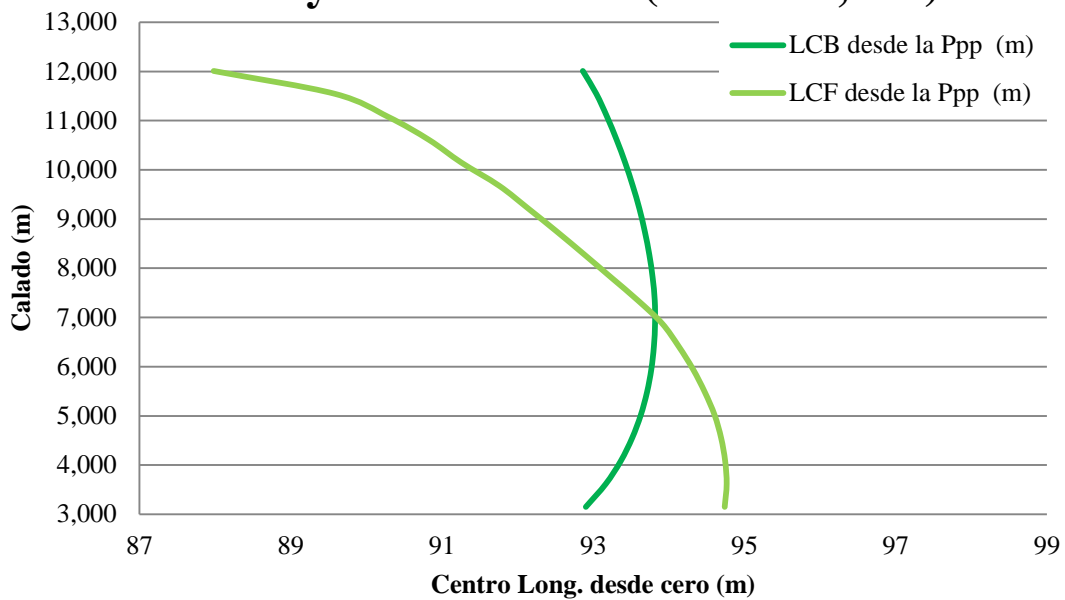
Gráfica 19. Representación del calado en función del área de la flotación y de superficie mojada, para un trimado de 0,5 m

Coeficientes Principales (Trim = 0,5 m)



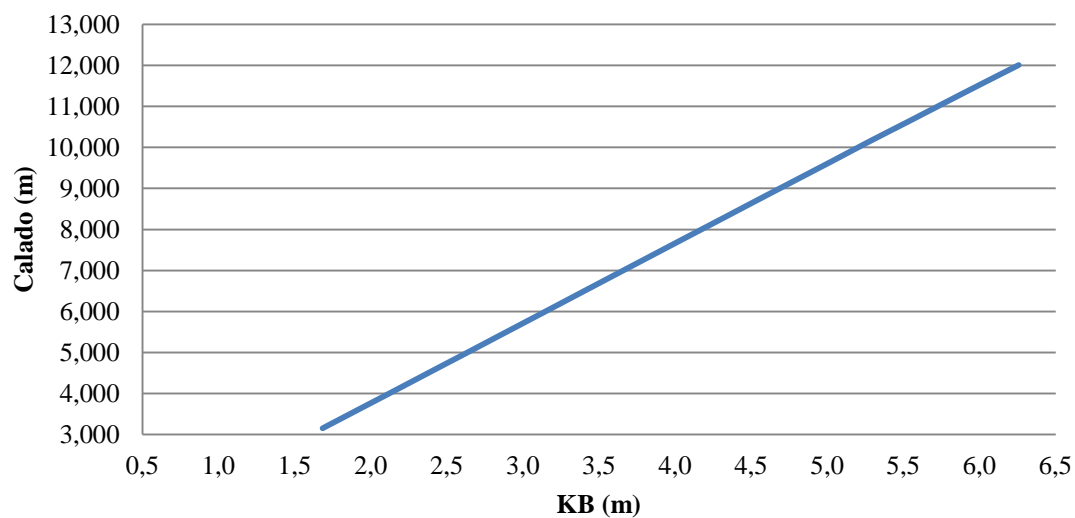
Gráfica 20. Representación de los coeficientes principales en función del desplazamiento, para un trimado de 0,5 m

Calado-Posición longitudinal del centro de carena y de la flotación (Trim = 0,5 m)



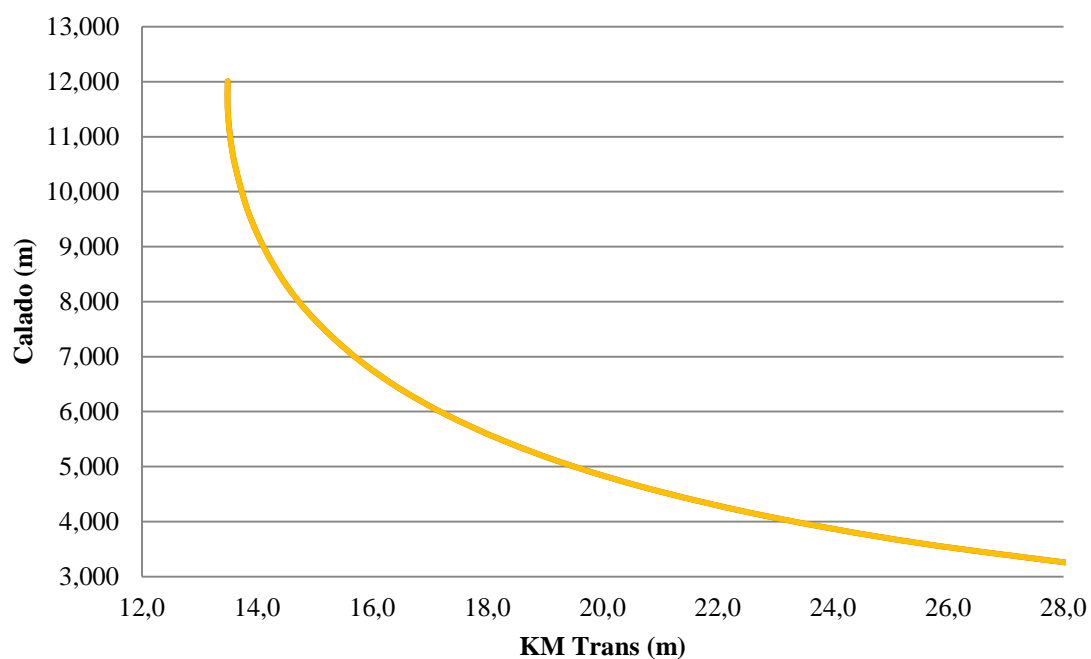
Gráfica 31. Representación del calado en función de la posición longitudinal del centro de carena y de la flotación, para un trimado de 0,5 m

Calado -KB (Trim = 0,5 m)

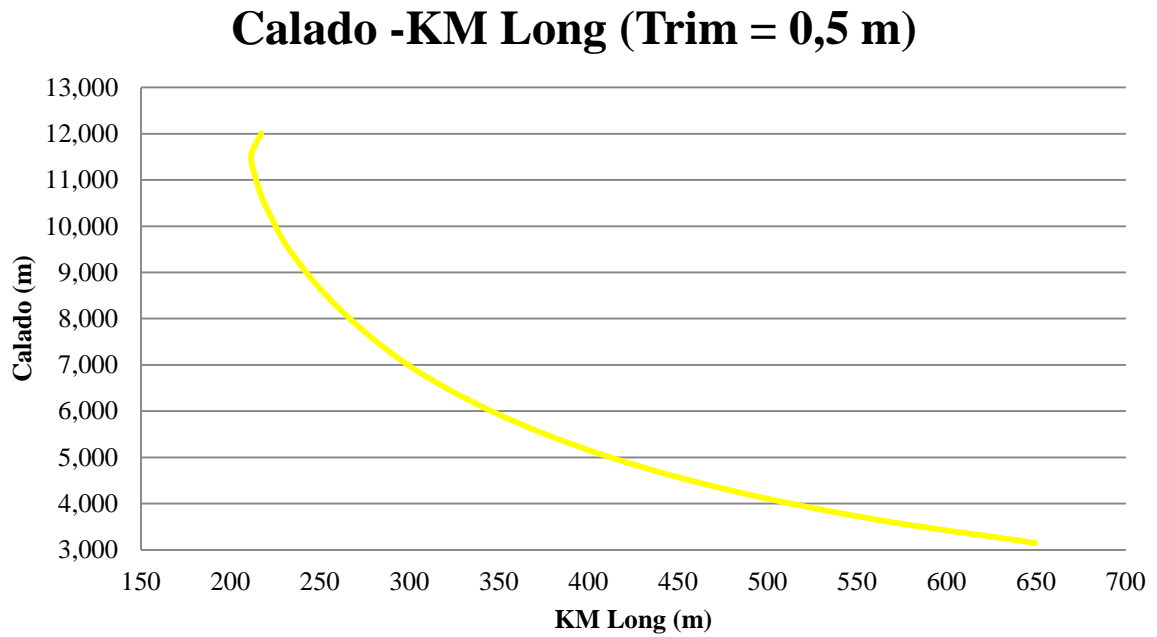


Gráfica 32. Representación del calado en función del centro de carena, para un trimado de 0,5 m

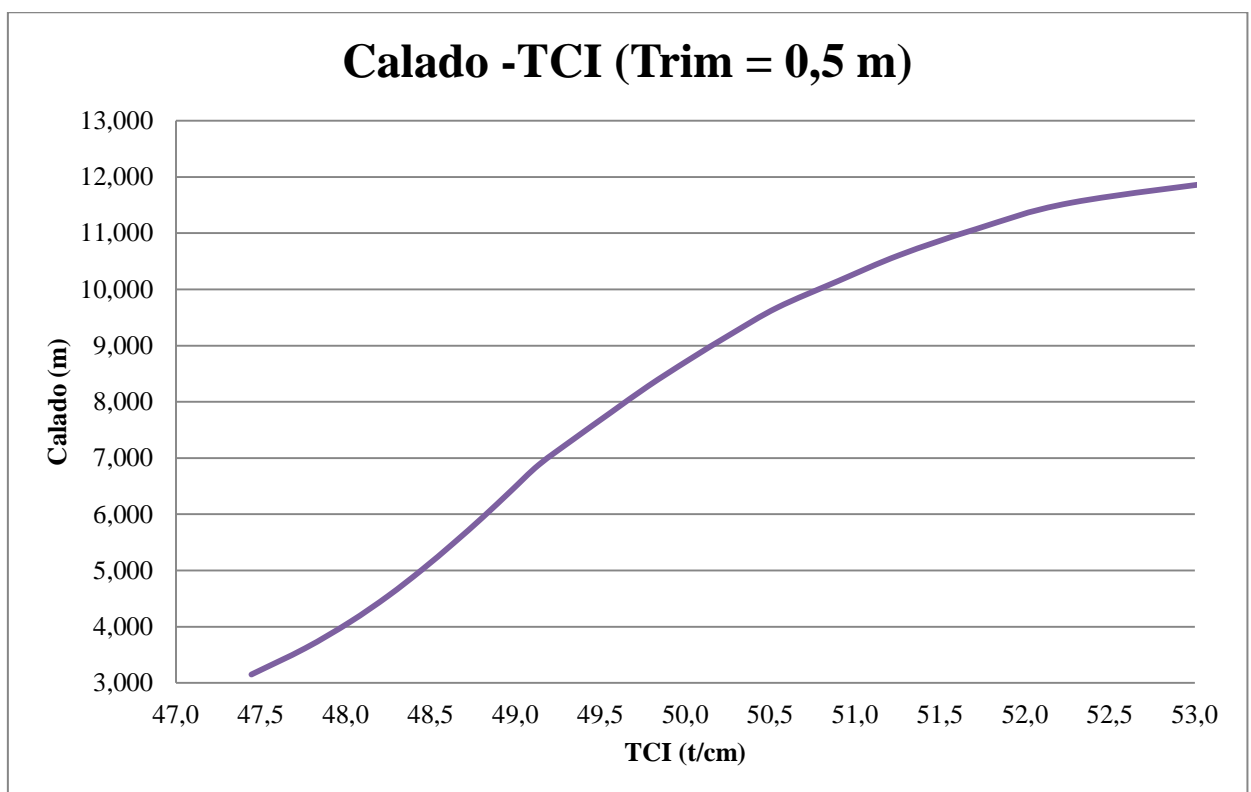
Calado -KM Trans (Trim = 0,5 m)



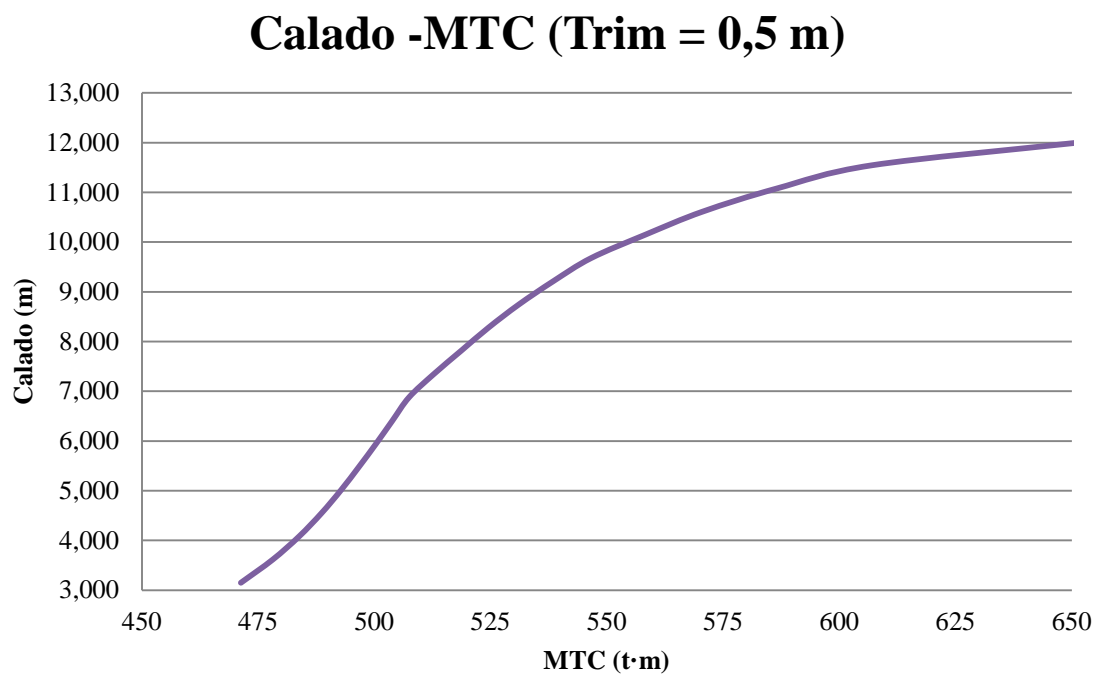
Gráfica 33. Representación del calado en función de KM transversal, para un trimado de 0,5 m



Gráfica 34. Representación del calado en función de KM longitudinal, para un trimado de 0,5 m

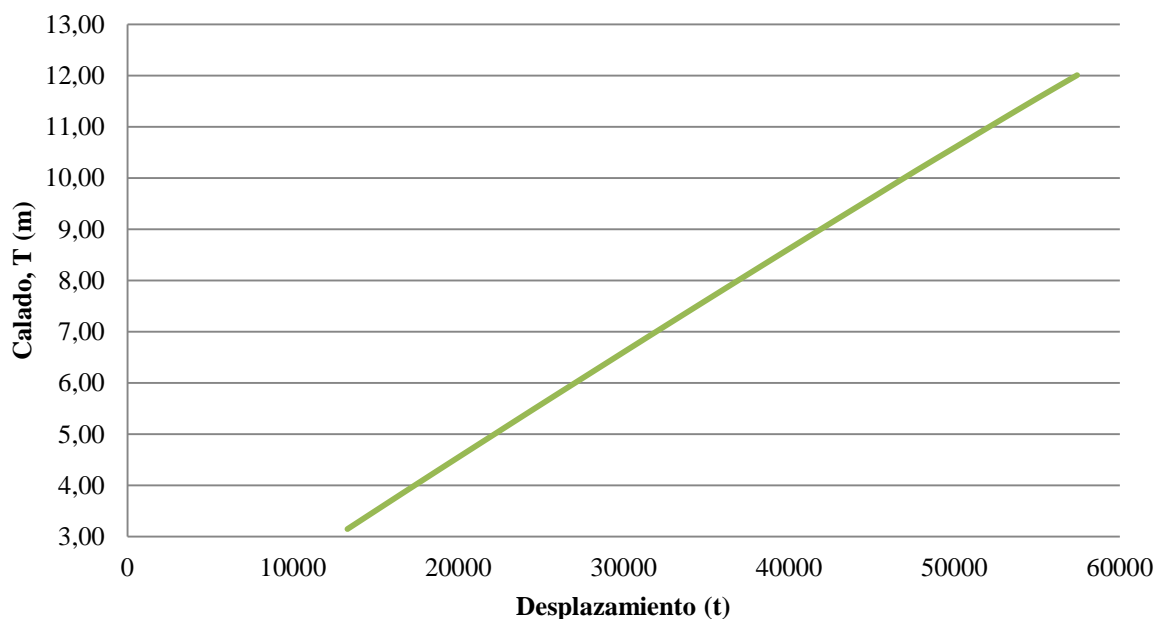


Gráfica 35. Representación del calado en función de las Toneladas por centímetro de inmersión, para un trimado de 0,5 m



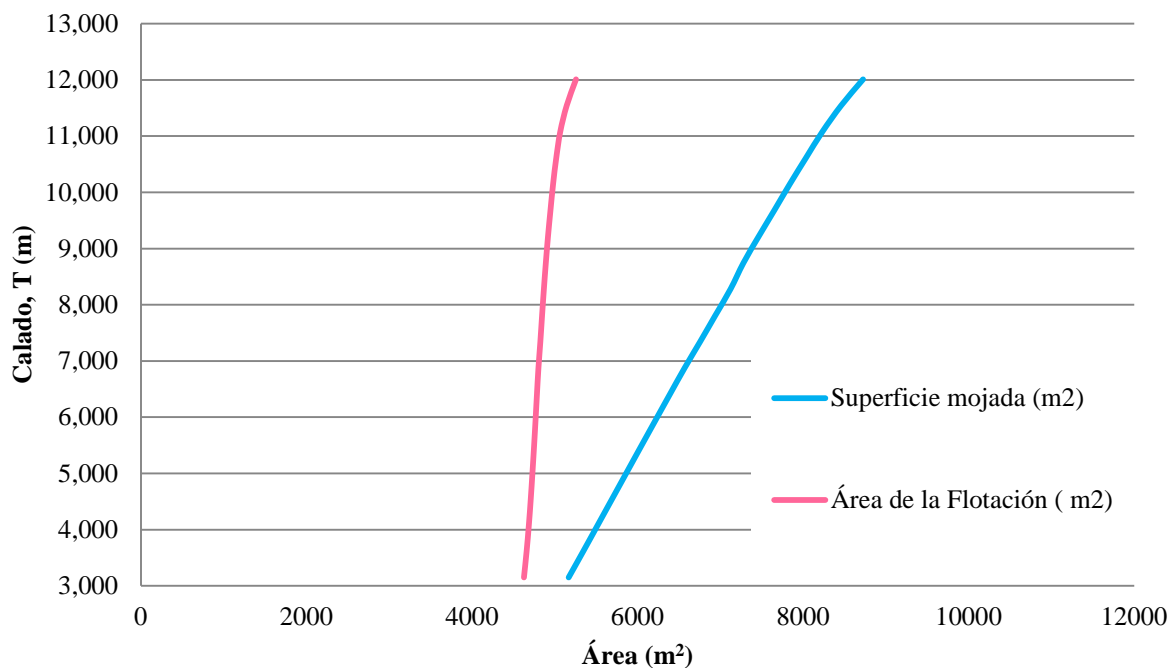
Gráfica 36. Representación del calado en función del momento necesario para alterar el trimado un centímetro, para un trimado de 0,5 m

Calado-Desplazamiento



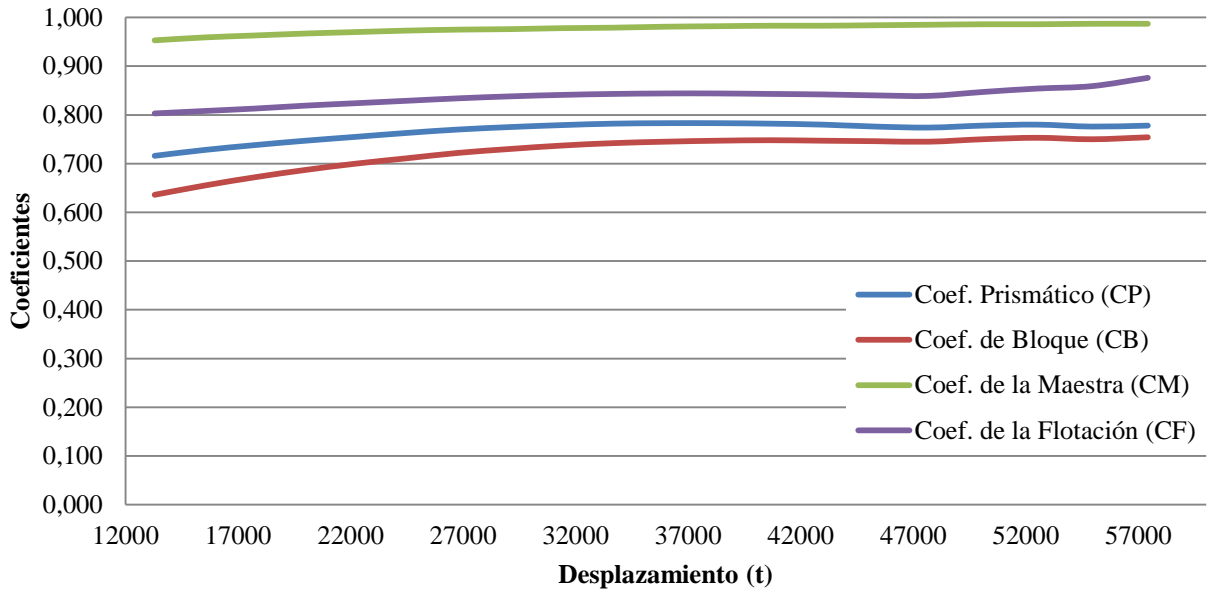
Gráfica 37. Representación del calado en función del desplazamiento, para un trimado de 1,0 m

Calado-Área



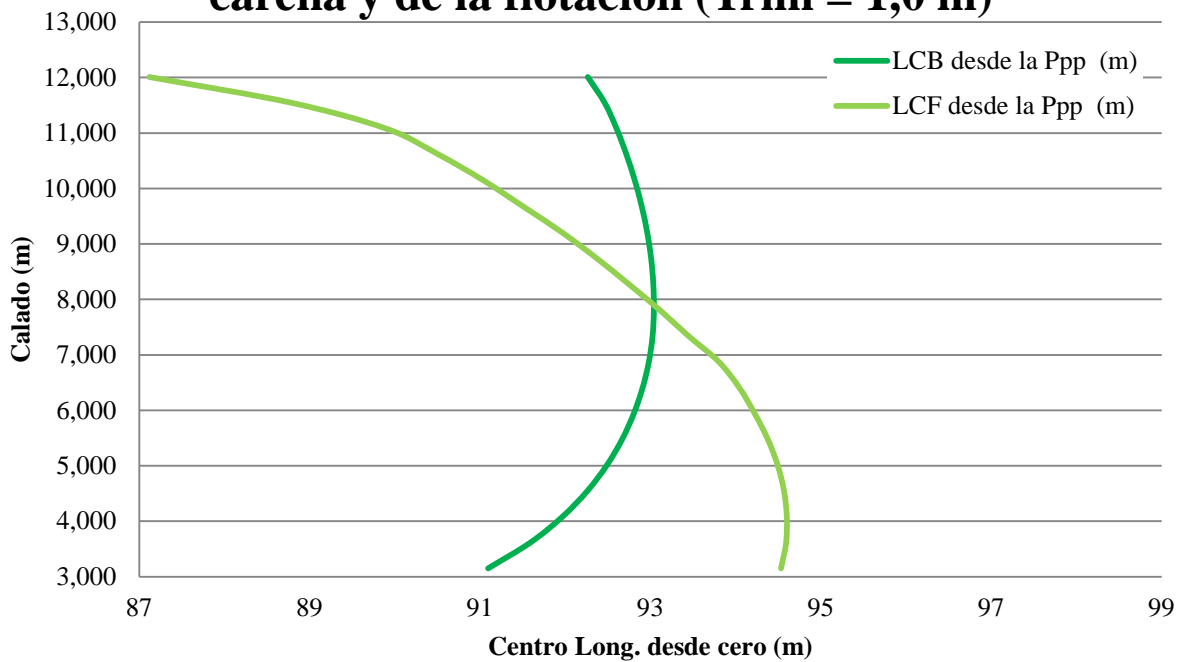
Gráfica 38. Representación del calado en función del área de la flotación y de superficie mojada, para un trimado de 1,0 m

Coeficientes Principales (Trim 0,0 m)

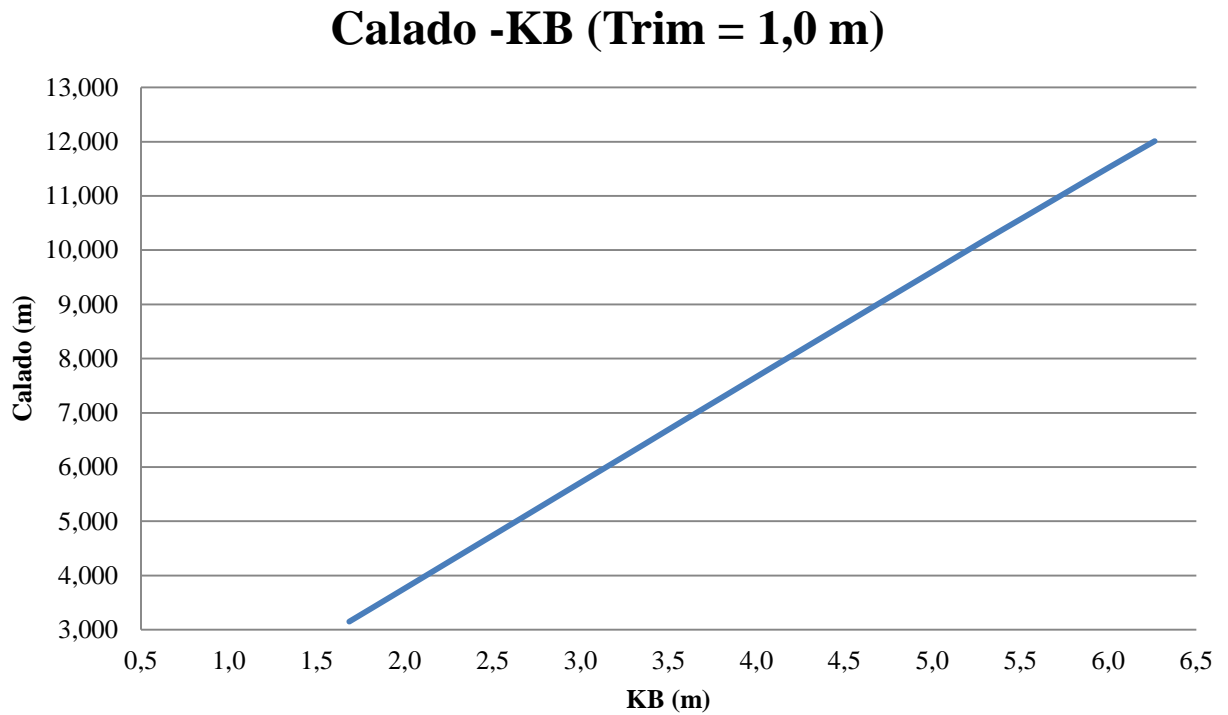


Gráfica 19. Representación de los coeficientes principales en función del desplazamiento, para un trimado de 1,0 m

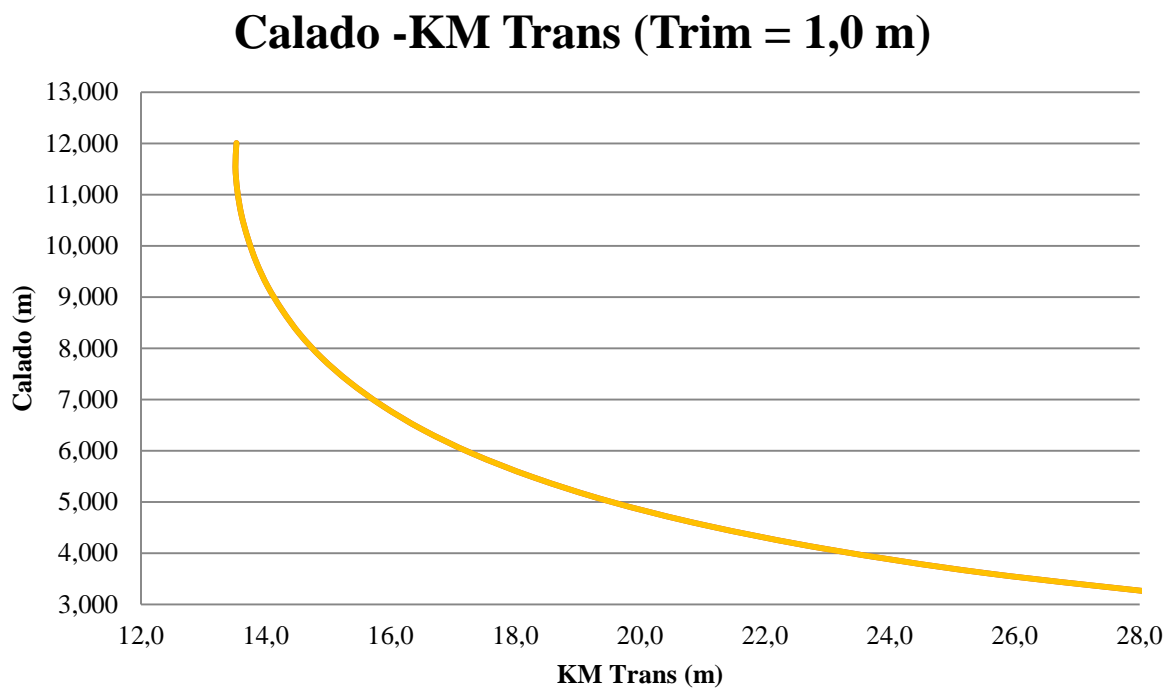
Calado-Posición longitudinal del centro de carena y de la flotación (Trim = 1,0 m)



Gráfica 20. Representación del calado en función de la posición longitudinal del centro de carena y de la flotación, para un trimado de 1,0 m

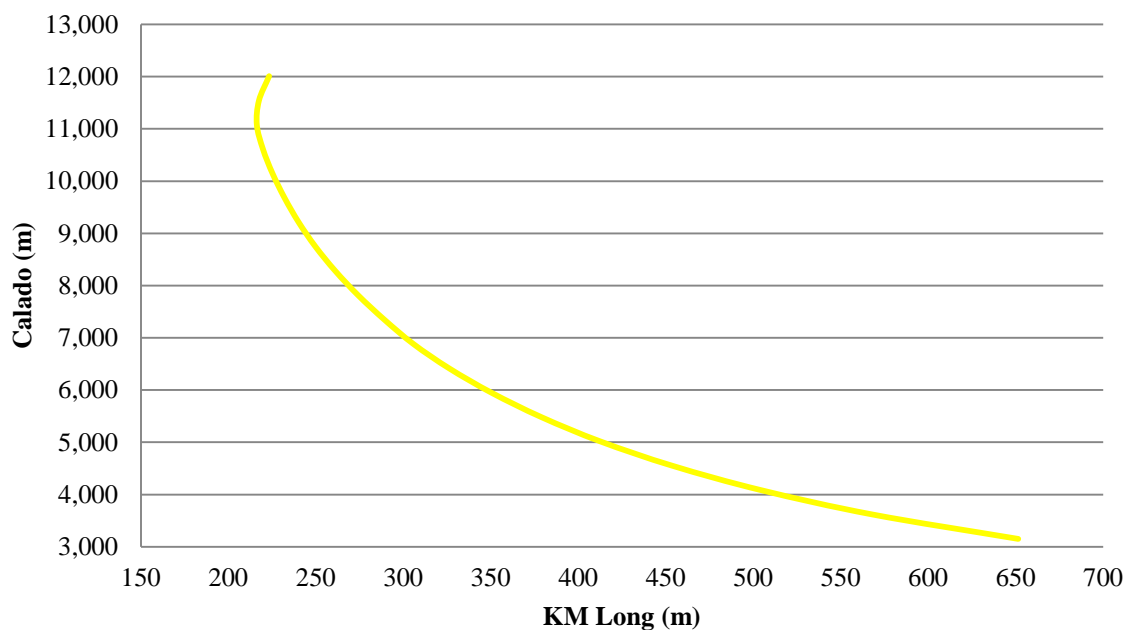


Gráfica 41. Representación del calado en función del centro de carena, para un trimado de 1,0 m



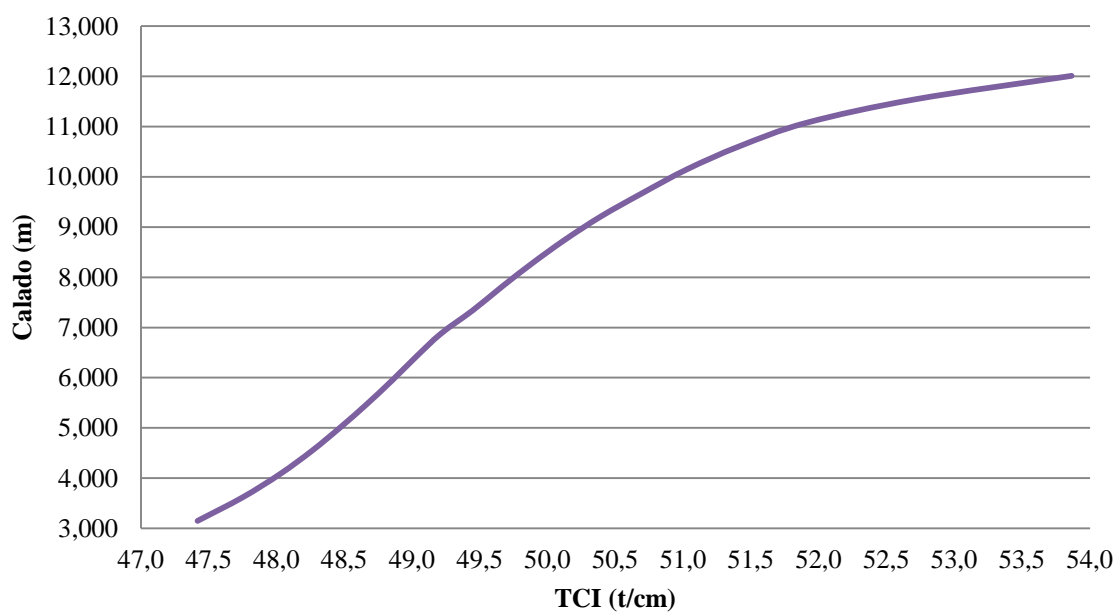
Gráfica 42. Representación del calado en función de KM transversal, para un trimado de 1,0 m

Calado -KM Long (Trim = 1,0 m)

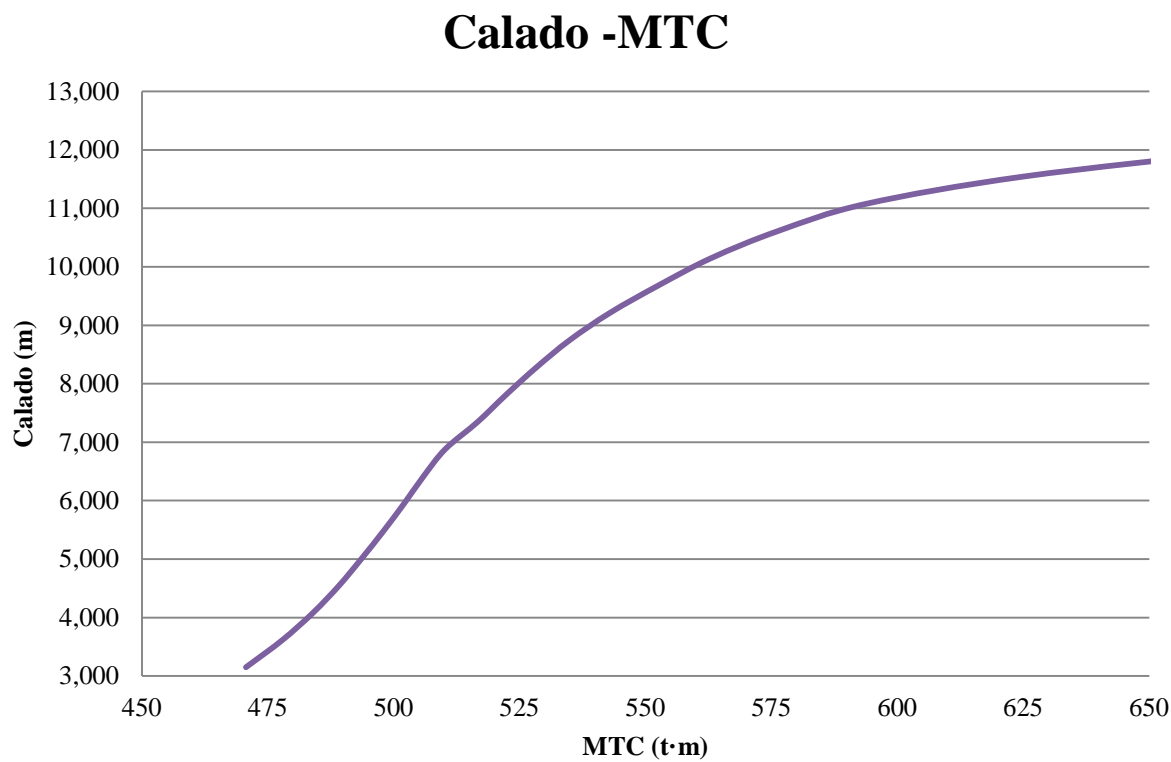


Gráfica 43. Representación del calado en función de KM longitudinal, para un trimado de 1,0 m

Calado -TCI



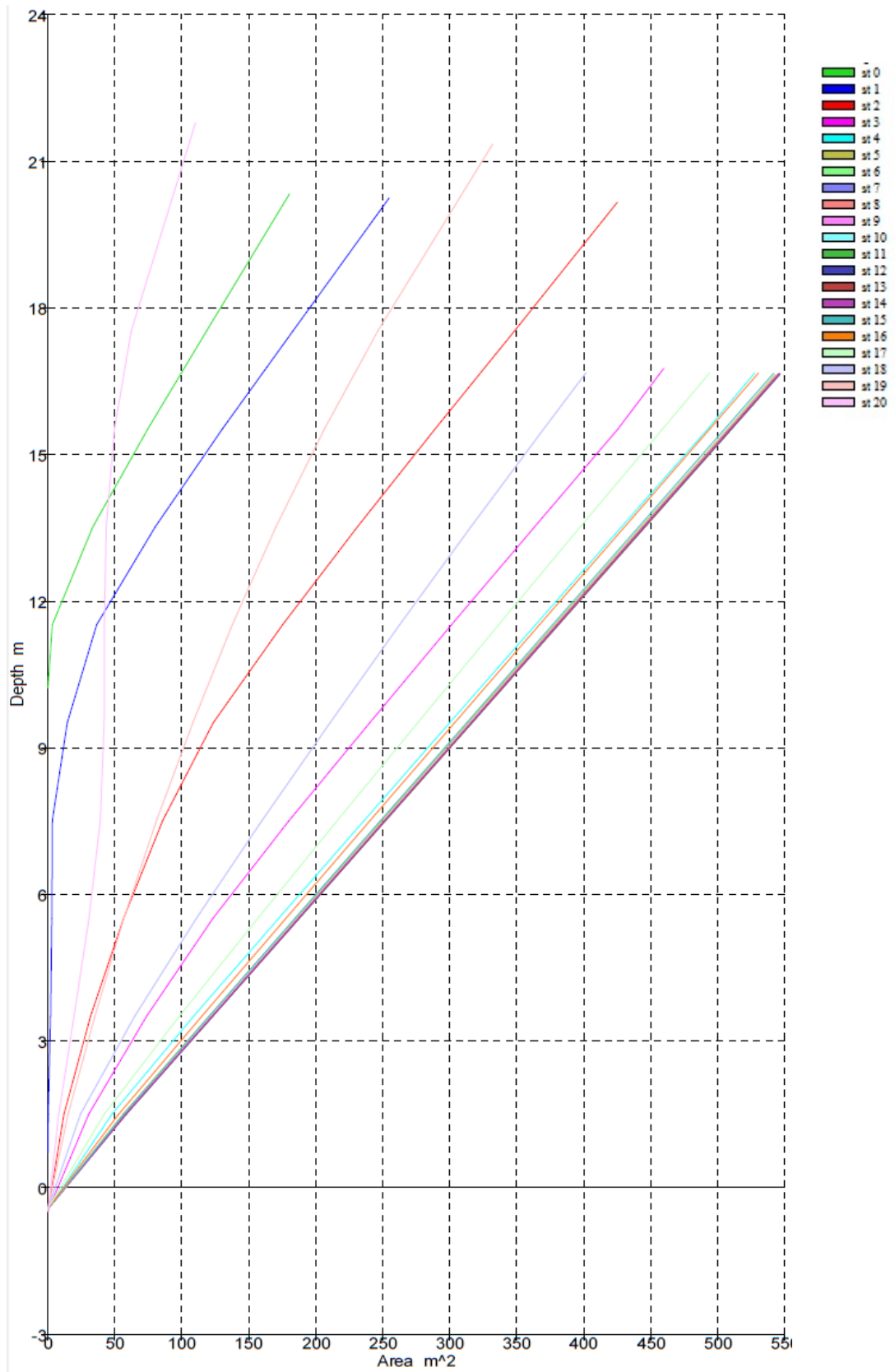
Gráfica 44. Representación del calado en función de las Toneladas por centímetro de inmersión, para un trimado de 1,0 m



Gráfica 45. Representación del calado en función del momento necesario para alterar el trimado un centímetro, para un trimado de 1,0 m

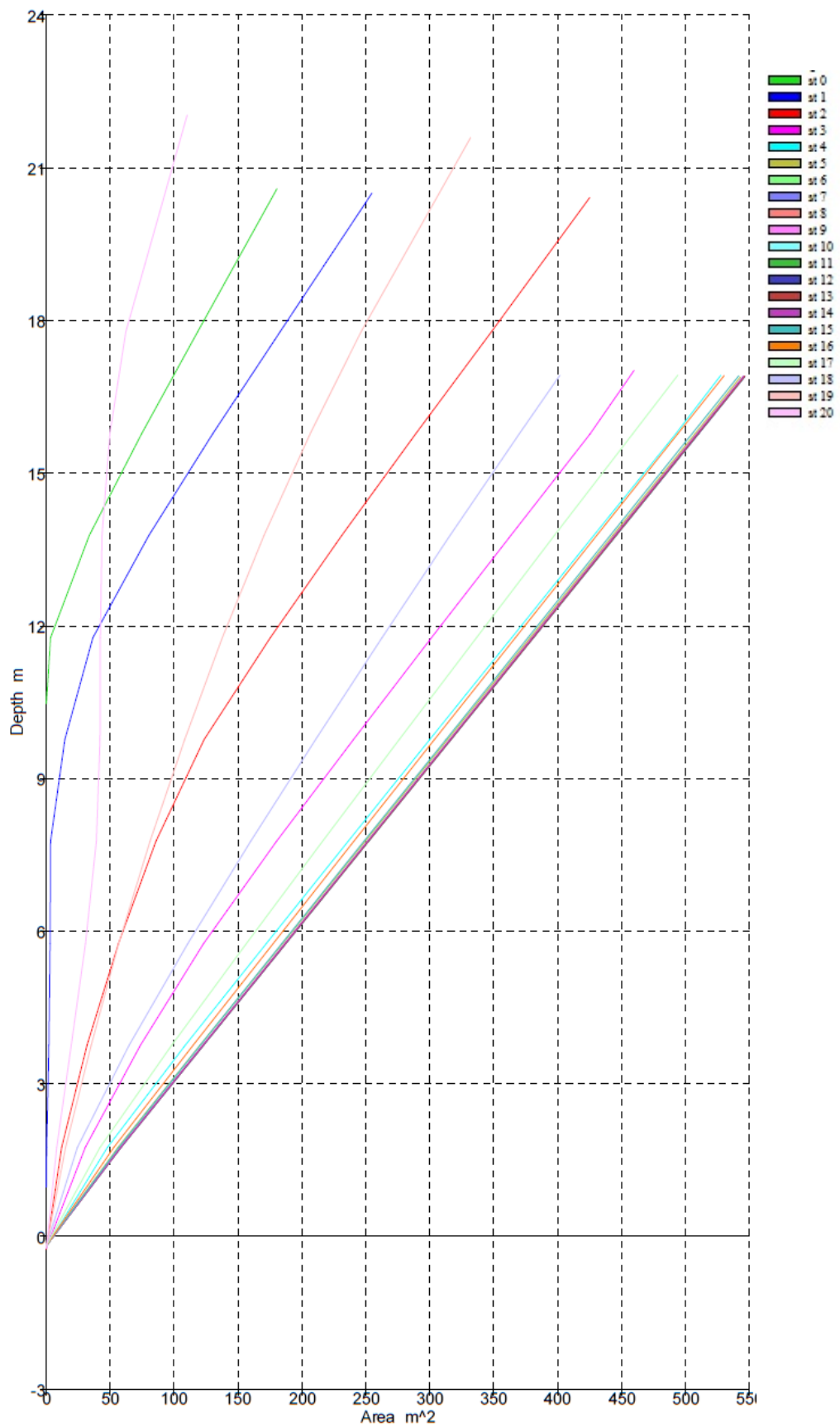
ANEXO II: CURVAS DE BONJEAN

1.1. Trimado -1,0 m



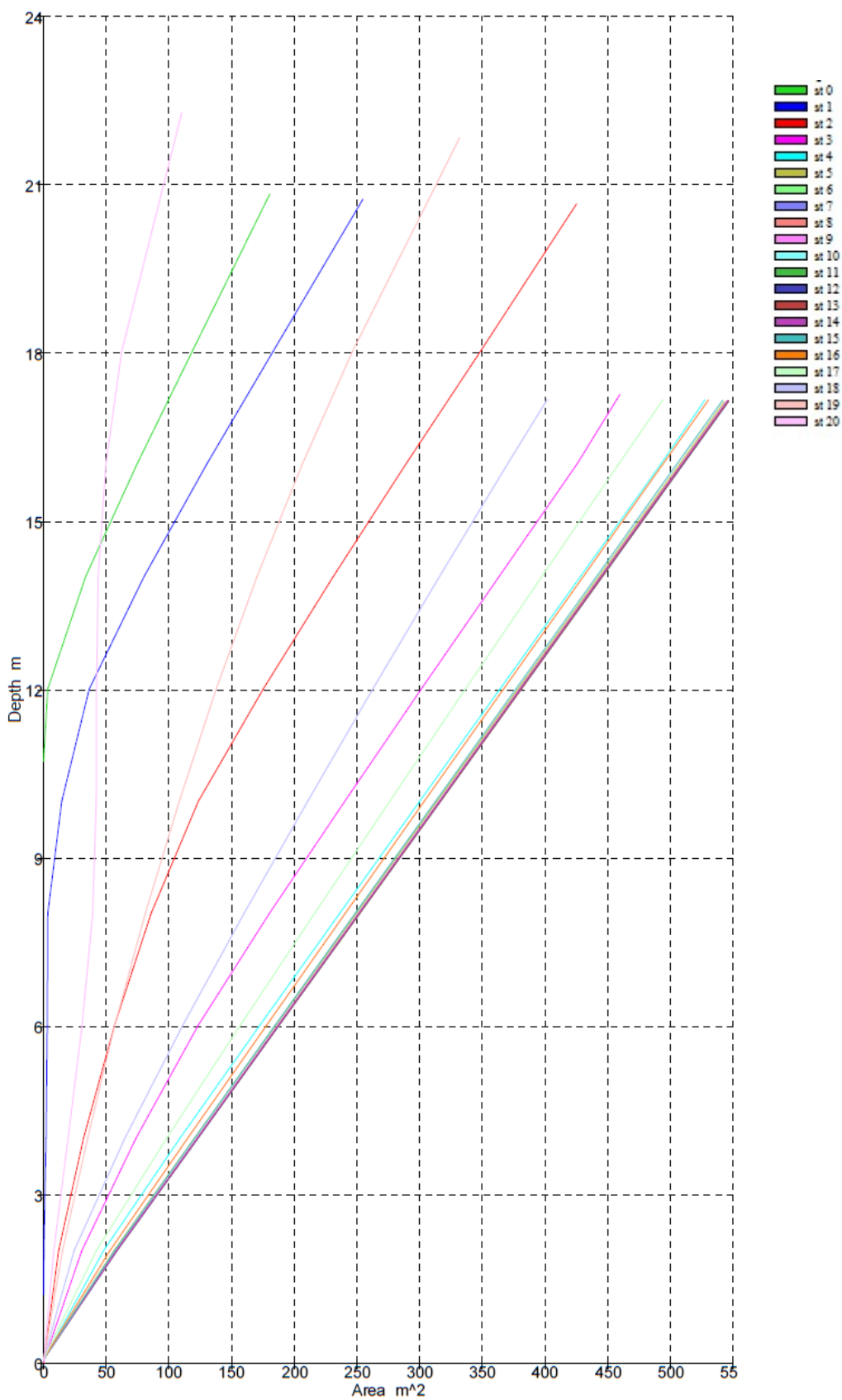
Gráfica 1. Curvas de Bonjean (Trimado -1,0 m)

1.2. Trimado -0,5 m



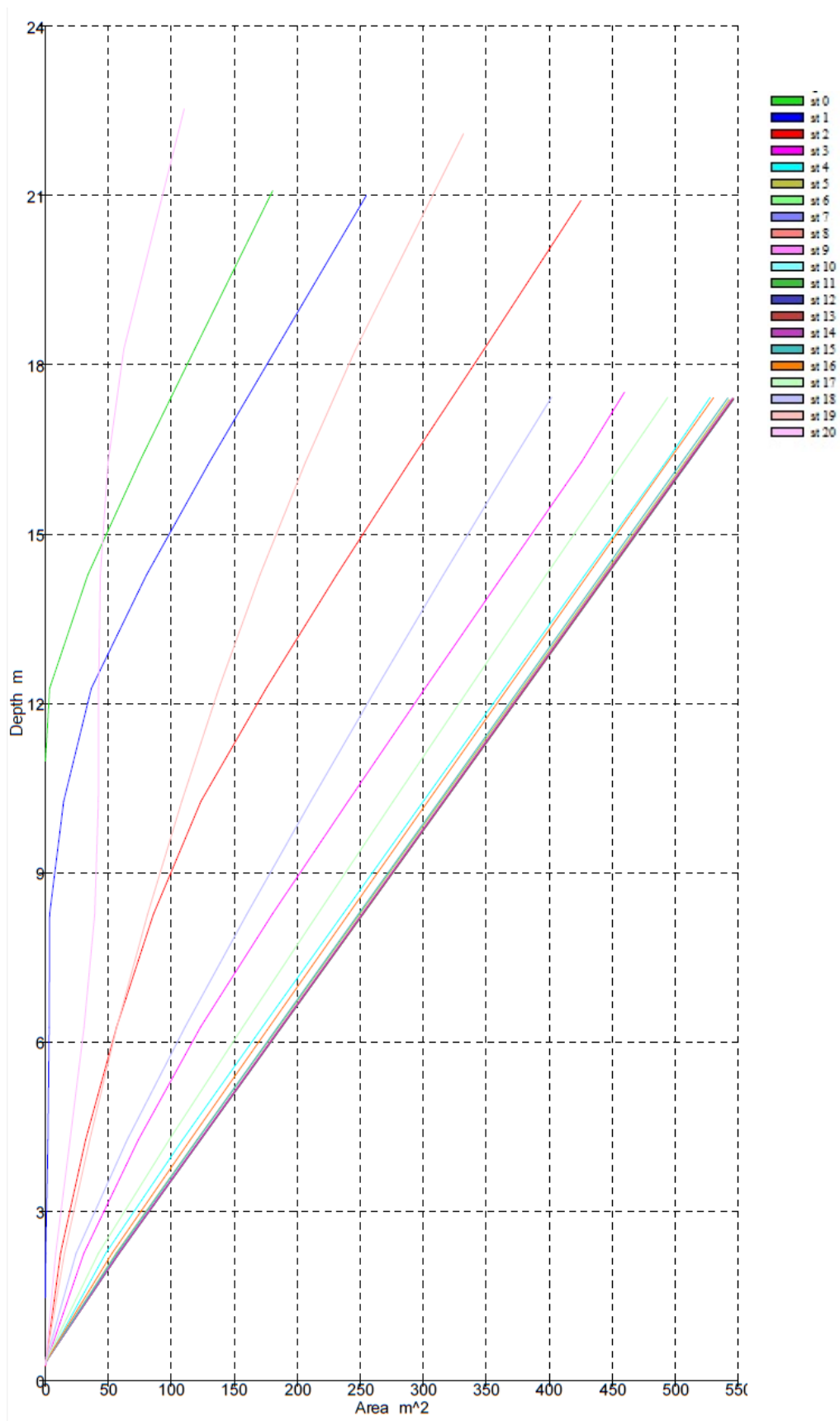
Gráfica 2. Curvas de Bonjean (Trimado -0,5 m)

1.3. Trimado 0,0 m



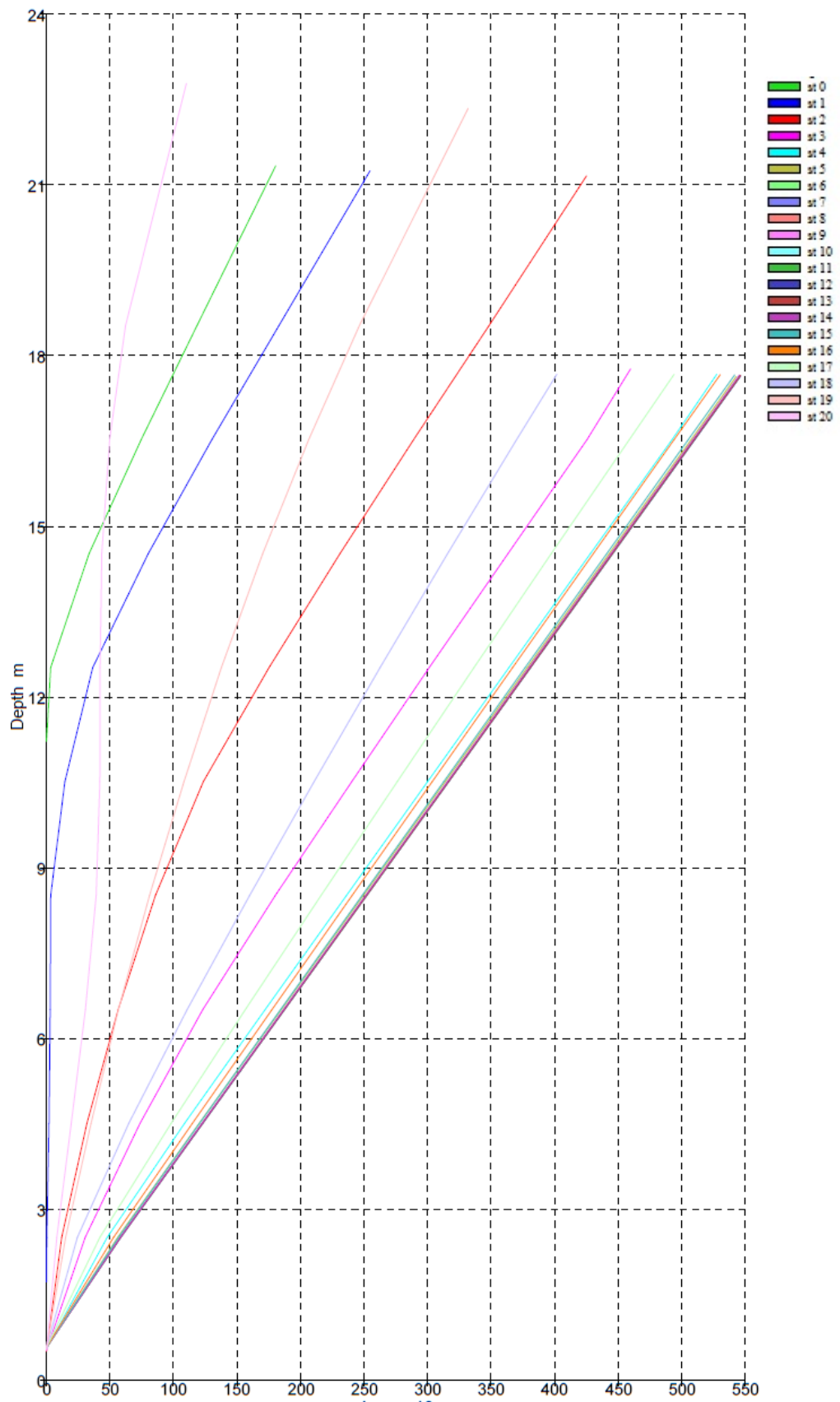
Gráfica 3. Curvas de Bonjean (Trimado 0,0 m)

1.4. Trimado 0,5 m



Gráfica 4. Curvas de Bonjean (Trimado 0,5 m)

1.5. Trimado 1,0 m

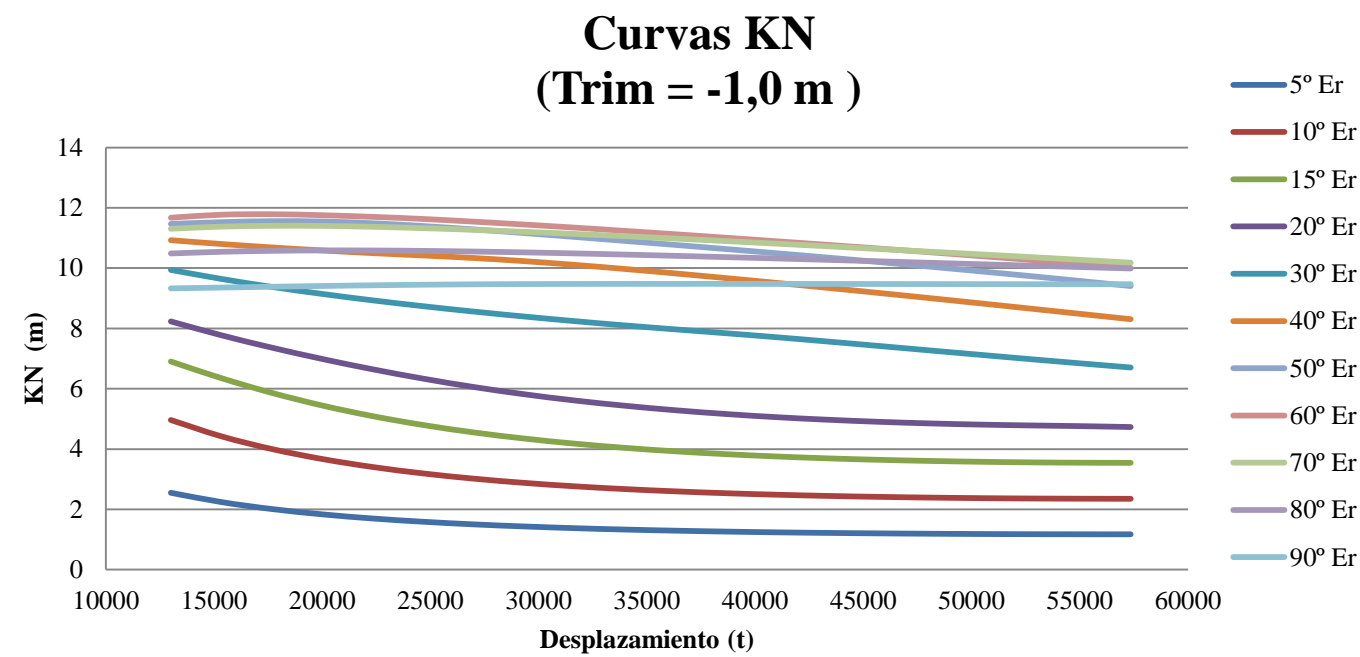


Gráfica 5. Curvas de Bonjean (Trimado 1,0 m)

ANEXO III: CURVAS KN O ISOCLINAS

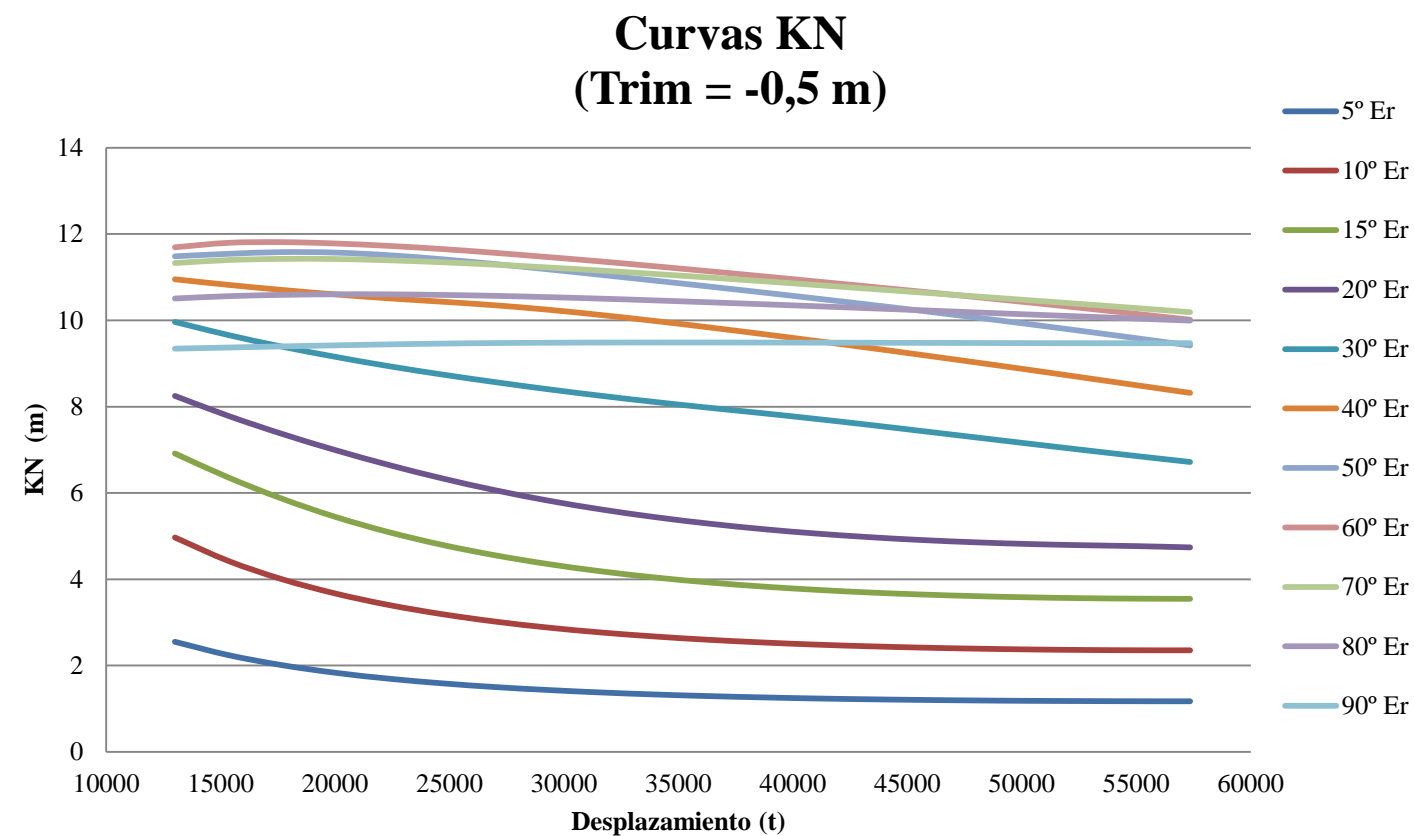
Tabla 1. Valores de KN (m) para cada uno de los ángulos de escora, en función del Desplazamiento (t) para un trimado de -1,0 m.

Δ (t)	Calado (m)	KN (m)										
		5° Er	10° Er	15° Er	20° Er	30° Er	40° Er	50° Er	60° Er	70° Er	80° Er	90° Er
13000	3,051	2,549	4,962	6,902	8,232	9,94	10,926	11,466	11,672	11,306	10,486	9,328
15334	3,542	2,241	4,421	6,35	7,773	9,642	10,8	11,524	11,772	11,376	10,542	9,356
17668	4,03	2,01	4	5,862	7,362	9,377	10,687	11,557	11,788	11,403	10,573	9,383
20002	4,515	1,834	3,668	5,442	6,986	9,143	10,586	11,546	11,755	11,4	10,587	9,408
22336	4,998	1,696	3,403	5,089	6,643	8,93	10,497	11,488	11,7	11,37	10,585	9,431
24670	5,48	1,588	3,19	4,795	6,333	8,736	10,419	11,396	11,63	11,325	10,572	9,45
27004	5,96	1,501	3,017	4,55	6,056	8,558	10,335	11,284	11,541	11,269	10,55	9,463
29338	6,438	1,432	2,877	4,347	5,816	8,394	10,231	11,162	11,445	11,204	10,522	9,471
31672	6,915	1,375	2,763	4,178	5,609	8,241	10,107	11,033	11,343	11,133	10,488	9,475
34006	7,39	1,329	2,671	4,038	5,434	8,098	9,97	10,901	11,234	11,058	10,449	9,477
36340	7,864	1,292	2,596	3,923	5,285	7,967	9,822	10,768	11,122	10,979	10,407	9,478
38674	8,335	1,262	2,534	3,829	5,16	7,839	9,668	10,631	11,007	10,896	10,364	9,478
41008	8,804	1,237	2,485	3,753	5,056	7,707	9,509	10,492	10,89	10,81	10,32	9,476
43342	9,272	1,218	2,445	3,691	4,972	7,566	9,346	10,35	10,772	10,723	10,274	9,475
45676	9,736	1,203	2,414	3,643	4,904	7,421	9,179	10,203	10,652	10,635	10,227	9,473
48010	10,198	1,191	2,39	3,606	4,851	7,274	9,009	10,052	10,529	10,547	10,178	9,471
50344	10,657	1,182	2,372	3,578	4,811	7,128	8,836	9,897	10,403	10,459	10,13	9,469
52678	11,113	1,176	2,36	3,558	4,783	6,983	8,66	9,738	10,273	10,368	10,083	9,467
55012	11,565	1,173	2,353	3,547	4,76	6,842	8,483	9,574	10,141	10,276	10,036	9,466
57346	12,012	1,172	2,35	3,542	4,73	6,704	8,306	9,406	10,005	10,181	9,988	9,467



Gráfica 1. Representación de las curvas KN en función del desplazamiento. Trimado -1,0 m.

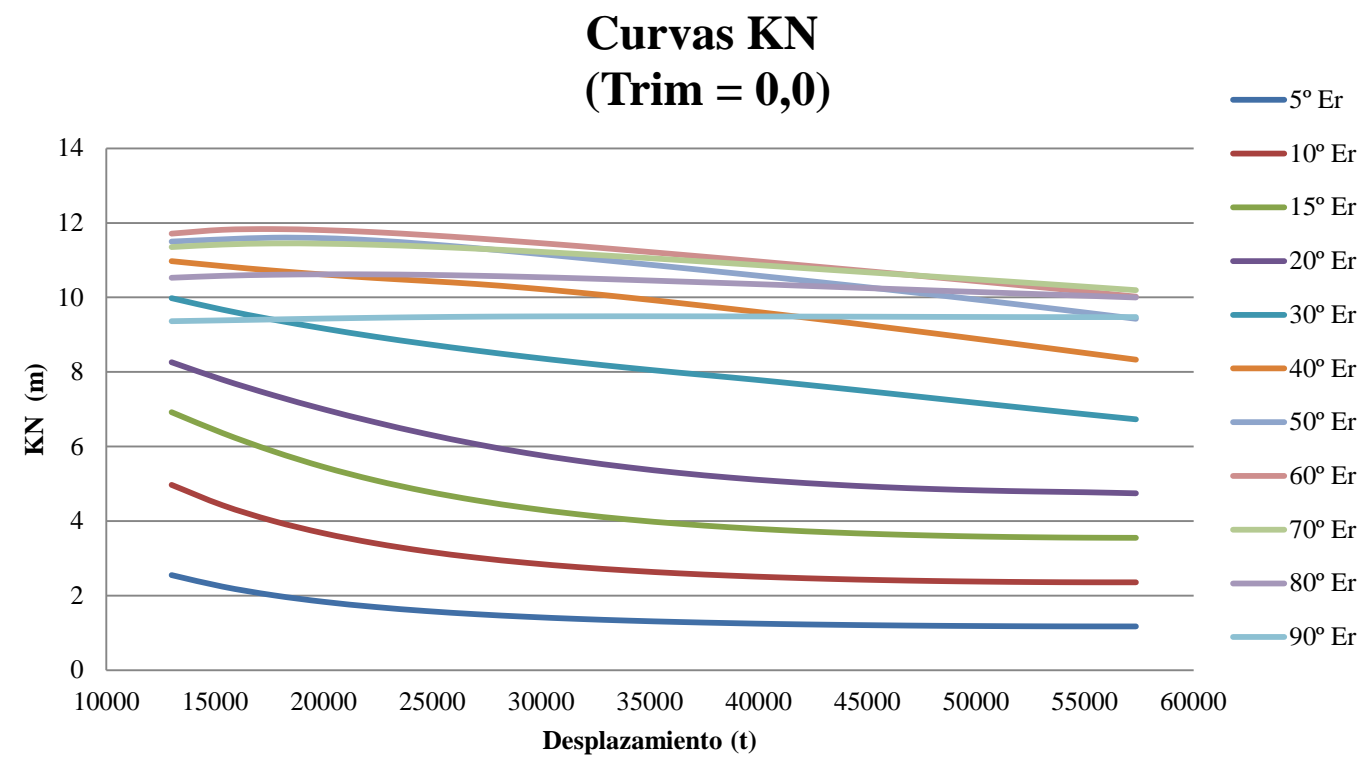
Δ (t)	Calado (m)	KN (m)										
		5° Er	10° Er	15° Er	20° Er	30° Er	40° Er	50° Er	60° Er	70° Er	80° Er	90° Er
13000	3,051	2,551	4,968	6,915	8,249	9,963	10,951	11,484	11,693	11,328	10,506	9,344
15334	3,542	2,243	4,425	6,359	7,786	9,659	10,822	11,541	11,796	11,397	10,56	9,37
17668	4,03	2,011	4,003	5,869	7,371	9,392	10,705	11,581	11,812	11,424	10,59	9,396
20002	4,515	1,834	3,671	5,447	6,994	9,155	10,601	11,57	11,781	11,421	10,604	9,42
22336	4,998	1,697	3,405	5,093	6,65	8,939	10,51	11,509	11,725	11,391	10,602	9,443
24670	5,48	1,589	3,192	4,798	6,339	8,745	10,432	11,416	11,652	11,346	10,589	9,461
27004	5,96	1,502	3,019	4,554	6,062	8,567	10,348	11,303	11,563	11,289	10,567	9,474
29338	6,438	1,433	2,879	4,35	5,82	8,401	10,244	11,18	11,464	11,224	10,537	9,481
31672	6,915	1,376	2,765	4,181	5,614	8,248	10,12	11,05	11,362	11,151	10,502	9,485
34006	7,39	1,33	2,673	4,04	5,438	8,106	9,983	10,918	11,251	11,073	10,461	9,486
36340	7,864	1,293	2,597	3,926	5,289	7,974	9,836	10,783	11,137	10,992	10,418	9,486
38674	8,335	1,263	2,536	3,832	5,163	7,848	9,682	10,646	11,021	10,907	10,373	9,485
41008	8,804	1,238	2,486	3,756	5,06	7,716	9,523	10,506	10,902	10,819	10,327	9,483
43342	9,272	1,219	2,447	3,694	4,976	7,577	9,361	10,363	10,782	10,731	10,28	9,481
45676	9,736	1,204	2,416	3,646	4,908	7,432	9,194	10,216	10,661	10,642	10,232	9,478
48010	10,198	1,192	2,392	3,609	4,856	7,286	9,024	10,064	10,538	10,554	10,183	9,475
50344	10,657	1,183	2,374	3,581	4,816	7,14	8,851	9,909	10,412	10,465	10,135	9,472
52678	11,113	1,178	2,362	3,562	4,789	6,996	8,674	9,749	10,282	10,375	10,088	9,47
55012	11,565	1,174	2,355	3,551	4,768	6,855	8,496	9,585	10,149	10,283	10,041	9,47
57346	12,012	1,173	2,354	3,547	4,739	6,718	8,319	9,418	10,014	10,189	9,994	9,471



Gráfica 2. Representación de las curvas KN en función del desplazamiento. Trimado -0,5 m.

Tabla 3. Valores de KN (m) para cada uno de los ángulos de escora, en función del Desplazamiento (t) para un trimado de 0,0 m.

Δ (t)	Calado (m)	KN (m)										
		5° Er	10° Er	15° Er	20° Er	30° Er	40° Er	50° Er	60° Er	70° Er	80° Er	90° Er
13000	3,051	2,552	4,972	6,922	8,262	9,981	10,974	11,499	11,712	11,352	10,528	9,363
15334	3,542	2,244	4,427	6,364	7,795	9,673	10,841	11,558	11,814	11,419	10,58	9,386
17668	4,03	2,012	4,005	5,874	7,378	9,405	10,72	11,603	11,834	11,449	10,609	9,41
20002	4,515	1,835	3,673	5,451	6,999	9,166	10,615	11,59	11,806	11,442	10,621	9,434
22336	4,998	1,698	3,407	5,097	6,656	8,949	10,523	11,529	11,751	11,413	10,619	9,455
24670	5,48	1,589	3,193	4,802	6,344	8,754	10,444	11,435	11,674	11,367	10,606	9,472
27004	5,96	1,503	3,021	4,557	6,066	8,575	10,361	11,322	11,585	11,309	10,583	9,484
29338	6,438	1,434	2,881	4,353	5,825	8,409	10,256	11,198	11,484	11,242	10,552	9,491
31672	6,915	1,377	2,767	4,184	5,619	8,256	10,133	11,068	11,38	11,168	10,515	9,494
34006	7,39	1,331	2,675	4,043	5,443	8,114	9,996	10,935	11,267	11,088	10,473	9,495
36340	7,864	1,294	2,599	3,929	5,293	7,982	9,85	10,799	11,151	11,004	10,428	9,494
38674	8,335	1,264	2,538	3,835	5,168	7,857	9,696	10,661	11,033	10,917	10,382	9,492
41008	8,804	1,239	2,489	3,759	5,065	7,726	9,538	10,52	10,913	10,828	10,335	9,489
43342	9,272	1,22	2,449	3,698	4,981	7,587	9,376	10,376	10,792	10,738	10,286	9,486
45676	9,736	1,205	2,418	3,65	4,913	7,444	9,209	10,229	10,67	10,649	10,237	9,483
48010	10,198	1,193	2,394	3,613	4,861	7,298	9,039	10,076	10,546	10,56	10,188	9,479
50344	10,657	1,185	2,377	3,585	4,822	7,153	8,865	9,92	10,42	10,471	10,14	9,476
52678	11,113	1,179	2,365	3,567	4,795	7,009	8,688	9,759	10,29	10,381	10,093	9,473
55012	11,565	1,176	2,359	3,556	4,775	6,868	8,51	9,595	10,157	10,289	10,046	9,473
57346	12,012	1,175	2,358	3,552	4,746	6,731	8,331	9,428	10,022	10,195	9,999	9,474

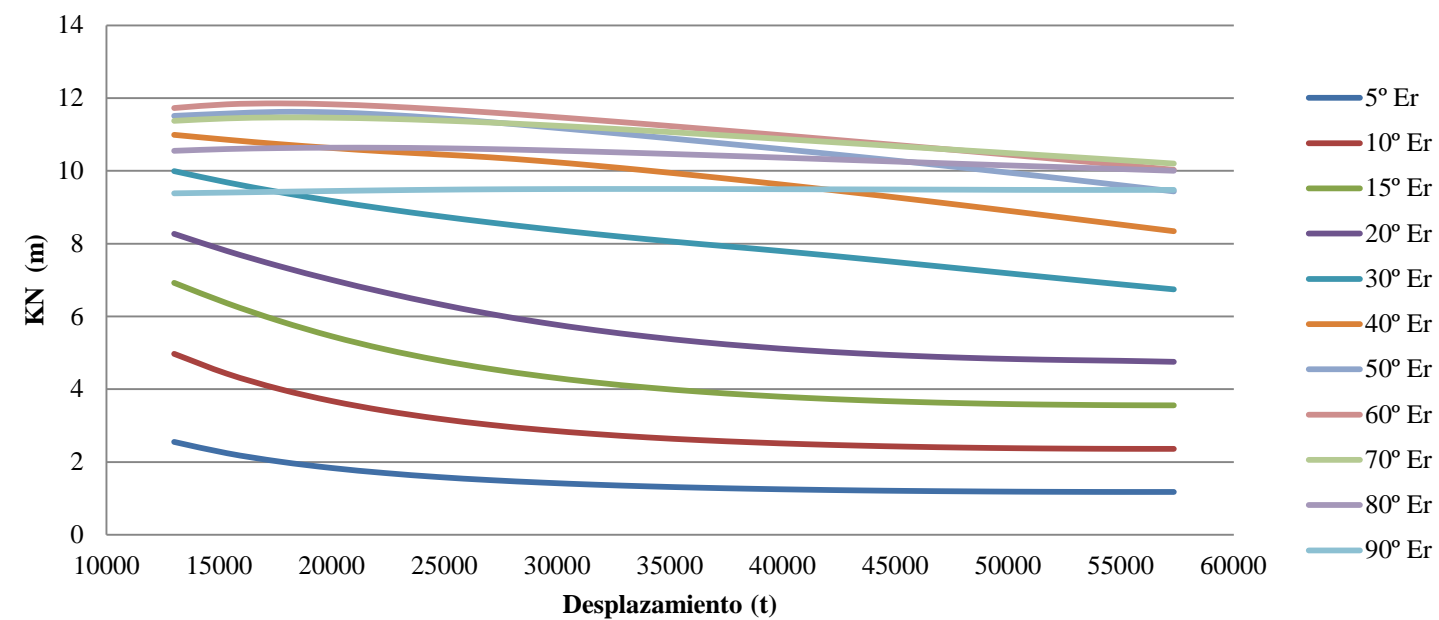


Gráfica 3. Representación de las curvas KN en función del desplazamiento. Trimado 0,0 m.

Tabla 4. Valores de KN (m) para cada uno de los ángulos de escora, en función del Desplazamiento (t) para un trimado de 0,5 m.

Δ (t)	Calado (m)	KN (m)										
		5° Er	10° Er	15° Er	20° Er	30° Er	40° Er	50° Er	60° Er	70° Er	80° Er	90° Er
13000	3,051	2,553	4,973	6,924	8,27	9,994	10,991	11,512	11,728	11,376	10,552	9,384
15334	3,542	2,244	4,429	6,366	7,801	9,686	10,857	11,575	11,83	11,443	10,601	9,405
17668	4,03	2,013	4,007	5,877	7,382	9,417	10,735	11,622	11,855	11,469	10,627	9,427
20002	4,515	1,836	3,675	5,454	7,004	9,175	10,629	11,608	11,83	11,462	10,638	9,448
22336	4,998	1,699	3,41	5,1	6,661	8,959	10,536	11,546	11,774	11,434	10,636	9,467
24670	5,48	1,59	3,196	4,805	6,349	8,763	10,456	11,453	11,696	11,388	10,623	9,483
27004	5,96	1,504	3,023	4,561	6,071	8,583	10,374	11,341	11,606	11,329	10,599	9,494
29338	6,438	1,435	2,883	4,357	5,831	8,417	10,268	11,216	11,504	11,261	10,567	9,5
31672	6,915	1,378	2,77	4,187	5,624	8,264	10,145	11,086	11,396	11,185	10,528	9,503
34006	7,39	1,332	2,677	4,047	5,448	8,122	10,009	10,951	11,283	11,103	10,485	9,503
36340	7,864	1,295	2,602	3,933	5,298	7,99	9,863	10,815	11,165	11,016	10,439	9,502
38674	8,335	1,265	2,541	3,839	5,174	7,866	9,711	10,676	11,046	10,927	10,391	9,499
41008	8,804	1,241	2,491	3,763	5,07	7,735	9,553	10,534	10,924	10,836	10,342	9,496
43342	9,272	1,221	2,452	3,702	4,986	7,597	9,391	10,388	10,801	10,746	10,292	9,492
45676	9,736	1,206	2,421	3,654	4,919	7,454	9,224	10,24	10,678	10,655	10,242	9,488
48010	10,198	1,195	2,397	3,617	4,867	7,31	9,053	10,087	10,554	10,566	10,192	9,484
50344	10,657	1,186	2,38	3,59	4,829	7,165	8,878	9,93	10,427	10,477	10,144	9,479
52678	11,113	1,181	2,369	3,573	4,802	7,022	8,701	9,769	10,297	10,387	10,097	9,477
55012	11,565	1,178	2,363	3,562	4,782	6,881	8,522	9,604	10,165	10,295	10,051	9,477
57346	12,012	1,178	2,362	3,558	4,754	6,745	8,343	9,437	10,03	10,202	10,004	9,478

Curvas KN (Trim =0,5 m)

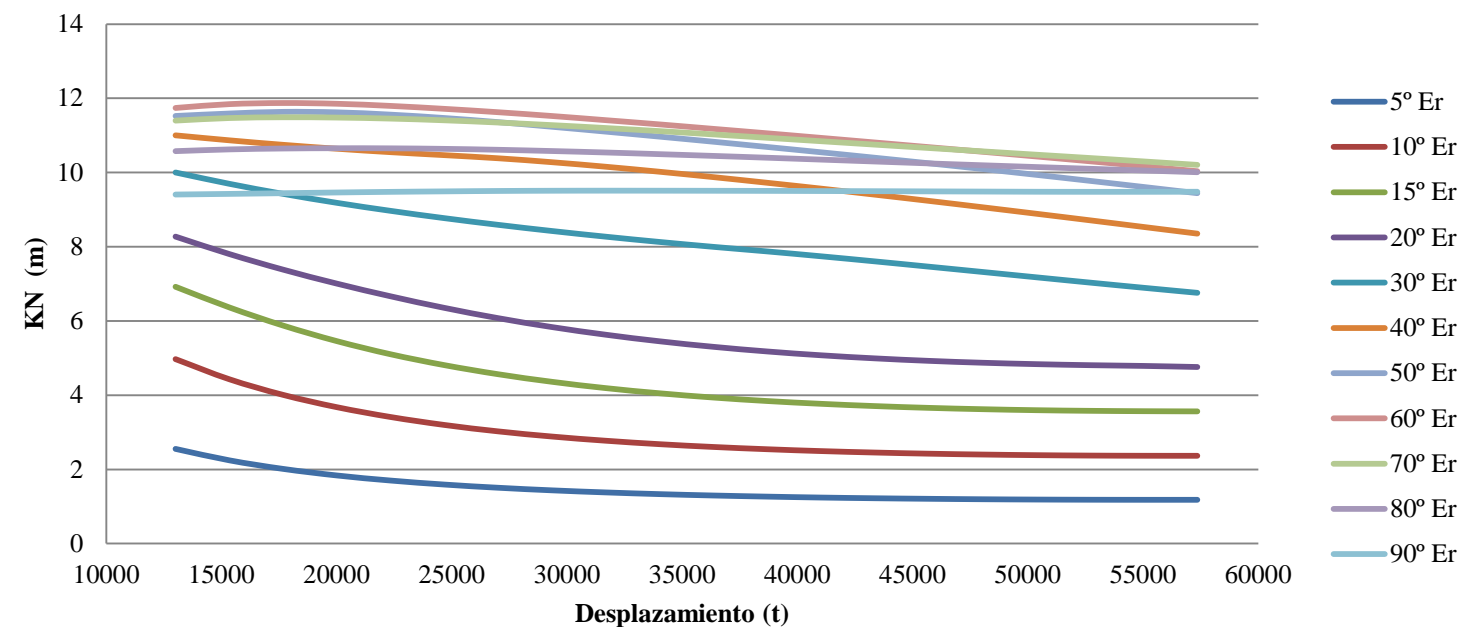


Gráfica 4. Representación de las curvas KN en función del desplazamiento. Trimado 0,5 m.

Tabla 5. Valores de KN (m) para cada uno de los ángulos de escora, en función del Desplazamiento (t) para un trimado de 1,0 m.

Δ (t)	Calado (m)	KN (m)										
		5° Er	10° Er	15° Er	20° Er	30° Er	40° Er	50° Er	60° Er	70° Er	80° Er	90° Er
13000	3,051	2,553	4,972	6,922	8,274	10,002	11,003	11,525	11,741	11,4	10,577	9,408
15334	3,542	2,245	4,43	6,366	7,804	9,697	10,869	11,591	11,844	11,469	10,624	9,425
17668	4,03	2,014	4,009	5,877	7,384	9,426	10,748	11,636	11,874	11,49	10,648	9,444
20002	4,515	1,837	3,677	5,457	7,007	9,184	10,642	11,623	11,854	11,482	10,656	9,463
22336	4,998	1,7	3,412	5,103	6,665	8,968	10,549	11,561	11,796	11,454	10,653	9,48
24670	5,48	1,592	3,198	4,81	6,353	8,771	10,469	11,47	11,717	11,408	10,639	9,493
27004	5,96	1,506	3,025	4,565	6,076	8,591	10,385	11,359	11,626	11,348	10,614	9,504
29338	6,438	1,436	2,886	4,361	5,836	8,425	10,279	11,234	11,524	11,278	10,58	9,51
31672	6,915	1,38	2,773	4,191	5,63	8,272	10,157	11,103	11,412	11,2	10,541	9,512
34006	7,39	1,334	2,68	4,052	5,453	8,13	10,022	10,968	11,298	11,117	10,496	9,511
36340	7,864	1,297	2,605	3,937	5,304	7,998	9,877	10,831	11,178	11,028	10,449	9,509
38674	8,335	1,267	2,544	3,843	5,179	7,875	9,725	10,69	11,058	10,937	10,4	9,506
41008	8,804	1,242	2,494	3,768	5,076	7,744	9,568	10,547	10,935	10,845	10,349	9,502
43342	9,272	1,223	2,455	3,707	4,993	7,607	9,405	10,4	10,811	10,753	10,298	9,498
45676	9,736	1,208	2,424	3,659	4,926	7,465	9,238	10,251	10,686	10,662	10,247	9,493
48010	10,198	1,196	2,401	3,623	4,875	7,322	9,066	10,097	10,561	10,572	10,197	9,488
50344	10,657	1,188	2,384	3,596	4,837	7,178	8,891	9,939	10,434	10,482	10,149	9,483
52678	11,113	1,183	2,373	3,579	4,809	7,035	8,714	9,777	10,304	10,392	10,102	9,481
55012	11,565	1,181	2,368	3,569	4,789	6,895	8,534	9,612	10,171	10,3	10,056	9,481
57346	12,012	1,181	2,367	3,564	4,76	6,759	8,354	9,444	10,036	10,207	10,009	9,483

Curvas KN (Trim =1,0 m)



Gráfica 5. Representación de las curvas KN en función del desplazamiento. Trimado 1,0 m.

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un buque granelero de 45000 TPM

Cuaderno 3

Disposición General

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1.	Introducción	2
2.	Dimensiones principales del interior del buque	3
2.1.	Elementos estructurales.....	3
2.1.1.	Definición de mamparos transversales.....	3
2.1.2.	Clara de cuadernas	4
2.1.3.	Clara de bulárcamas	7
2.1.4.	Mamparos transversales principales.....	8
2.1.5.	Espaciado de vagras	8
2.1.6.	Espaciado de longitudinales	9
2.1.7.	Mamparos principales longitudinales.....	9
2.1.8.	Mamparos secundarios.....	10
2.1.9.	Altura del doble fondo.....	10
2.1.10.	Equipos para el fondeo y amarre. Local del servo. Caja de cuadernas.	10
2.1.11.	Cámara de Máquinas.....	11
2.1.12.	Escotillas	11
3.	Volumen Bodegas de Carga.....	11
4.	Tanques	12
4.1.	Tanques de lastre.....	12
4.2.	Tanques de combustible pesado	14
4.3.	Tanques de combustible ligero.....	16
4.4.	Tanques de aceite	17
4.5.	Tanques de agua dulce	17
5.	Habilitación	18
5.1.	Tripulación	18
5.1.1.	Personal	18
5.1.2.	Guardias	19
5.2.	Disposición de cubiertas.....	19
5.2.1.	Acomodación y cubiertas	19
6.	Bibliografía	21
	ANEXO I: PLANO DE LA DISPOSICIÓN GENERAL.....	22

1. Introducción

En este capítulo se va a proceder a calcular todas las características de la disposición general del buque. Esto puede realizarse ya que tanto las dimensiones principales del buque así como las formas del mismo son conocidas.

Por otro lado se dimensionará, a partir de la clara de cuadernas, el espacio destinado a las bodegas, la longitud de la cámara de máquinas y los piques de proa y de popa.

2. Dimensiones principales del interior del buque

2.1. Elementos estructurales

2.1.1. Definición de mamparos transversales

El número de mamparos estancos que ha de tener el buque están recogidos en el reglamento de la IACS de julio de 2012.

Según lo establecido en dicho documento el buque ha de llevar los siguientes mamparos estancos:

- Mamparo de colisión o mamparo de pique de proa.
- Mamparo del pique de popa.
- Mamparos que delimiten la Cámara de Máquinas tanto a proa como a popa.

Además de los señalados, el buque ha de llevar una serie de mamparos en función de la eslora del buque. En la Tabla 1 se puede apreciar el número de mamparos que ha de tener el buque en función de la eslora.

Tabla 1. Número de mamparos

Longitud (m)	Número de mamparos para buque con maquinaria
$90 \leq L \leq 105$	4
$105 \leq L \leq 120$	5
$120 \leq L \leq 145$	6
$145 \leq L \leq 165$	7
$165 \leq L \leq 190$	8
$L \geq 190$	9

Considerando la tabla anterior, el buque en estudio ha de tener al menos 8 mamparos repartidos a lo largo de la eslora del buque, en los que tres de ellos son los mencionados anteriormente. El hecho de que el buque tenga 8 mamparos va a dar lugar a que existan 6 bodegas de carga. En la Figura 1 se puede observar una primera aproximación de la distribución de los mamparos estancos, referenciados con las cuadernas del plano de formas.

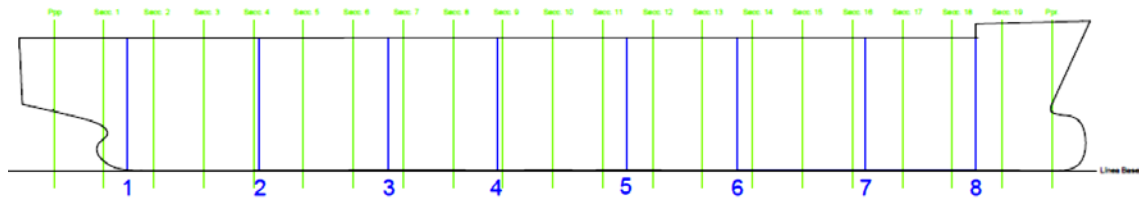


Figura 1. Posición estimada de los mamparos transversales

A continuación se describe cada espacio comprendido entre los mamparos a qué se destina:

- Entre la popa y el mamparo 1, se encuentra el pique de popa.
- Entre los mamparos 1-2, se va a encontrar la Cámara de Máquinas.
- Entre los mamparos 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7, 7-8 es el espacio destinado a las Bodegas de Carga.
- Entre el mamparo 8 y la proa se encuentra el pique de proa.

2.1.2. Clara de cuadernas

En primer lugar se va a realizar el cálculo de la separación entre las cuadernas, como elemento estructural.

Se van a distinguir 4 zonas del buque en las que el espaciado entre las cuadernas va a variar, para ello hay que realizar en primer lugar un dimensionamiento del local. Los espacios a definir son los siguientes:

- Pique de popa.

La eslora del pique de popa, medida desde la perpendicular de popa, según reglamento se recomienda que se encuentre en torno a un 4% de la eslora entre perpendiculares L_{pp} , medida desde la perpendicular de popa¹.

Cumpliendo con lo mencionado anteriormente:

$$L_{\text{pique de popa}} \approx 0,04 \cdot L_{pp} \quad (1)$$

Introduciendo el valor de la eslora entre perpendiculares, queda:

$$L_{\text{pique de popa}} \approx 0,04 \cdot 180,52 = 7,22 \text{ m}$$

Como el codaste del buque se encuentra situado más a proa de la distancia calculada se ha aumentado dicho valor hasta 13,2 metros, para que abarque toda el codaste el pique de popa.

Tanto en el pique de proa como en el de popa la separación de las cuadernas ha de estar comprendida entre 600 y 610 mm, en este caso se ha optado por una separación de 600 mm.

Estos refuerzos se han extendido desde la perpendicular de popa hasta el espejo.

¹ ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 626.

- Cámara de Máquinas.

La eslora de la Cámara de Máquinas (L_{cm}) para buques graneleros se puede aproximar a partir de la siguiente ecuación²:

$$L_{cm} = 2,53 \cdot L_{pp}^{0,34} + 3,87 \cdot 10^{-6} \cdot MCO^{1,5} \quad (2)$$

Introduciendo los valores de la eslora entre perpendiculares (L_{pp}) y de la potencia máxima continua (MCO) expresada en kW, la expresión queda:

$$L_{cm} = 2,53 \cdot 180,52^{0,34} + 3,87 \cdot 10^{-6} \cdot 17220^{1,5} = 23,55 \text{ m}$$

La separación de las cuadernas en la Cámara de Máquinas es de 750 mm, según reglamento, ha de ser una distancia intermedia entre la separación de las cuadernas en los extremos del buque y las bodegas.

Al tomar esta separación de las cuadernas, la longitud de la Cámara de Máquinas es de 24 metros.

- Pique de proa.

La distancia a la que se encuentre el mamparo del pique de proa de la perpendicular de proa, según lo expresado en el reglamento, ha de encontrarse entre unos valores máximos y mínimos.

El valor mínimo de la distancia es de:

$$d_{\text{mín.pique de proa}} = 0,05 \cdot L_{LL} \quad \text{Si } d_{\text{mín.pique de proa}} > 10 \text{ m} \quad (3)$$

En caso de que la eslora resultante de la expresión (3) tome un valor inferior a 10 metros, se tomará 10 metros como el valor de la eslora.

Como valor máximo de dicha distancia, según lo indicado en el reglamento, son las siguientes ecuaciones:

$$d_{\text{máx.pique de proa}} = 0,05 \cdot L_{LL} + 3 \quad (4)$$

$$d_{\text{máx.pique de proa}} = 0,08 \cdot L_{LL} \quad (5)$$

En las expresiones (3), (4), y (5) se va a introducir el valor de la eslora de la flotación, en lugar de la eslora medida en la flotación para un calado del $0,85 \cdot D$ ya que como se trata de un intervalo tomando un valor intermedio a los obtenidos también se encontraría dentro del intervalo que daría lugar al introducir dicha eslora.

Introduciendo el valor de la eslora en la flotación en las expresiones anteriores, se obtiene:

$$d_{\text{mín.pique de proa}} = 0,05 \cdot 186,14 = 9,307 \text{ m}$$

² ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007, página 627.

$$d_{\text{máx.pique de proa}} = 0,08 \cdot 186,14 = 14,89 \text{ m}$$

La distancia a la que se encuentra el mamparo de proa es de 13,8 metros, ya que la separación de las cuadernas tomada es de 600 mm, al igual que en el pique de popa. La medida longitudinal del pique de proa se encuentra en el interior del intervalo propuesto.

Las cuadernas se van a extender a proa de la perpendicular de proa para cubrir toda la eslora del buque.

- Bodegas 1, 2, 3, 4, 5 y 6.

La eslora destinada al espacio de las bodegas es la resultante de sustraer a la eslora del buque la eslora del pique de proa, popa y la de la Cámara de Máquinas, como se muestra a continuación:

$$L_{\text{bodegas}} = L_{pp} - L_{\text{pique de proa}} - L_{\text{pique de popa}} - L_{cm}$$

Introduciendo los valores anteriormente calculados, así como la eslora entre perpendiculares, queda:

$$L_{\text{bodegas}} = 180,52 - 13,80 - 13,20 - 24,00 = 129,52 \text{ metros}$$

Al repartir esta distancia entre las seis bodegas, queda tres bodegas con 28 cuadernas, es decir, con una eslora de 23,24 metros y por otro lado otras tres bodegas con 24 cuadernas a las que le corresponden una longitud de 19,92 metros.

Las bodegas de diferente longitud van a encontrarse intercaladas.

En la Tabla 2 se puede ver un resumen de la separación entre cuadernas según la zona del buque en la que se encuentran, así como la longitud de cada uno de los espacios entre las perpendiculares de proa y popa.

Tabla 2. Resumen del número y separación de las cuadernas y la longitud de los espacios

	Número de cuadernas	Separación (mm)	Longitud (m)
Pique de popa	22	600	13,20
Cámara de Máquinas	32	750	24,00
Bodega 6	28	830	23,24
Bodega 5	24	830	19,92
Bodega 4	28	830	23,24
Bodega 3	24	830	19,92
Bodega 2	28	830	23,24
Bodega 1	24	830	19,92
Pique de proa	23	600	13,80

2.1.3. Clara de bulárcamas

El espaciado entre bulárcamas va a depender de la separación entre cuadernas.

En los piques de proa y popa el espaciado va a ser de 2400 mm, lo correspondiente al espaciado de cuatro cuadernas, haciendo coincidir la última bulárcama del pique de popa con el mamparo de pique de popa y la primera del pique de proa con el mamparo del mismo.

Por otro lado en la Cámara de Máquinas, la clara de bulárcamas será de 3000 mm, al igual que anteriormente este espaciado se corresponde a cuatro cuadernas. La primera de las bulárcamas coincide con el mamparo del pique de popa o el mamparo de popa de Cámara de Máquinas y la última con el mamparo a proa de la Cámara de Máquinas o mamparo de popa de la Bodega 6.

Las bulárcamas del espacio de bodegas están espaciadas 3320 mm, las bulárcamas al igual que en los otros tres espacios definidos, van a coincidir con los mamparos estancos de proa de Cámara de Máquinas y del pique de proa así como los mamparos estancos de separación de las bodegas.

En todos los espacios definidos se va a encontrar una bulárcama cada tres cuadernas.

En la Tabla 3 se puede observar un resumen de la clara entre bulárcamas y la de las cuadernas.

Se puede apreciar que la separación entre bulárcamas es múltiplo de la clara entre cuadernas.

Tabla 3. Resumen de la separación entre cuadernas y bulárcamas (mm)

Zona del buque	Separación cuadernas (mm)	Separación bulárcamas (mm)
Pique de popa	600	2400
Cámara de Máquinas	750	3000
Bodega 6	830	3320
Bodega 5	830	3320
Bodega 4	830	3320
Bodega 3	830	3320
Bodega 2	830	3320
Bodega 1	830	3320
Pique de proa	600	2400

A continuación en la Figura 2, se puede observar la disposición de las bulárcamas a lo largo de la eslora del buque.

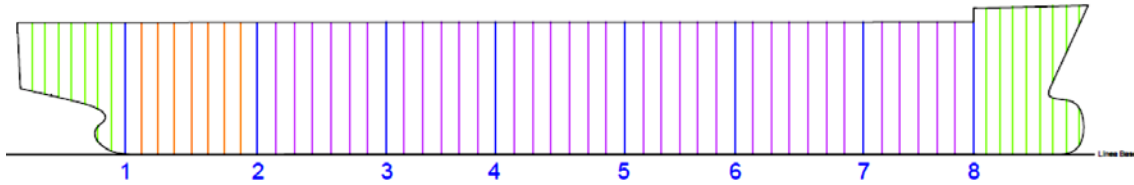


Figura 2. Disposición de las bulárcamas

Las bulárcamas, al igual que las cuadernas, se extienden desde el espejo a la perpendicular de popa como de la perpendicular de proa a extremo situado más a popa.

2.1.4. Mamparos transversales principales

El buque dispone de mamparos principales estancos, como ya se ha mencionado anteriormente, que se extienden desde el fondo hasta la cubierta principal situados donde se ha indicado anteriormente.

La disposición de los mamparos respecto de la perpendicular de popa es la siguiente:

- Mamparo 1. Pique de Popa, se encuentra a 13,20 metros de la perpendicular de popa.
- Mamparo 2. Mamparo de proa de Cámara de Máquinas, situado a 37,20 metros de la perpendicular de popa.
- Mamparo 3. Mamparo de separación las Bodegas 6 y 5. Se encuentra a 60,44 metros de la perpendicular de popa.
- Mamparo 4. Mamparo de separación de las Bodegas 5 y 4. Se encuentra a 80,36 metros de la perpendicular de popa.
- Mamparo 5. Mamparo de separación las Bodegas 4 y 3. Se encuentra a 103,60 metros de la perpendicular de popa.
- Mamparo 6. Mamparo de separación de las Bodegas 3 y 2. Se encuentra a 123,52 metros de la perpendicular de popa.
- Mamparo 7. Mamparo de separación de las Bodegas 2 y 1. Se encuentra a 146,76 metros de la perpendicular de popa.
- Mamparo 8. Mamparo del pique de proa. Se encuentra a a 166,68 metros de la perpendicular de popa.

2.1.5. Espaciado de vagras

En el espacio del doble fondo se disponen de planchas verticales que actúan como elementos que contribuyen al refuerzo de la resistencia longitudinal, las vagras.

Se disponen de 4 vagras en la semimanga.

En la Tabla 4 se define la finalidad del espacio y la distancia existente a la línea de crujía del mamparo que es encuentra más alejado correspondiente a dicho espacio.

Tabla 4. Separación de Línea de Crujía del mamparo más alejado

Espacio	Separación a crujía (mm)
Túnel	900
Bodega de lastre 1	4400
Bodega de lastre 2	7900
Bodega de lastre 3	11400

El espacio disponible entre la plancha de costado-pantoque y la bodega de lastre 3 es una tolva destinada también al lastrado del buque.

2.1.6. Espaciado de longitudinales

La separación tomada para los refuerzos longitudinales va a ser lo más uniforme posible, la separación se va a mantener constante en los refuerzos longitudinales que se disponen en las planchas del fondo, en las planchas del doble fondo y en las planchas de la cubierta. La separación seleccionada de estos refuerzos longitudinales es de 700 mm para que haya un reparto uniforme de los mismos entre varengas.

En el único espacio en el que se prevé que la separación va a ser distinta es en el túnel, donde la separación será de 600 mm.

2.1.7. Mamparos principales longitudinales

En la zona de carga del buque, es decir, en el espacio destinado a los bodegas, se colocan mamparos longitudinales inclinados, colocados en el doble fondo y por debajo de la cubierta de trabajo.

El primero de ellos, crea un desnivel que permite el deslizamiento de la carga hacia la zona central de la bodega, durante la estiba de la misma y por otro lado va a facilitar la descarga de la misma. Éste, según reglamento, debe encontrarse inclinado entre 45 y 50° respecto del doble fondo, para el diseño del buque se han tomado 46,64° respecto del doble fondo.

El segundo va a reducir el efecto de la superficie libre de la carga al mismo tiempo en el que se le facilita la estiba del grano, se encuentra inclinado 23,95° respecto a la cubierta de trabajo.

2.1.8. *Mamparos secundarios*

Se disponen como contornos de los locales que indican a continuación, como medida de seguridad en caso de incendio, como se indica en el cuadernillo de sistemas auxiliares. Estos mamparos secundarios se encuentran en espacios como son: la cocina, trancos de escaleras, espacios destinados a la maquinaria y a grupos de emergencia.

2.1.9. *Altura del doble fondo*

Las alturas del doble fondo van a considerarse en función del espacio que se está considerando.

a) Zona de Carga

La altura del doble fondo en la zona de carga tiene un mínimo prácticamente todo tipo de buques mercantes, se recomienda utilizar como valor mínimo $B/15$.

Por lo tanto el valor mínimo estimado para este caso es:

$$\frac{B}{15} = \frac{32,23}{15} \approx 2,15 \text{ m}$$

b) Cámara de Máquinas

La altura en la zona de Cámara de Máquinas se obtiene al situar los elementos que componen la línea de ejes, considerándose válida una altura comprendida entre los 1500 y los 2500 mm.

Como la línea de ejes se encuentra a 4 metros de la Línea Base, la altura del doble fondo se ha incrementado hasta 2500 mm, este incremento se realiza mediante una inclinación del doble fondo en el interior de la Cámara de Máquinas.

2.1.10. *Equipos para el fondeo y amarre. Local del servo. Caja de cuerdas.*

Los equipos destinados a las operaciones de fondeo y amarre han de cumplir con las especificaciones fijadas por la sociedad de clasificación de Bureau Veritas. El listado de los equipos se encuentra de modo más detallado en el cuadernillo de Cálculo de equipos y servicios (cuadernillo 7).

Debido al numeral de quipo, el buque consta de dos anclas, en la zona del castillo de proa, que serán simétricas respecto de crujía, así como de molinetes, cabirones y estopores. Estos equipos se situarán en el castillo de proa.

Por otro lado el local del servo se situará encima del pique de popa, espacio que se aprovecha para colocar pañoles.

Al disponer de dos anclas el buque ha de contar con dos cajas de cadenas cuyas dimensiones estarán especificadas en el cuadernillo 7 en función de la longitud de la cadena. La caja de cadenas se encuentra en el pique de proa.

2.1.11. Cámara de Máquinas

La Cámara de Máquinas va a tener una altura del doble fondo superior a la de la zona de bodegas, como ya se ha definido anteriormente.

La Cámara de Máquinas consta de varios niveles, el doble fondo o suelo de la cámara situado a 2,5 m de la línea base, y una serie de plataformas intermedias que se encuentran a distintas alturas.

2.1.12. Escotillas

El buque consta de seis escotillas del mismo tamaño que se colocará al menos uno de los lados transversales coincidentes con las cuadernas de la bodega.

El tamaño de las tapas de escotilla es de 14,40 x 15,60 m.

3. Volumen Bodegas de Carga

Como se ha indicado anteriormente la zona de las bodegas, consta de 3 bodegas de mayor tamaño y las restantes son de menos tamaño.

En la Tabla 5 se recoge el valor de los distintos volúmenes, así como el centro de gravedad de las bodegas, estos volúmenes y centroides de volumen se han obtenido mediante el programa de diseño *Rhinoceros*.

Las Bodegas 2, 4 y 6 son de mayor tamaño en comparación con las Bodegas 1, 3 y 5, ya que la distancia entre los mamparos es menor en estas bodegas. La bodega 1 como se adapta a las formas de proa, la manga no se mantiene constante, el volumen de esta bodega se ha hallado mediante el programa de diseño creando un sólido de la forma de la bodega.

El volumen de las bodegas se expresa de modos distintos, como el volumen de grano y el volumen de carga paletizada que puede transportar la bodega.

Se analiza en primer lugar el volumen de grano que representado en función del volumen bruto de la bodega es el 99,8% de la misma ya que se ha de tener en cuenta el volumen de los refuerzos que se encuentren en su interior, que será el 0,2% del volumen total de la bodega.

Por otro lado para calcular el volumen de carga empaquetada que se puede transportar en el interior de las bodegas, se ha trazado el área que se puede ocupar, ya que hay que eliminar aquellas zonas de planchas inclinadas del fondo y de la cubierta, quedando los volúmenes reducidos, estos resultados también se encuentran incluidos en la Tabla 5.

En la Tabla 5, se recoge el valor del volumen de las bodegas:

Tabla 5. Volumen de bodegas

Bodega	Localización (cuadernas)		Volumen Bruto (m ³)	Volumen Hierro (m ³)	Capacidad		Centro de gravedad		
	Inicio	Fin			Grano (m ³)	Palets (m ³)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
B1	186	210	5225,562	10,451	5215,111	3509,984	155,461	-0,27	8,91
B2	158	186	8910,893	17,822	8893,071	7690,046	135,119	0	8,793
B3	134	158	7667,340	15,335	7652,005	6591,468	113,559	0	8,793
B4	106	134	8946,535	17,893	8928,642	7690,046	91,98	0	8,793
B5	82	106	7669,728	15,339	7654,389	6591,468	70,399	0	8,794
B6	54	82	8973,679	17,947	8955,732	7690,046	48,801	0	8,822
TOTAL	-	-	47393,737	94,787	47298,950	39763,059	-	-	-

El volumen total de carga de bodegas se puede clasificar en dos tipos:

- Volumen total de grano: 47298,95 m³.
- Volumen total de carga paletizada: 39763,059m³.

4. Tanques

4.1. Tanques de lastre

Los tanques de lastre se han dispuesto en el doble fondo de la zona de bodegas de carga, en las tolvas superiores e inferiores de la misma zona, así como los que se encuentran en los piques de popa y proa.

El volumen bruto, es el obtenido mediante el programa de diseño *Rhinoceros*, pero dicho volumen se ha de reducir en un 4% a causa de los refuerzos que se encuentran en el interior de los tanques, se incluyen los refuerzos tanto transversales como longitudinales.

En la Tabla 6 se recogen los datos del volumen.

Tabla 6. Volumen de bodegas y centros de gravedad

Tanque	Localización (cuadernas)		Volumen Bruto (m ³)	Volumen Hierro (m ³)	Capacidad Total		Centro de gravedad		
	Inicio	Fin			V.Netto (m ³)	Peso (t)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
T Ppr (C)	210	243	1710,47	68,419	1642,05	1684,744	172,7	0,00	6,22

Tanque	Localización (cuadernas)		Volumen Bruto (m ³)	Volumen Hierro (m ³)	Capacidad Total		Centro de gravedad		
	Inicio	Fin			V.Netto (m ³)	Peso (t)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
B1 DF (Er)	186	210	379,270	15,171	364,099	373,566	156,1	5,38	1,07
B1 DF (Br)	186	210	379,270	15,171	364,099	373,566	156,1	-5,38	1,07
B1 TI (Er)	186	210	419,91	16,796	403,114	413,595	156,78	12,57	2,68
B1 TI (Br)	186	210	419,91	16,796	403,114	413,595	156,78	-12,57	2,68
B1 TS (Er)	186	210	153,127	6,125	147,002	150,824	155,99	12,3	14,18
B1 TS (Br)	186	210	153,127	6,125	147,002	150,824	155,99	-12,3	14,18
B2 DF (Er)	158	186	524,643	20,986	503,657	516,752	135,14	6,15	1,075
B2 DF (Br)	158	186	524,643	20,986	503,657	516,752	135,14	-6,15	1,075
B2 TI (Er)	158	186	478,805	19,152	459,653	471,604	135,14	14,09	2,68
B2 TI (Br)	158	186	478,805	19,152	459,653	471,604	135,14	-14,09	2,68
B2 TS (Er)	158	186	508,375	20,335	488,040	500,729	135,14	12,93	15,46
B2 TS (Br)	158	186	508,375	20,335	488,040	500,729	135,14	-12,93	15,46
B3 DF (Er)	134	158	449,694	17,988	431,706	442,931	113,56	6,15	1,075
B3 DF (Br)	134	158	449,694	17,988	431,706	442,931	113,56	-6,15	1,075
B3 TI (Er)	134	158	410,404	16,416	393,988	404,232	113,56	14,09	2,68
B3 TI (Br)	134	158	410,404	16,416	393,988	404,232	113,56	-14,09	2,68
B3 TS (Er)	134	158	435,750	17,430	418,320	429,196	113,56	12,93	15,46
B3 TS (Br)	134	158	435,750	17,430	418,320	429,196	113,56	-12,93	15,46
B4 DF (Er)	106	134	524,643	20,986	503,657	516,752	91,98	6,15	1,075
B4 DF (Br)	106	134	524,643	20,986	503,657	516,752	91,98	-6,15	1,075
B4 TI (Er)	106	134	478,805	19,152	459,653	471,604	91,98	14,09	2,68
B4 TI (Br)	106	134	478,805	19,152	459,653	471,604	91,98	-14,09	2,68
B4 TS (Er)	106	134	508,375	20,335	488,040	500,729	91,98	12,93	15,46
B4 TS (Br)	106	134	508,375	20,335	488,040	500,729	91,98	-12,93	15,46
B5 DF (Er)	82	106	449,694	17,988	431,706	442,931	70,4	6,15	1,075
B5 DF (Br)	82	106	449,694	17,988	431,706	442,931	70,4	-6,15	1,075
B5 TI (Er)	82	106	410,404	16,416	393,988	404,232	70,4	14,09	2,68
B5 TI (Br)	82	106	410,404	16,416	393,988	404,232	70,4	-14,09	2,68
B5 TS (Er)	82	106	435,750	17,430	418,320	429,196	70,4	12,93	15,46
B5 TS (Br)	82	106	435,750	17,430	418,320	429,196	70,4	-12,93	15,46
B6 DF (Er)	54	82	524,643	20,986	503,657	516,752	48,82	6,15	1,075
B6 DF (Br)	54	82	524,643	20,986	503,657	516,752	48,82	-6,15	1,075
B6 TI (Er)	54	82	478,805	19,152	459,653	471,604	48,82	14,09	2,68
B6 TI (Br)	54	82	478,805	19,152	459,653	471,604	48,82	-14,09	2,68
B6 TS (Er)	54	82	508,375	20,335	488,040	500,729	48,82	12,93	15,46

Tanque	Localización (cuadernas)		Volumen Bruto (m ³)	Volumen Hierro (m ³)	Capacidad Total		Centro de gravedad		
	Inicio	Fin			V.Netto (m ³)	Peso (t)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
B6 TS (Br)	54	82	508,375	20,335	488,040	500,729	48,82	-12,93	15,46
T Ppp (C)	-10	22	2293,47	91,739	2201,731	2258,976	7,83	0,00	9,68
TOTAL			18452,42	806,52	19356,37	199859,64	95,34	0	6,54

Resultando un volumen de lastrado total es de:

$$V_{TOTAL\ T.LASTRE} = 18452,42 \text{ m}^3$$

En el cuadernillo 9, se comprobará que este volumen de lastre es suficiente para asegurar un completo hundimiento de la hélice, y también, que en cualquier condición de carga el trimado del buque es inferior a 1,5% de la eslora, según lo recomendado por la IMO.

4.2. Tanques de combustible pesado

A causa de la normativa de la Zona Seca³ se requiere la segregación del HFO en tres tipos distintos, debido al contenido en azufre, que son:

- HFO con contenido en azufre menor que 4,5%
- HFO con contenido en azufre menor que 1,5%
- HFO con contenido en azufre menor que 0,1-0,2%

Los tanques de combustible pesado se han dividido de la siguiente manera:

- Cuatro tanques de HFO con un contenido menor del 4,5% de azufre. Representando un 65,33% del total de combustible
- Dos tanques de HFO con un contenido menor del 1,5% de azufre. Representando un 20,20% del total de combustible
- Dos tanques de HFO con un contenido menor del 0,1-0,2% de azufre. Representando un 14,47% del total de combustible

La capacidad de combustibles se obtiene a partir de la estimación del volumen de los tanques de combustible. Los tanques se emplazan en la Cámara de Máquinas coincidiendo con las bulárcamas y longitudinales en sus extremos.

Los tanques de combustible pesado han de estar separados del costado del buque, según lo indicado en la reglamentación, este criterio se va a aplicar también a los tanques de aceite y

³ Directiva 2012/33/UE del PE y del C, de 21 de noviembre de 2012, por la que se modifica la Directiva 1999/32/CE del Consejo en lo relativo al contenido de azufre de los combustibles para uso marítimo.

combustible diésel, para garantizar una mayor seguridad. La separación de los tanques de combustible con el fondo no puede ser inferior a 2 metros, como se ha dispuesto de un doble fondo cuyo puntal es de 2,5 metros, este requisito ya es cumplido. Por otro lado, los tanques se encuentran separados una distancia mínima del costado del buque de 1 metro.

Quedan por determinar los tanques de servicio diario, sedimentación y rebose. Los dos primeros tipos van situados dentro de la cámara de máquinas y en una posición alta (servicio diario) para asegurar el cebado de las bombas que después alimentarán el motor principal.

El tanque de reboses y derrames se sitúa dentro del doble fondo de la cámara de máquinas, dejando las distancias reglamentarias con el casco para cumplir las normas y permitir la inspección.

Los volúmenes de estos tanques se han calculado mediante ecuaciones en el cuaderno 6, *Selección de la Planta Propulsora*.

En la Tabla 7 se han recogido el valor de los tanques de almacenamiento de combustible, los de sedimentación y los de servicio diario, y se les ha asignado su situación en el buque.

Tabla 7. Volumen de los tanques de almacenamiento de HFO

Tanque	Capacidad			Centro de gravedad		
	Volumen Bruto (m ³)	Volumen de hierro (m ³)	Volumen Neto (m ³)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
HFO <4,5% S Er Centro	165,403	6,616	158,787	34,899	3,92	9,213
HFO <4,5% S Er Costado	273,064	10,923	262,141	33,956	11,427	8,092
HFO <4,5% S Br Centro	165,403	6,616	158,787	34,899	-3,92	9,213
HFO <4,5% S Br Costado	273,064	10,923	262,141	33,956	-11,427	8,092
HFO <1,5% S Er	135,575	5,423	130,152	30,366	11,42	13,429
HFO <1,5% S Br	135,575	5,423	130,152	30,366	-11,42	13,429
HFO <0,1 % S Er	97,128	3,885	93,243	27,127	11,38	13,804
HFO <0,1 % S Br	97,128	3,885	93,243	27,127	-11,38	13,804
HFO Sedimentación Er	30,878	1,235	29,643	33,148	3,92	14,839
HFO Sedimentación Br	30,878	1,235	29,643	33,148	-3,92	14,839
HFO Servicio Diario Er	28,308	1,132	27,176	30,37	6,29	9,553
HFO Servicio Diario Br	28,308	1,132	27,176	30,37	-6,29	9,553
TOTAL	1460,713	58,429	1402,284	-	-	-

Para resumir los volúmenes totales de cada uno de los tipos de tanques de almacenamiento de los combustibles pesados se dispone de la Tabla 8 donde se recoge el valor de los mismos.

Tabla 8. Resumen de los volúmenes de los tanques

Tanques	V. Bruto (m ³)	V. Neto (m ³)
T. Almacenamiento	1342,340	1288,646
T. Sedimentación	61,756	59,286
T. de Servicio diario	56,617	54,352
TOTAL	1460,713	1402,284

Se ha de definir el tanque de reboses y derrames de combustible y el tanque de lodos, las características de los mismos se recogen en la Tabla 9:

Tabla 9. Tanques de rebose y lodos.

Tanque	Capacidad			Centro de gravedad		
	Volumen Bruto (m ³)	Volumen de hierro (m ³)	Volumen Neto (m ³)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
T. de reboses y derrames	10,189	0,408	9,781	32,2	0	1,25
T. de lodos	2,083	0,083	2	34,95	0	2,12
TOTAL	12,272	0,491	11,781	-	-	-

4.3. Tanques de combustible ligero

Como se ha definido en el cuaderno 6, el volumen total de combustible ligero es de 123,76 m³. El tanque de servicio diario de combustible ligero tiene las siguientes características, junto con su posición en el interior de la Cámara de Máquinas.

Tabla 10. Dimensionamiento y posición del tanque de combustible ligero

Tanque	Capacidad (m ³)			Centro de gravedad (m)		
	Volumen Bruto (m ³)	Volumen de hierro (m ³)	Volumen Neto (m ³)	X _G	Y _G	Z _G
MDO Servicio Diario	15,349	0,614	14,735	27,23	8,409	10,748

4.4. Tanques de aceite

Los tanques de aceite se distinguen de dos tipos, el de almacenamiento de aceite y el de recirculación de aceite. La justificación de los volúmenes de los mismos se encuentra en el cuaderno 6. Los volúmenes así como su posición en el interior de la cámara de máquinas, se recogen en la Tabla 11.

Tabla 11. Dimensionamiento y posición de los tanques de aceite

Tanques	Capacidad (m ³)			Centro de gravedad (m)		
	Volumen Bruto (m ³)	Volumen de hierro (m ³)	Volumen Neto (m ³)	X _G	Y _G	Z _G
T. Almacenamiento lubricación camisas	15,050	0,602	14,448	20,593	-9,625	9,835
T. Almacenamiento lubricación cojinetes	33,624	1,345	32,279	23,432	-12,937	10,451
T. Almacenamiento motores auxiliares	30,004	1,200	28,804	24,829	12,206	7,94
T. Servicio lubricación camisas	3,170	0,127	3,043	21,963	11,904	8,916
T. Servicio lubricación cojinetes	10,419	0,417	10,002	22,14	-9,65	9,372
T. Sucio motor principal	30,436	1,217	29,219	30,619	0	1,272
TOTAL	122,703	4,908	117,795	-	-	-

4.5. Tanques de agua dulce

Con el fin de obtener el volumen de los tanques de agua dulce que se van a llevar a bordo, se dispondrá que tengan la capacidad del consumo de dos días, ya que el buque va a disponer de una planta osmotizadora para la producción de agua dulce a bordo. Se ha estimado dos días por las entradas y salidas de puerto, ya que durante su estancia en puerto podrá rellenarlos.

En la Tabla 8 se recogen los valores de los volúmenes de los tanques.

Tabla 12. Tanques de agua dulce

Tanque	Capacidad (m ³)			Centro de gravedad (m)		
	V. Bruto (m ³)	V. Hierros (m ³)	V. Neto (m ³)	X _G	Y _G	Z _G
Agua dulce potabilizada	11,491	0,460	11,031	8,475	-7,425	25,06
Agua dulce Er	46,761	1,870	44,891	8,911	11,275	17,27
Agua dulce Br	46,761	1,870	44,891	8,911	-11,275	17,27
TOTAL	105,014	4,201	100,813	-	-	-

Los cálculos que se han realizado para la estimación de estos volúmenes se recogen en el cuaderno 7, cálculo de equipos y servicios.

5. Habilitación

5.1. Tripulación

En este apartado se desarrolla el reparto de la tripulación, ya que la superestructura debe dar cabida a sus camarotes, los despachos y servicios.

El número de tripulantes que se estima es de 26, personal con el que se logra cubrir las guardias y los trabajos de seguridad a bordo, además del personal necesario para las labores de mantenimiento y cocina para la tripulación del barco. El personal dentro del apartado de servicios puede ser considerado parte de la tripulación aunque no haya sido reclamado por el armador, ya que para buques de carga en los que las exigencias mínimas han sido cubiertas en lo que se refiere a estándar técnico, pueden realizarse contratos de tripulación básica.

Las funciones a realizar por la tripulación son:

- La navegación de puerto a puerto.
- Seguridad técnica y conservación para garantizar la navegación.
- Utilización y comprobación del correcto funcionamiento de los distintos materiales destinados a la navegación, salvamento y conrainscendios.
- La maniobra de amarre del buque.
- La alimentación de la tripulación

5.1.1. Personal

La distribución del personal del buque es la que se refleja en la Tabla 13:

Tabla 13. Distribución del personal a bordo

Puente de mando		Zona de máquinas		Servicios		Varios	
Capitán	1	Jefe de Máquinas	1	Cocinero	1	Reserva de Oficiales	1
1º Oficial Puente	1	1º Oficial Máquinas	1	Camareros	2	Reserva de Tripulación	1
2º Oficial Puente	1	2º Oficial Máquinas	1	Mayordomo	1	Propietario	1
3º Oficial Puente	1	3º Oficial Máquinas	1			Práctico	1
Contraestre	1	Engrasadores	3				
Marineros	5	Electricista	1				

Por lo que el total de la tripulación se clasifica según el rango de su puesto, Tabla 14:

Tabla 14. Número total de personas según su rango

Total Oficiales	8
Total Tripulación	14
Total Varios	4
TOTAL	26

5.1.2. Guardias

La vigilancia de los diferentes sistemas del buque se hará mediante guardias, gracias al elevado número de tripulante del buque, lo que no significa que la automatización del buque sea baja.

Por otro lado el capitán y el jefe de máquinas no montarán guardias.

5.2. Disposición de cubiertas

Al realizar el reparto de las distintas zonas se ha hecho teniendo en cuenta que una disposición en la que las tuberías de lavandería, aseos y cocina se encuentren alineados verticalmente de forma que se simplifica la construcción y se ahorra en costes de construcción.

5.2.1. Acomodación y cubiertas

La habilitación se compone de seis cubiertas:

- Cubierta Superior
- Cubierta “A”
- Cubierta “B”
- Cubierta “C”
- Cubierta “D”
- Cubierta puente de navegación

La cubierta de castillo es donde se disponen los elementos para el amarre.

5.2.1.1. Cubierta superior

En la cubierta superior se encuentran la gambuza a partir de la cual se tiene acceso a las provisiones de vegetales, carne y pescado; se encuentran separadas ya que cada uno de los distintos alimentos requiere diferentes condiciones de conservación.

Por otro lado, se encuentra la maquinaria necesaria para la generación de aire acondicionado, la maquinaria frigorífica, el local de CO_2 , el grupo generador de emergencia y el local de lucha contraincendios.

Al ser la cubierta más próxima a la Cámara de Máquinas, se dispone de un vestuario donde los operarios de la misma puedan cambiarse la ropa con el fin de evitar el ensuciamiento de diversas cubiertas. Este cambio de ropa implica que la lavandería se encuentra próxima al vestuario para evitar el trasiego de la ropa de trabajo a ella, se dispondrá también de un aseo en el interior del vestuario.

Se dispone de una oficina de carga próxima a la entrada del buque con el fin de que personas ajenas a la tripulación del buque no circulen por el mismo cuando el buque se encuentre en puerto.

En esta cubierta se dispone además de una enfermería, que tiene acceso a un aseo y un oficio.

5.2.1.2. Cubierta “A”

En esta cubierta se dispone de los espacios comunes y los de recreo.

Los espacios comunes que son el comedor, salón, aseo y oficio son dobles ya que un espacio está destinado a la tripulación y otro a los oficiales, de igual espacio para ambos.

La zona de recreo se compone de un gimnasio, la cocina, la biblioteca en cuyo interior se dispone de una pequeña sala de ordenadores y videoteca, estas zonas son comunes para los oficiales y la tripulación.

5.2.1.3. Cubierta “B”

En esta cubierta se dispone los camarotes de la tripulación, es decir, hay 10 camarotes para la tripulación, repartidos de la siguiente forma: 6 en la zona de proa y 4 en la de popa. Dichos camarotes son para dos tripulantes.

Cada uno de los camarotes dispone de un aseo en su interior.

Se dispone de una sala de lavandería, para la tripulación, un almacén y un oficio.

5.2.1.4. Cubierta “C”

En esta cubierta se dispone el alojamiento de los oficiales, cada uno de ellos dispone de su propio salón y un aseo.

En esta cubierta se emplazan 4 camarotes para los 2º y 3º Oficiales de Puente y de Máquinas, tres de ellos orientados a proa y dos a popa, que disponen, al igual que la tripulación, de una lavandería, un almacén y un oficio.

El camarote extra se instala uno en esta cubierta, en el caso de que el propietario del buque y el práctico se encuentren en el buque simultáneamente.

5.2.1.5. Cubierta “D”

En la Cubierta “D” es donde se alojan los oficiales de más alto grado (Primero de Puente y Primero de Máquinas), el Jefe de Máquinas y el Capitán del Buque. Estos disponen de sus respectivos camarotes, salones y aseos. Al igual que en el resto de cubiertas se dispone de una lavandería y pañoles, pero además en esta cubierta se dispone de una sala de reuniones.

5.2.1.6. Cubierta puente de navegación

El puente de navegación se encuentra en la cubierta más alta, ha de encontrarse a un puntal tal que permita la visibilidad establecida según el reglamento⁴. La distancia a proa sin visibilidad desde el puente de mando debe ser inferior al menor de los siguientes valores:

- Dos veces la eslora
- 500 m

El menor valor de estas dos opciones es 372,3 m, el correspondiente a dos veces la eslora del buque.

La inclinación de la ventana del puente de mando respecto a la vertical es de 20°, ya que según el reglamento este ángulo se debe encontrar entre los 10 y los 25°.

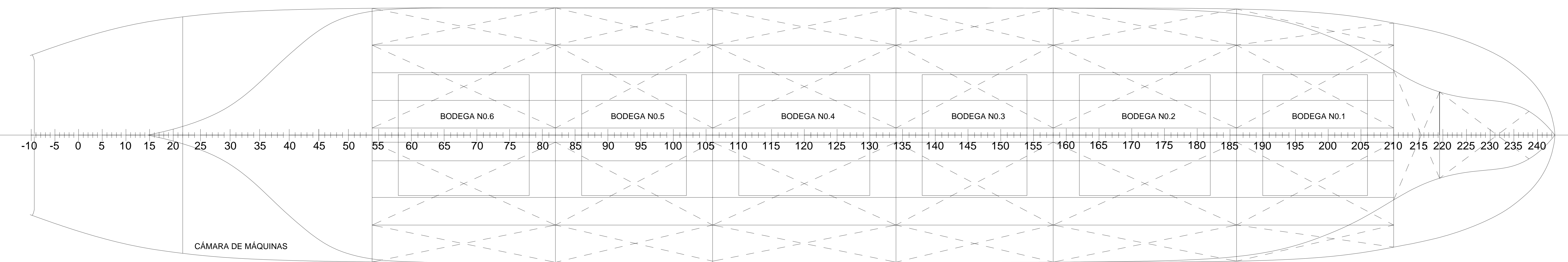
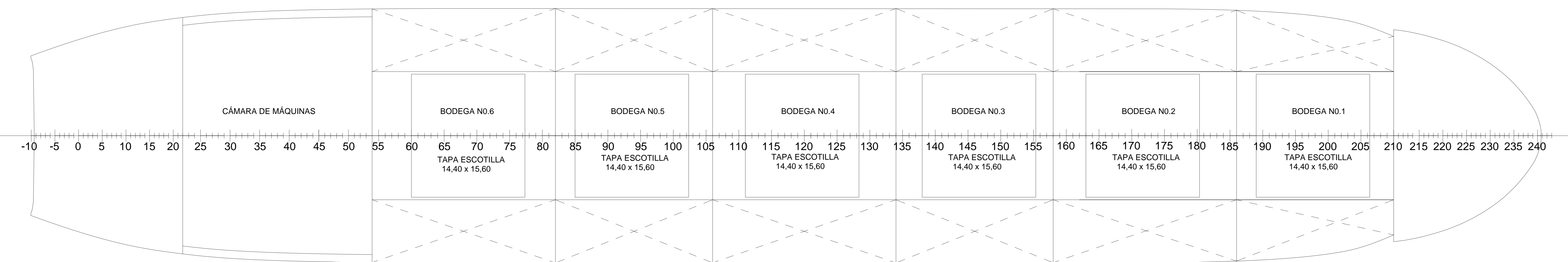
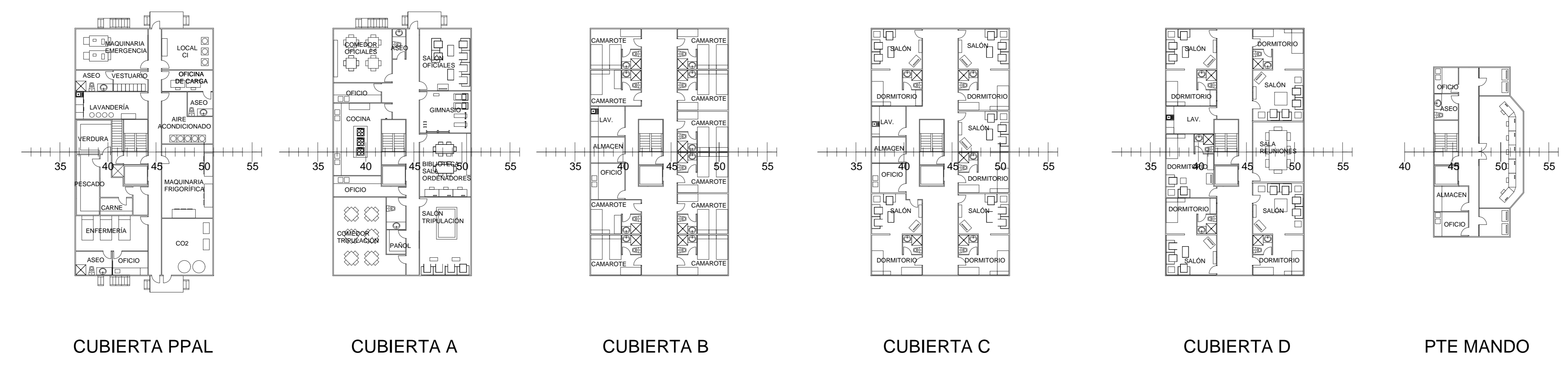
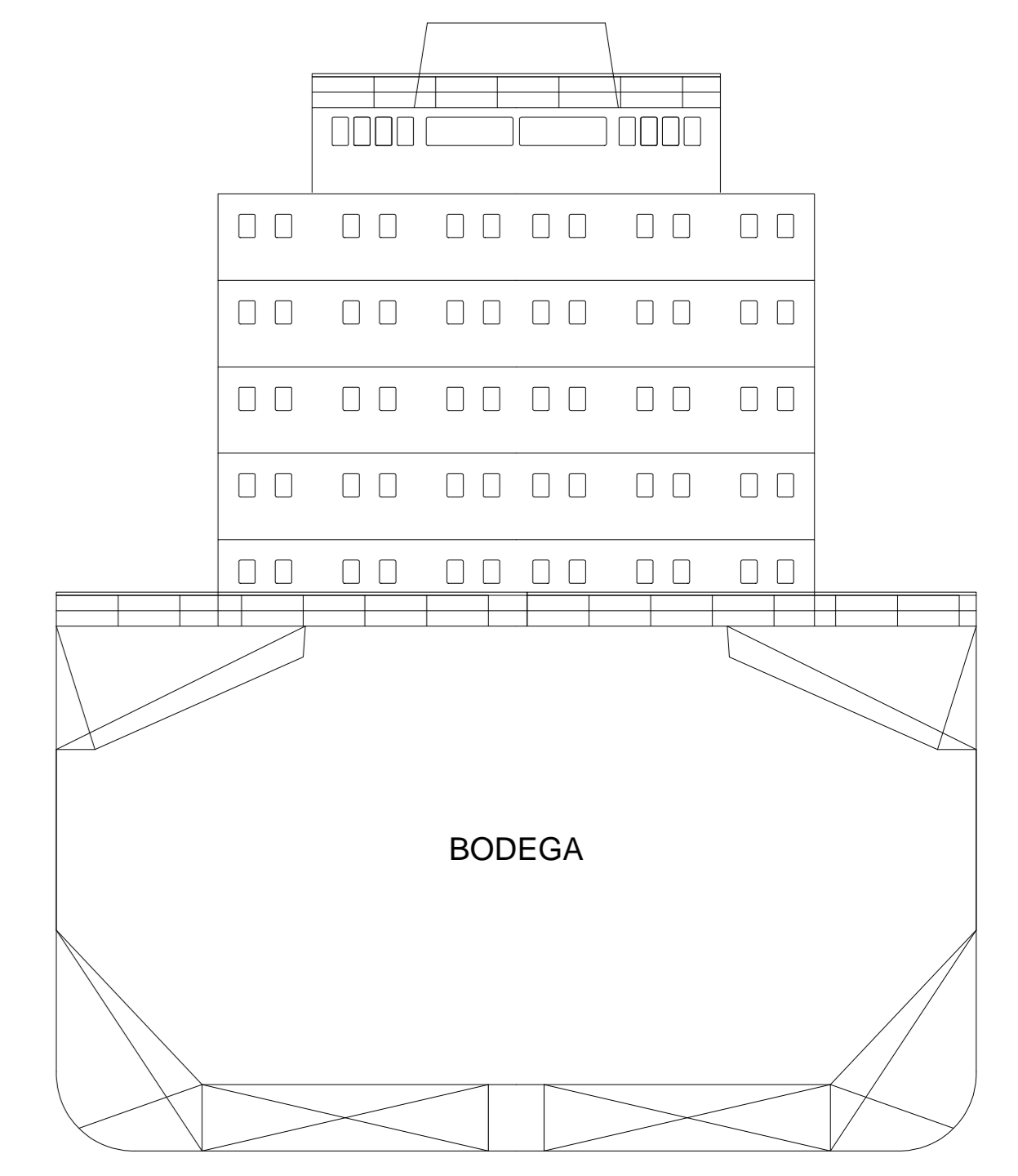
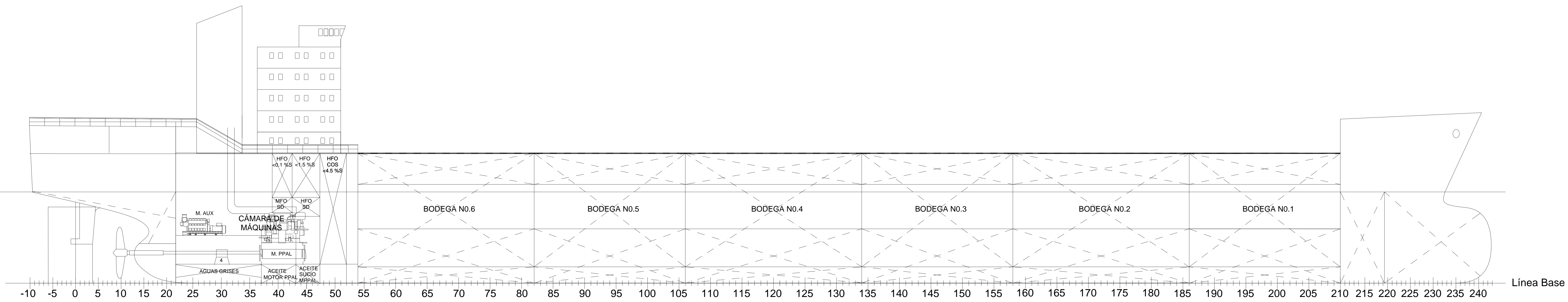
Los elementos que lo componen se han dispuesto de tal forma que permite una visibilidad máxima, en todas las direcciones posibles.

6. Bibliografía

- 1) ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007.
- 2) TUDELA PÉREZ, J.F. “*Apuntes de la asignatura de proyectos*” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014..

⁴ SOLAS, Chapter V, 22)

ANEXO I: PLANO DE LA DISPOSICIÓN GENERAL



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un granelero de 45.000 TPM

Cuaderno 4

Predicción de potencia y hélice

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1. Datos del buque y condiciones de proyecto	3
2. Estimación de la potencia. Método de J. Holtrop & G.G.J. Mennen	4
3. Estimación de los coeficientes propulsivos.....	5
3.1. Fórmula de Taylor	5
3.2. Fórmula del Canal de Hamburgo.....	5
3.3. Fórmula de Harvald	5
3.4. Método de Holtrop-Mennen	7
4. Selección del motor.....	9
5. Selección del propulsor de la Serie B de Wageningen.....	9
5.1. Hélice seleccionada.....	11
5.2. Curvas de funcionamiento de la hélice	11
5.3. Cálculo de las curvas BHP-V y n-V en las condiciones de pruebas y de servicio.....	13
5.3.1. Condición de pruebas	14
5.3.2. Condición de servicio	16
6. Proyecto del timón	17
6.1. Estimación de la superficie de la pala.....	17
6.2. Estimación de la relación de alargamiento, cálculo de la altura y la cuerda ...	17
6.2.1. Relación de alargamiento	17
6.2.2. Relación de espesor	18
6.3. Estimación de la superficie de compensación	18
6.3.1. Cálculo del centro de presión	18
6.4. Facilidad de evolución	19
6.4.1. Diámetro de giro.....	19
6.5. Estabilidad de ruta	20
6.5.1. Anchura del ciclo de histéresis	20
6.5.2. Número P de Norbin.....	22

6.6.	Facilidad de cambio de rumbo.....	22
6.7.	Cálculo de fuerzas y momentos.....	23
6.7.1.	Avante.....	23
6.7.2.	Ciando.....	24
6.8.	Cálculo de la mecha del timón.....	25
6.9.	Potencia del servomotor.....	26
7.	Bibliografía.....	27
	ANEXO I: PLANO DEL CODASTE.....	28

1. Datos del buque y condiciones de proyecto

En la siguiente tabla se recogen las características del buque.

Tabla 1. Datos del buque

Eslora entre perpendiculares (m)	180,52
Eslora en la flotación (m)	186,14
Manga (m)	32,23
Calado (m)	12,01
Volumen de carena (m ³)	55984,015
Coefficiente de bloque	0,777
Coefficiente de la maestra	0,990
Coefficiente prismático	0,785
Coefficiente de la flotación	0,860
Abscisa del centro de carena % L _F	0,200
Área transversal bulbo de proa (m ²)	66,842
Altura de la protuberancia del bulbo (m)	4,54
C _{STERN}	Cuadernas en U
Superficie mojada (m ²)	8783,155
Semiángulo de entrada en la flotación (°)	39,81°
Rugosidad de la carena (μm)	150

Las condiciones de proyecto del motor directamente acoplado quedan recogidas en la Tabla 2.

Tabla 2. Características del motor diésel directamente acoplado

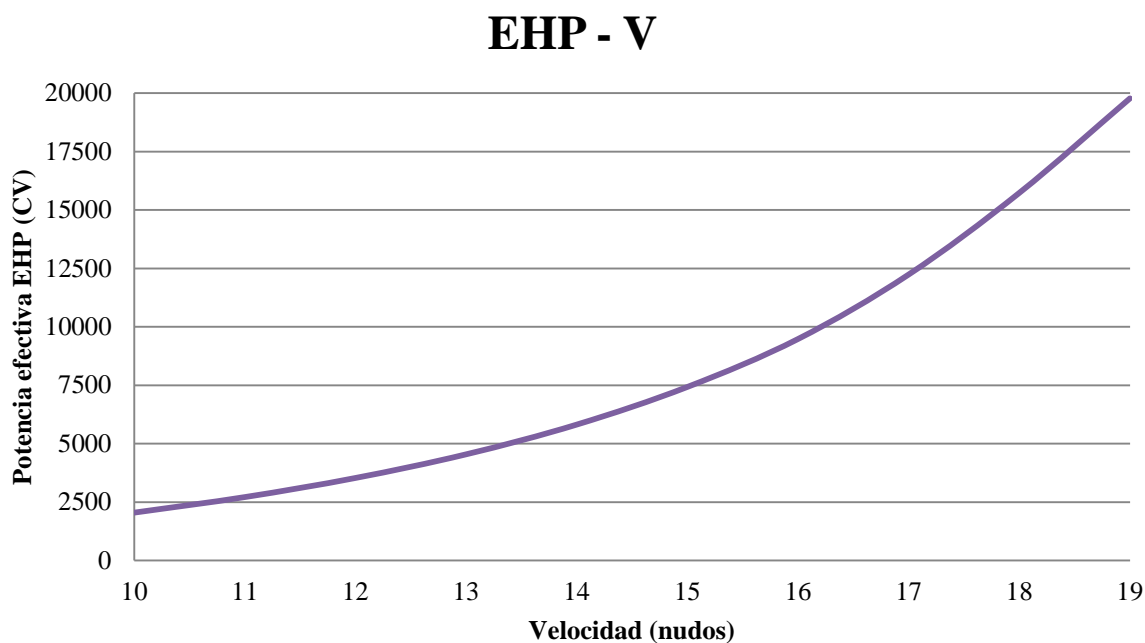
Velocidad en pruebas (nudos)	15,00
Margen del motor	10 %
Margen de mar	15 %

2. Estimación de la potencia. Método de J. Holtrop & G.G.J. Mennen

En la siguiente tabla (Tabla 3) se ha realizado un resumen de los valores de las resistencias y de la potencia efectiva del mismo, calculadas mediante el método de Holtrop-Mennen (Ref 1, 2 y 3).

V_{BUQUE}	Resistencias								Potencia efectiva	
	Fricción	Viscosa	Apéndices	Olas	Bulbo	Espejo	Correlación	TOTAL		
	R_F	R_V	R_{AP}	R_W	R_B	R_{TR}	R_A	R_T	EHP	
(nudos)	(kN)	(kN)	(kN)	(kN)	(kN)	(kN)	(kN)	(kN)	(CV)	(kW)
10	187,493	243,792	2,361	0,9555	0,8435	0	44,98	292,9275	2048,2	1506,5
11	224,172	291,483	2,823	3,1224	1,0355	0	54,42	352,8853	2714,2	1996,3
12	263,904	343,147	3,323	8,4835	1,2377	0	64,77	420,9566	3532,1	2597,9
13	306,661	398,742	3,862	19,8398	1,4472	0	76,01	499,9005	4544,0	3342,1
14	352,416	458,236	4,438	41,7339	1,6611	0	88,15	594,2216	5816,9	4278,3
15	401,143	521,595	5,051	78,5381	1,8773	0	101,20	708,2575	7428,4	5463,6
16	452,821	588,789	5,702	135,6333	2,0938	0	115,14	847,3574	9479,8	6972,4
17	507,428	659,793	6,39	231,1728	2,309	0	129,98	1029,6455	12239,1	9001,8
18	564,944	734,58	7,114	360,0303	2,5217	0	145,72	1249,9684	15732,0	11570,9
19	625,352	813,127	7,875	502,4766	2,7308	0	162,36	1488,5723	19775,9	14545,2

A continuación se representa gráficamente la potencia efectiva frente a la velocidad del buque:



Gráfica 1. Curva potencia efectiva (EHP) - Velocidad

3. Estimación de los coeficientes propulsivos

3.1. Fórmula de Taylor

La ecuación empleada para el cálculo del coeficiente de estela es la que se corresponde a los buques de una línea de ejes y es la que sigue:

$$w = 0,50 \cdot C_B - 0,10 \quad (1)$$

Por lo tanto el coeficiente de estela toma un valor de:

$$w = 0,50 \cdot 0,777 - 0,1 = 0,289$$

3.2. Fórmula del Canal de Hamburgo

La estimación de los coeficientes de estela y de succión se realiza con las siguientes expresiones correspondientes a un buque de una línea de ejes:

$$w = 0,70 \cdot C_p - 0,20 \quad (2)$$

$$t = 0,50 \cdot C_p - 0,12 \quad (3)$$

Por lo que introduciendo el valor del coeficiente prismático en las expresiones (2) y (3) se obtiene:

$$w = 0,350$$

$$t = 0,273$$

3.3. Fórmula de Harvald

$$w = w_1 + w_2 + w_3 \quad (4)$$

Los términos de la ecuación (4) se definen en las siguientes expresiones:

$$w = w_1 \left(\frac{B}{L}, C_B \right) + w_2 (\text{formas}, C_B) + w_3 \left(\frac{D_P}{L} \right)$$

$$w_1 = a + \frac{b}{c (0,98 - C_B)^3 + 1}$$

$$w_2 = \frac{0,025 F_a}{100 (C_B - 0,7)^2 + 1}$$

$$w_3 = -0,18 + \frac{0,00756}{\frac{D_P}{L} + 0,002}$$

$$a = \frac{0,1 B}{L} + 0,149$$

$$b = \frac{0,05 B}{L} + 0,449$$

$$c = 585 - \frac{5027 B}{L} + 11700 \left(\frac{B}{L}\right)^2$$

Por otro lado, el coeficiente de succión se define del siguiente modo:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 \quad (5)$$

Los términos de la ecuación (4) se definen en las siguientes expresiones:

$$t = t_1 \left(\frac{B}{L}, C_B\right) + t_2 (\text{formas}) + t_3 \left(\frac{D_P}{L}\right)$$

$$t_1 = d + \frac{e}{f(0,98 - C_B)^3 + 1}$$

$$t_2 = -0,01 F_a$$

$$t_3 = 2 \left(\frac{D_P}{L} - 0,04\right)$$

$$d = \frac{0,625 B}{L} + 0,08$$

$$e = 0,165 - \frac{0,25 B}{L}$$

$$f = 525 - \frac{8060 B}{L} + 20300 \left(\frac{B}{L}\right)^2$$

El coeficiente F_a depende de la forma del cuerpo de popa.

Cuadernas en U	- 2
Cuadernas normales	0
Cuadernas en V	+ 2

Los valores correspondientes a los coeficientes a, b, c, d, e y f se recogen en la Tabla 3:

Tabla 3. Resumen de los coeficientes empleados en el método de Harvard

Método de Harvard			
Coefficiente de estela		Coefficiente de succión	
a	0,167	d	0,192
b	0,458	e	0,120
c	60,435	f	-266,939
w_1	0,471	t_1	0,094
w_2	-0,031	t_2	0,020
w_3	0,033	t_3	-0,013
w	0,473	t	0,101

Con el fin de obtener una mayor precisión en los valores para petroleros y buques graneleros, se han de corregir los valores obtenidos de los coeficientes de estela y succión, las fórmulas empleadas son:

$$w_{\text{corregido}} = 0,7 \cdot w_{\text{Harvald}} - 0,45 + 0,08 \cdot M \quad (6)$$

$$t_{\text{corregido}} = t_{\text{Harvald}} - 0,26 + 0,04 \cdot M \quad (7)$$

Donde el coeficiente M es:

$$M = \frac{L}{\sqrt[3]{1}} \quad (8)$$

Por lo que el valor de los coeficientes de estela y succión corregidos es de:

$$w_{\text{corregido}} = 0,7 \cdot 0,473 - 0,45 + 0,08 \cdot 4,72 = 0,259$$

$$t_{\text{corregido}} = 0,101 - 0,26 + 0,04 \cdot 4,72 = 0,030$$

Los valores obtenidos del coeficiente de estela y de succión, mediante el método de Harvald, no son significativos.

3.4. Método de Holtrop-Mennen

Las expresiones empleadas en el método de Holtrop, son algo más complejas que las anteriores.

$$w = C_9 \cdot C_{20} \cdot C_V \cdot \frac{L_F}{T_{PP}} \cdot \left(0,050776 + 0,93405 \cdot C_{11} \cdot \frac{C_V}{1 - C_{P1}} \right) + \quad (9)$$

$$+0,27915 \cdot C_{20} \cdot \sqrt{\left(\frac{B}{L_F \cdot (1 - C_{P1})}\right)} + C_{19} \cdot C_{20}$$

$$t = \frac{0,25014 \cdot \left(\frac{B}{L_F}\right)^{0,28956} \cdot \left(\frac{\sqrt{B \cdot T}}{D_{Prop}}\right)^{0,2624}}{(1 - C_P + 0,0225 \cdot X_B)^{0,01762}} \quad (10)$$

El valor de los distintos coeficientes se da a continuación:

Tabla 4. Resumen de los coeficientes empleados en el método de Holtrop

Método de Holtrop	
C_9	20,942
C_8	20,942
C_{20}	1,000
C_V	$2,321 \cdot 10^{-3}$
C_{11}	1,988
C_{P1}	0,821
C_{19}	0,098
D_{prop}	6,044
C_{STERN}	0
r	1,3
C_{FO}	$1,495 \cdot 10^{-3}$
C_A	$3,772 \cdot 10^{-4}$
w	0,429
t	0,211

Los valores del coeficiente de estela (w) coeficiente de succión (t), los coeficientes empleados en cálculos posteriores serán los obtenidos mediante el empleo del Método de Holtrop, ya que la estimación de la potencia también se ha llevado a cabo siguiendo el método del mismo autor.

Tabla 5. Coeficientes propulsivos, método de Holtrop-Mennen

Coeficiente de estela, w	0,429
Coeficiente de succión, t	0,211

4. Selección del motor

Con el fin de llevar a cabo la selección del motor se ha de conocer previamente el valor de la inmersión del eje (I_E), el diámetro máximo ($D_{m\acute{a}x}$), el factor de utilización de potencia (k_p) y el rendimiento mecánico (η_M). El valor de los mismos se recoge en la Tabla 6 (Ref. 4 y 5).

Tabla 6. Valores de los coeficientes empleados para la selección del motor

Rendimiento mecánico	0,98
Factor de utilización de potencia	0,90
Diámetro máximo (m)	8,00
Inmersión del eje (m)	7,20

El motor que se ajusta a las necesidades de potencia, tras realizar varias iteraciones, es:

MAN B&W S50ME-C8 de 6 cilindros, 9960 kW de potencia y 127 rpm

A partir de la selección del motor principal más adecuado del catálogo del fabricante MAN (Ref. 7) , se procede a calcular las características del propulsor.

5. Selección del propulsor de la Serie B de Wageningen

La selección del propulsor perteneciente a la Serie B de Wageningen se va a realizar mediante el empleo de las expresiones polinómicas de la misma (Ref. 6).

A continuación se han recogido los valores de los coeficientes que se emplean en el cálculo del propulsor, que han sido calculados anteriormente:

Tabla 7. Resumen de los coeficientes que se emplean en el cálculo del propulsor

$D_{m\acute{a}x}$	8,00
I_E	7,20
η_M	0,98
η_R	1,015
w	0,429
t	0,211
K_p	0,90

Por otro lado, se han recogido en la Tabla 8 las características del motor seleccionado S50 ME-C8

Tabla 8. Resumen de las características del motor

$BHP (CV)$	13541
$EHP (CV)$	6985,8
$n (rpm)$	127
$v (nudos)$	15,00

Seguidamente se recoge el valor de las características de los propulsores para distinto número de palas, en las tablas que se muestran a continuación se va a indicar el diámetro (D), la relación Paso-Diámetro (H/D), la relación Área expandida- Área disco (A_E/A_0) y la mínima $(A_E/A_0)_{min}$, las cuales van a establecer si cavita la hélice o no, el rendimiento del propulsor aislado (η_0), el empuje (T), la potencia instalada y la necesaria así como el margen que queda entre ambas.

A continuación se exponen los resultados que se han obtenido para los distintos valores del número de palas.

Tabla 9. Características del propulsor para distintos números de pala

	$Z = 3$	$Z = 4$	$Z = 5$	$Z = 6$
$D (m)$	6,2427	5,8681	5,7312	5,6709
H/D	0,2945	0,6861	0,6898	0,6936
η_0	0,4826	0,4717	0,4665	0,4662
$T (kg)$	99551	97300,18	96232,05	96167,76
$P. instalada (CV)$	13537,2	13537,2	13537,2	13537,2
$P. necesaria (CV)$	12272	12556	12695	12703
Márgen (%)	9,35	7,25	6,22	6,16
A_E/A_0	0,53	0,61	0,67	0,74
$(A_E/A_0)_{min}$	0,5214	0,6040	0,6691	0,7301
CAVITA	NO CAVITA	NO CAVITA	NO CAVITA	NO CAVITA

5.1. Hélice seleccionada

Las características de la hélice óptima para este motor son:

$$Z = 4 \text{ palas}$$

$$A_E/A_0 = 0,61$$

$$H/D = 0,686$$

$$D_{\text{opt}} = 5,87 \text{ m}$$

5.2. Curvas de funcionamiento de la hélice

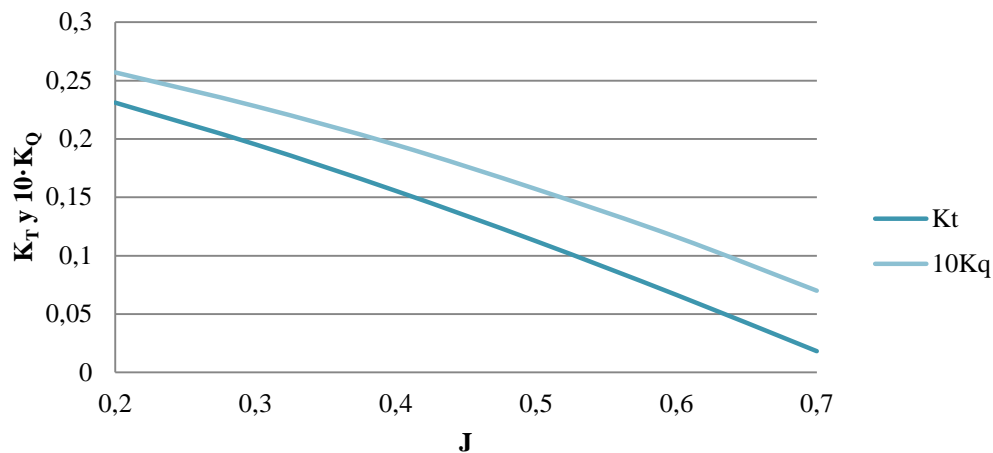
En la siguiente tabla se recogen los valores de los coeficientes K_T , K_Q y del rendimiento del propulsor aislado en función del valor de J .

Tabla 10. Valores de los coeficientes K_T y $10 \cdot k_Q$ para un intervalo de J

J	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
K_T	0,2942	0,2635	0,23	0,1936	0,1544	0,1124	0,0676	0,0199
$10 K_Q$	0,3017	0,281	0,2562	0,2273	0,1943	0,1573	0,1161	0,0708

A continuación se representan gráficamente la tabla anterior con la que se obtiene la recta polinómica de segundo grado que se acopla con dichas rectas.

K_T - J y $10 \cdot K_Q$ - J



Gráfica 2. Curvas k_T - J , $10 \cdot k_Q$ - J

Las rectas polinómicas que definen las recta de los coeficientes k_T y $10 \cdot K_Q$ de la Gráfica 2 es:

$$K_T = -0,2046 \cdot J^2 - 0,1866 \cdot J + 0,3017 \quad (11)$$

$$10 \cdot K_Q = -0,1413 \cdot J^2 - 0,2929 \cdot J + 0,2942 \quad (12)$$

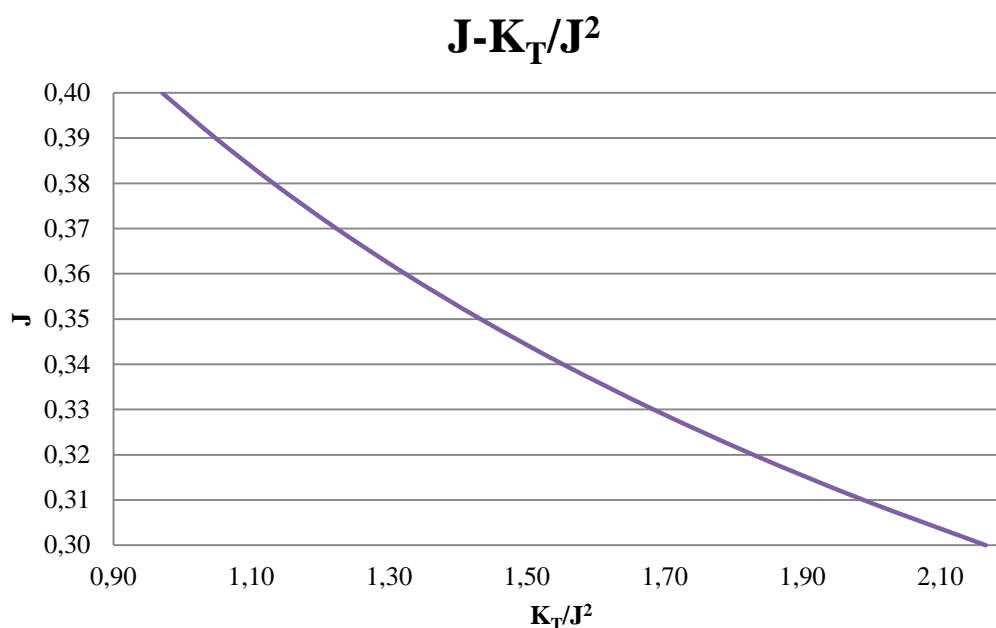
En el cálculo de estos parámetros no se ha contemplado la extrapolación al campo del buque.

A continuación se realiza el cálculo del coeficiente K_T/J^2 que como ya se conoce el valor del coeficiente K_T en función de J se puede hallar el valor de dicha relación. En la Tabla 12 se ve reflejado los valores del mismo:

Tabla 11. Valores de la relación K_T/J^2 para un intervalo de J

J	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,4
K_T	0,1949	0,1911	0,1873	0,1834	0,1795	0,1755	0,1715	0,1675	0,1635	0,1594	0,1553
K_T/J²	2,1659	1,9887	1,8287	1,6839	1,5525	1,4328	1,3237	1,2238	1,1323	1,0482	0,9709

En la Gráfica 3, se representa la curva J en función de K_T/J^2 entre los valores representados en la Tabla 12.



Gráfica 3. Curva $J-K_T/J^2$

La curva polinómica de segundo grado que establece la relación entre ambos coeficientes es:

$$J = 0,0318 \cdot \left(\frac{K_T}{J^2}\right)^2 - 0,182 \cdot \left(\frac{K_T}{J^2}\right) + 0,5458 \quad (13)$$

5.3. Cálculo de las curvas BHP-V y n-V en las condiciones de pruebas y de servicio

Se procede a calcular de manera teórica el valor de la relación K_T/J^2 cuyo valor se empleará para poder obtener el valor de J , sacar de este último el número de revoluciones y las distintas potencias.

$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} \cdot \left(\frac{n \cdot D}{V_A}\right)^2 = \frac{T}{\rho \cdot D^2 \cdot V_A^2} \quad (14)$$

Poniendo dichos parámetro en función de los coeficientes de estela y succión que se conocen queda:

$$\frac{K_T}{J^2} = \frac{R_T}{(1-t) \cdot \rho \cdot D^2 \cdot V^2 (1-w)^2}$$

Con este valor se entra en la curva anteriormente definida $J-K_T/J^2$ obteniéndose el valor del parámetro J , una vez hallado dicho valor se puede conocer el valor de k_{T0} y $10 \cdot k_{Q0}$ del propulsor aislado.

$$n = \frac{V_A}{D \cdot J} = \frac{(1-w) \cdot V}{J \cdot D} \quad (15)$$

El par absorbido por el propulsor tras el casco:

$$Q_B = \frac{K_{Q0}}{\eta_R} \rho n^2 D^5 \quad (16)$$

La potencia absorbida por la hélice tras el casco:

$$DHP_B = \frac{2 \pi n Q_B}{75} \quad (17)$$

La potencia necesaria:

$$BHP_{NEC} = \frac{DHP_B}{\eta_M K_P} \quad (18)$$

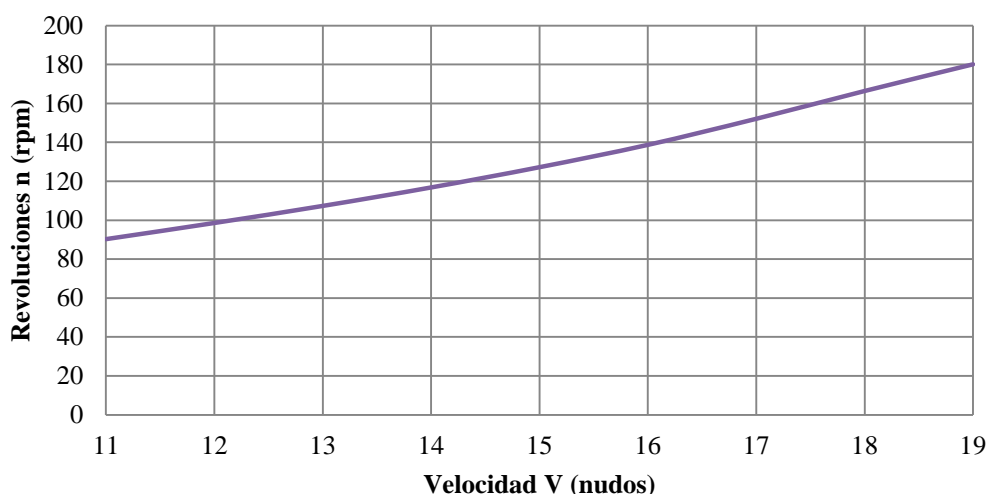
En la Tabla 14 se recogen los resultados correspondientes de J al sustituir en la expresión (24) y el valor de las revoluciones (n) una vez que el valor de J es conocido mediante la expresión (27).

Tabla 12. Valores de J y las revoluciones en función de la velocidad

V (nudos)	11	12	13	14	15	16	17	18	19
J	0,366	0,365	0,364	0,360	0,354	0,346	0,335	0,325	0,317
n (rpm)	90,275	98,583	107,343	116,839	127,245	138,723	152,116	166,401	180,104

Una vez hallado el valor de las revoluciones, ya se puede representar gráficamente la relación existente entre el número de revoluciones por minuto (n) y la velocidad del buque (V). En la Gráfica 4 se puede observar dicha curva.

RPM - V



Gráfica 4. Curva RPM-V

Como se puede apreciar en la Gráfica 4 a la velocidad de servicio del buque, es decir, cuando el buque navega a 15 nudos; se puede observar que las revoluciones son muy cercanas a las 127 revoluciones del motor.

5.3.1. Condición de pruebas

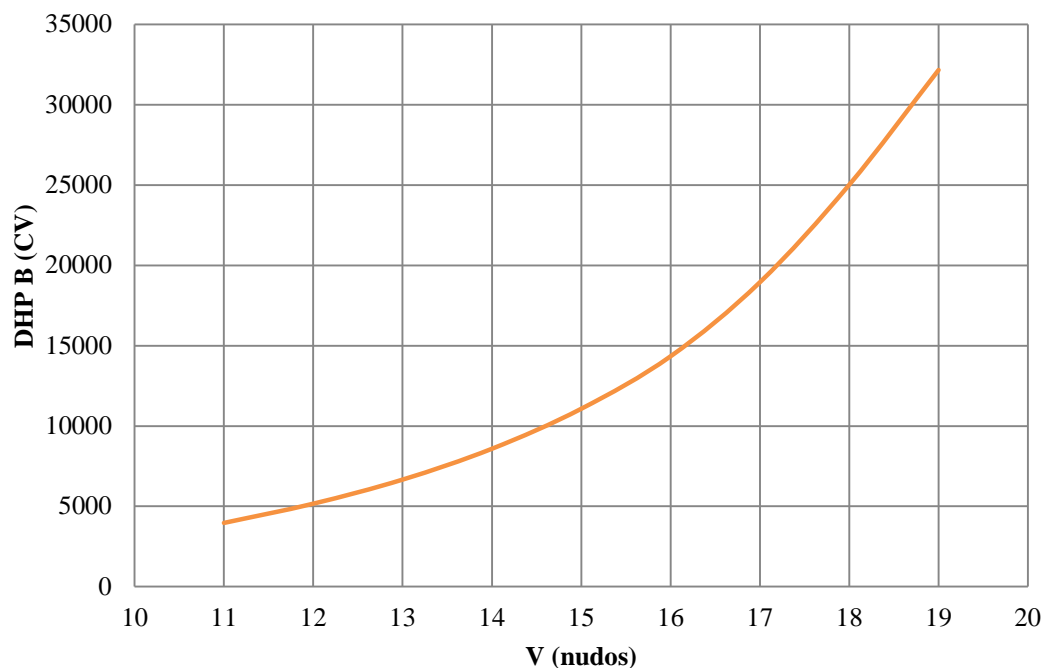
En primer lugar se van a definir los parámetros que van a influir en el cálculo de potencia necesaria

Tabla 13. Valores de la potencia absorbida (DHP) y necesaria (BHP_{nec}) obtenidos a partir de la velocidad (V)

V (nudos)	11	12	13	14	15	16	17	18	19
$R_T(kg)$	35971,99	42910,97	50958,26	60573,05	72197,51	86376,90	104958,76	127417,78	151740,29
K_T/J^2	1,2098	1,2126	1,2270	1,2576	1,3058	1,3731	1,4779	1,6003	1,7105
J	0,3722	0,3719	0,3704	0,3672	0,3624	0,3559	0,3463	0,3360	0,3275
n (rpm)	88,68	96,82	105,31	114,38	124,19	134,90	147,29	160,74	174,04
K_{Q_0}	0,0204	0,0205	0,0205	0,0206	0,0208	0,0210	0,0213	0,0217	0,0219
Q_0 (kg · m)	32038,45	38209,23	45320,52	53746,32	63860,29	76136,53	92149,34	111480,98	132359,70
DHP_B (CV)	3966,92	5165,23	6664,01	8583,91	11073,64	14340,30	18951,17	25019,54	32164,60
$BHP_{pruebas}$ (CV)	4497,64	5856,26	7555,57	9732,32	12555,15	16258,84	21486,59	28366,83	36467,81

A continuación se realiza la representación gráfica de la potencia absorbida de la hélice en Caballos de Vapor en función de la velocidad del buque indicada en nudos, la curva resultante es la de la Gráfica 5.

DHP - V



Gráfica 5. Curva DHP-V

Seguidamente se va a hacer una representación de la potencia necesaria junto a la potencia disponible:

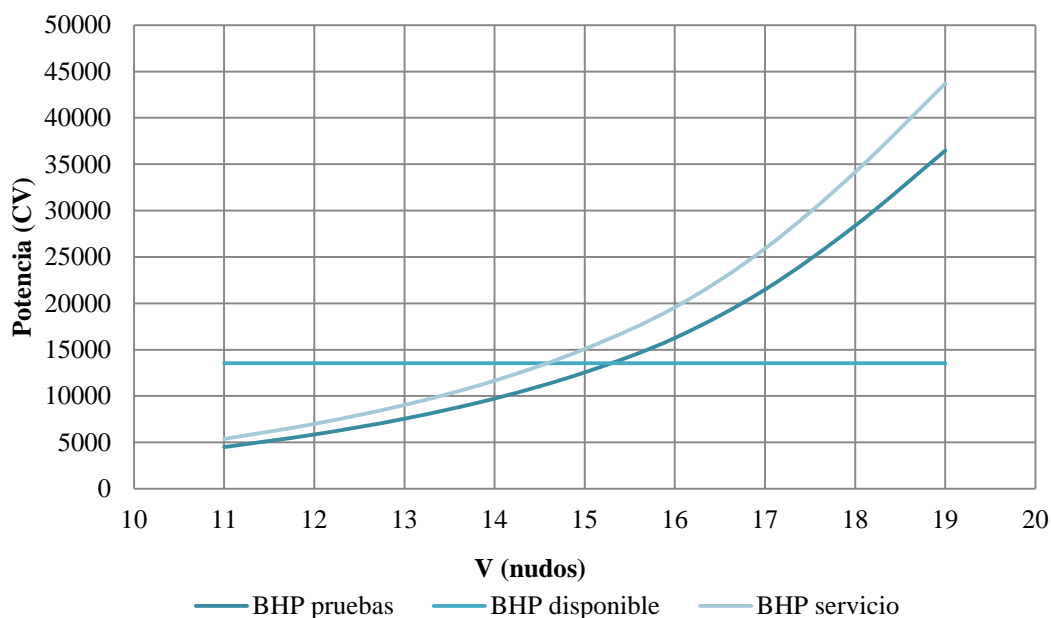
5.3.2. Condición de servicio

Para la condición de servicio se realiza el mismo procedimiento que se ha realizado anteriormente, pero se ha de incrementar la resistencia un 15%. Los resultados de se reflejan en la siguiente tabla:

V (nudos)	11	12	13	14	15	16	17	18	19
$R_T (kg)$	41367,79	49347,61	58601,99	69659,01	83027,13	99333,43	120702,58	146530,44	174501,34
k_T/J^2	1,3913	1,3945	1,4111	1,4463	1,5016	1,5790	1,6996	1,8404	1,9671
J	0,3541	0,3538	0,3523	0,3491	0,3442	0,3377	0,3283	0,3186	0,3108
$n (rpm)$	93,19	101,75	110,71	120,32	130,74	142,15	155,34	169,53	183,39
k_{Q_0}	0,0211	0,0211	0,0211	0,0212	0,0214	0,0216	0,0219	0,0222	0,0225
$Q_0 (kq \cdot m)$	36434,41	43456,56	51571,55	61222,16	72840,97	86958,47	105319,96	127230,40	150528,32
$DHP_B (CV)$	4740,73	6173,83	7971,86	10285,21	13297,38	17258,87	22843,74	30115,99	38543,95
$BHP_{servicio} (CV)$	5374,97	6999,80	9038,39	11661,24	15076,39	19567,88	25899,93	34145,11	43700,63

Realizando la comparación de las tres potencias en la siguiente gráfica, donde las potencias representadas son: la potencia necesaria en pruebas, la potencia necesaria en servicios y la potencia disponible, queda:

BHP-V



Gráfica 6. Comparación de la potencia en pruebas, de la disponible y de la de servicio.

6. Proyecto del timón

En este apartado se pretende dimensionar y justificar las formas del timón, comprobar las cualidades de maniobrabilidad, la máxima velocidad cuando, el diámetro de la mecha mediante la aplicación del método de la A.I.C.N. así como la potencia del servomotor.

El desarrollo se expone en el Anexo VIII, en el que se incluyen los procedimientos de cálculo así como las fórmulas empleadas.

6.1. Estimación de la superficie de la pala

Para el cálculo de la superficie de la pala se emplea la ecuación especificada por la Sociedad de Clasificación Det Norske Veritas, que es:

$$A_T = \frac{L \cdot T}{100} \left(f + 25 \left(\frac{B}{L} \right)^2 \right) \quad (19)$$

Siendo:

$$f = 1,1 \quad \text{Para timones colgados, apoyados o Simplex.}$$

Por lo que al introducir los valores en la expresión queda:

$$A_T = \frac{L \cdot T}{100} \left(f + 25 \left(\frac{B}{L} \right)^2 \right) = \frac{180,52 \cdot 12,01}{100} \left(1,1 + 25 \left(\frac{32,23}{180,52} \right)^2 \right) = 41,13 \text{ m}^2$$

Se redondea el valor de la superficie del timón a 40 m^2 .

6.2. Estimación de la relación de alargamiento, cálculo de la altura y la cuerda

Al ser $C_B > 0,75$ hacemos el proyecto según estabilidad de ruta.

$$h = 0,86 \cdot H = 0,86 \cdot 9,5 = 8,17 \text{ m}$$

$$c = \frac{A_T}{h} = \frac{40}{8,17} = 4,896 \text{ m}$$

6.2.1. Relación de alargamiento

$$\lambda = \frac{h}{c} = \frac{8,17}{4,896} = 1,67$$

6.2.2. Relación de espesor

La relación de espesor se encuentra comprendida entre 0,14 y 0,23, para que, teniendo en cuenta el resto de las características del timón, el ángulo de desprendimiento sea mayor de 35°.

$$\delta_g = 7,11 * (1 + 7 \cdot E) \cdot \left(1 + \frac{1,25}{\lambda}\right) \cdot \left(1 + 0,048 * \left(\ln\left(1 + 8 \cdot \frac{k_T}{(\pi \cdot J^2)}\right)\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{8,17}{D}\right) \quad (20)$$

Dando valores a E, comprobamos que para $E = 0,17$, el ángulo de desprendimiento es mayor de 35°.

$$\delta_g = 7,11 * (1 + 7 \cdot 0,17) \cdot \left(1 + \frac{1,25}{1,65}\right) \cdot \left(1 + 0,048 * \left(\ln\left(1 + 8 \cdot \frac{0,173}{(\pi \cdot 0,4^2)}\right)\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{8,17}{6,606}\right)$$

$$\delta_g = 35,72^\circ$$

6.3. Estimación de la superficie de compensación

6.3.1. Cálculo del centro de presión

El centro de presión del timón se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{X_0}{c} = A + B \cdot 15 \quad (21)$$

Donde los coeficientes A y B se calculan a partir de:

$$A = \frac{(0,35 \cdot E + 0,29) \cdot \lambda}{(\lambda + 1,4) \cdot \left(1 + 0,67 \cdot \left(1 - e^{-0,175 \cdot \frac{k_T}{J^2}}\right)\right)} \quad (22)$$

$$B = \frac{0,0217}{\lambda + 0,67} \cdot \left(1,033 - 3,1 \cdot E - 0,0683 \cdot \left(1 - e^{-0,425 \cdot \frac{k_T}{J^2}}\right)\right) \quad (23)$$

Introduciendo los valores en las dos expresiones los coeficientes tienen un valor de:

$$A = 0,1695$$

$$B = 0,0045$$

6.4. Facilidad de evolución

6.4.1. Diámetro de giro

El diámetro de giro se define a partir de la siguiente ecuación:

$$D_G = 23,86 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{1}{C_B^2} \cdot \frac{M \cdot V^2}{\left(\frac{F_n}{\delta}\right) \cdot L} \cdot \left(1 + \frac{25(T_{PP} - T_{pr})}{L}\right) \quad (24)$$

Las variables que se desconocen de la misma son:

- La masa del buque (M) medida en utm.
- La fuerza normal unitaria en el timón (F_n/δ) para 35° de ángulo de caña es:

$$\frac{F_n}{\delta} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{0,9} \cdot \frac{C_{Ft}}{\delta} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_A^2 \cdot \quad (25)$$

En la que el coeficiente adimensional de fuerza transversal en el timón por unidad de ángulo en radianes (C_{Ft}/δ) que se halla a partir de la siguiente ecuación:

$$\frac{C_{Ft}}{\delta} = \frac{6,28 \cdot \lambda}{\lambda + 2,55} \cdot (1 - 0,35 \cdot E) \cdot \left(1 + \frac{8 \cdot k_T}{\pi \cdot J^2} \cdot \frac{D}{h}\right) \cdot \left(\frac{m}{1 + 1,214 \cdot \left(1 - e^{-0,3 \cdot \frac{k_T}{J^2}}\right)}\right) \quad (26)$$

Siendo m un coeficiente que toma distintos valores en función del coeficiente de bloque, a continuación se muestran los intervalos:

$$m = 1,1 \quad \text{Si } C_B \geq 0,80 \quad (27)$$

$$m = 0,9 \quad \text{Si } C_B \leq 0,60 \quad (28)$$

Como el Coeficiente de Bloque toma un valor de 0,777 el valor de m es el resultado de una interpolación entre ambos valores.

$$m = 1,077$$

Ya se conocen todas las incógnitas del coeficiente adimensional de fuerza transversal en el timón, por lo que el introducirlos en la ecuación (26) resulta:

$$\frac{C_{Ft}}{\delta} = 6,054$$

Una vez hallado se introduce ese valor en la expresión (25) por lo que la fuerza normal unitaria en el timón (F_n/δ) para 35° de ángulo de caña es:

$$\frac{F_n}{\delta} = 272916,588$$

Por lo que el diámetro de giro (D_G) definido por la expresión (24) tiene un valor de:

$$D_G = 1,565 \text{ m}$$

La normativa de la AICN establece que para comprobar el el valor del diámetro de giro obtenido es válido hay que calcular la siguiente relación que tiene la siguiente expresión:

$$\frac{D}{L} = 2 \cdot \frac{D_G}{\text{sen}(2 \cdot \delta_g)} \quad (29)$$

La relación D/L ha de encontrarse dentro de un intervalo en función del valor del coeficiente de bloque como se puede apreciar las siguientes expresiones:

$$D \leq 3,2 \cdot L \quad \text{Si } C_B \geq 0,80 \quad (30)$$

$$D \leq 4,2 \cdot L \quad \text{Si } C_B \leq 0,60 \quad (31)$$

Realizando la interpolación entre los dos valores del coeficiente de bloque se obtiene que a relación debe encontrarse por debajo del siguiente valor:

$$\frac{D}{L} \leq 3,315$$

Introduciendo los distintos coeficientes en la expresión (29) se obtiene:

$$\frac{D}{L} = 2 \cdot \frac{1,565}{\text{sen}(2 \cdot 35,72)} = 3,301$$

Por lo que se puede considerar válido por la AICN el valor del diámetro de giro obtenido.

6.5. Estabilidad de ruta

6.5.1. Anchura del ciclo de histéresis

La anchura del ciclo de histéresis (a), medida en grados, tiene la siguiente expresión:

$$a = 18,12 - \frac{46,43}{T'} \quad (32)$$

Este valor se considerará válido siempre que se cumpla la siguiente expresión:

$$a < 4 \quad (33)$$

De esta expresión se desconoce el índice de Nomoto (T') que se halla del siguiente modo:

$$T' = \frac{k_I^2 + k_f^2}{d_1} \cdot \frac{1}{1 + G} \quad (34)$$

Los distintos coeficientes de los que depende el índice de Nomoto se hallan del siguiente modo:

$$G = 0,0193 \cdot \frac{L}{B} \cdot \frac{1}{C_B^2} \cdot \left(1 + 25 \cdot \frac{T_{pp} - T_{pr}}{L}\right) \quad (35)$$

$$F = \left(\frac{C_{Ft}}{\delta}\right) \cdot (1 - w)^2 \cdot \frac{A_T}{L \cdot T} \cdot \frac{L}{T} \cdot \frac{1}{C_B^2} \cdot \left(1 + 25 \cdot \frac{T_{pp} - T_{pr}}{L}\right) \quad (36)$$

$$\frac{l_1}{L} = 0,573 \cdot (F + 0,38)^{0,134} \quad (37)$$

$$d_1 = \frac{l_1}{L} - \left(0,5 - \frac{X_B}{L}\right) \quad (38)$$

El radio de inercia de la masa del buque alrededor de un eje vertical que pasa por el centro de gravedad K_I y el radio de inercia del agua arrastrada K_J se han de encontrar dentro de los siguientes intervalos:

$$0,20 < K_I < 0,26 \quad (39)$$

$$0,20 < K_J < 0,26 \quad (40)$$

Se ha tomado el valor más bajo de ambos intervalos para la realización de los cálculos. Sustituyendo los valores de las dimensiones principales del buque, así como el coeficiente adimensional de fuerza transversal en el timón por unidad de ángulo expresado en radianes (C_{Ft}/δ), se obtienen los siguientes resultados:

$$G = 0,179$$

$$F = 0,338$$

$$\frac{l_1}{L} = 0,548$$

$$d_1 = 0,050$$

Por lo que introduciendo estos valores en la expresión (34) se obtiene que el valor del índice de Nomoto es el que sigue:

$$T' = 1,352$$

Una vez obtenido el índice de Nomoto (T') se puede hallar la anchura del ciclo de histéresis (a) definido en (32):

$$a = -16,209$$

Como se puede apreciar el resultado obtenido mediante la expresión cumple con lo establecido en el intervalo (33).

6.5.2. Número P de Norbin

$$P = K' \cdot \left(1 - T' + T' \cdot e^{-\frac{1}{T'}}\right) \quad (41)$$

$$K' = \frac{K'}{T'} \cdot T' \quad (42)$$

$$\frac{K'}{T'} = 0,325 \cdot \frac{\left(\frac{F_t}{\delta}\right) \cdot L}{M \cdot V^2} \cdot \frac{1}{k_I^2 + k_J^2} \quad (43)$$

$$\left(\frac{F_t}{\delta}\right) = \left(\frac{C_{Ft}}{\delta}\right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V^2 \cdot (1 - w)^2 \quad (44)$$

Introduciendo los valores de los distintos coeficientes en las expresiones anteriores se obtiene el resultado del coeficiente K' .

$$\left(\frac{F_t}{\delta}\right) = 245864,563$$

$$\frac{K'}{T'} = 0,5178$$

$$K' = 0,700$$

Estos valores se sustituyen en la ecuación (41), siendo el Número de P de Norbin (P):

$$P = 0,2053$$

Según las condiciones establecidas por la A.I.C.N. el Número de P de Norbin ha de cumplir:

$$P \geq 0,2 \quad (45)$$

Como se puede apreciar se cumple la restricción impuesta por la AICN.

6.6.Facilidad de cambio de rumbo

$$\frac{A_V}{L} = \frac{4,27 \cdot \sqrt{\frac{L/B}{C_B^2} - 28,27 \cdot P}}{1,3 \cdot \sqrt{0,1 \cdot \delta_g}} \quad (46)$$

$$\frac{A_V}{L} = 2,931$$

Según las condiciones establecidas por la AICN la relación ha de encontrarse dentro de unos límites en función del coeficiente de bloque:

$$A_V \leq 4,2 \cdot L \quad \text{Si } C_B \geq 0,80 \quad (47)$$

$$A_V \leq 4,8 \cdot L \quad \text{Si } C_B \leq 0,60 \quad (48)$$

Interpolando entre los dos valores anteriores se obtiene que:

$$A_V \leq 4,269 \cdot L$$

Se puede observar que el valor hallado mediante la expresión (46) es válido, según lo establecido por la AICN.

6.7. Cálculo de fuerzas y momentos

6.7.1. Avante

6.7.1.1. Fuerzas

El primer coeficiente a calcular es la componente normal a crujía de la fuerza del timón (F_{TA}) en avance que tiene la siguiente expresión:

$$F_{TA} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{Ft}}{\delta} \cdot \rho \cdot A_T \cdot V_A^2 \cdot \delta_r \quad (49)$$

El coeficiente adimensional de fuerza transversal en el timón por unidad de ángulo en radianes (C_{Ft}/δ) se halla a partir de la expresión (26), el resto de coeficientes son datos de entrada. Por lo que el valor de la componente normal a crujía de la fuerza del timón (F_{TA}) es:

$$F_{TA} = 150978,002$$

A continuación se calcula la fuerza normal a la pala de la fuerza del timón (F_{NA})

$$F_{NA} = \frac{F_{TA}}{1,1 \cdot \cos \delta} \quad (50)$$

Obteniéndose que el valor de la fuerza normal a la pala es:

$$F_{NA} = 169051,798$$

6.7.1.2. Brazo del par adrizante

El brazo del par avante (B_{PA}) se calcula mediante la siguiente expresión:

$$B_{PA} = \left(\left(\frac{X}{c} \right)_A - \frac{X_0}{c} \right) \cdot c \quad (51)$$

Donde la posición del centro de presión donde se aplica la fuerza en avante $\left(\frac{X}{c} \right)_A$ es resultado de la aplicación de la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{X}{c} \right)_A = A + B \cdot \delta_g \quad (52)$$

Los coeficientes A y B se han obtenido en el apartado de “Dimensionamiento del timón” mediante las expresiones (22) y (23) y el ángulo de desprendimiento es conocido, por lo que la posición del centro de presión es:

$$\left(\frac{X}{c} \right)_A = 0,330$$

Conocido este valor se procede a calcular el brazo del par avante introduciendo el valor recientemente hallado en la expresión (51), resultando:

$$B_{PA} = 0,459$$

6.7.1.3. Par en la mecha de avante

$$Q_A = B_{PA} \cdot F_{NA} \quad (53)$$

Sustituyendo en la expresión anterior el valor del brazo del par avante (B_{PA}) y el par en la mecha de avante (Q_A), resulta:

$$Q_A = 77562,014$$

6.7.2. Ciando

6.7.2.1. Fuerzas

El primer término que se calcula es el coeficiente de la fuerza transversal del timón (C_{FT}), que se halla a partir de la siguiente expresión:

$$C_{FT} = 0,12 + \frac{3,567 \cdot \lambda}{\lambda + 1,768} \cdot (1 + 1,022 \cdot E) \cdot \delta_r \quad (54)$$

Ya son conocidos todos los componentes de la expresión anterior, por lo tanto el valor del coeficiente de la fuerza transversal del timón es:

$$C_{FT} = 1,380$$

La componente normal a crujía de la fuerza del timón (F_{TC}) cuando es:

$$F_{TC} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_{FT} \cdot A_T \cdot V_C^2 \quad (55)$$

En la que V_C es un porcentaje de la velocidad del buque:

$$V_C = \frac{2}{3} \cdot V \quad (56)$$

Por lo que al sustituir los valores de la densidad, el coeficiente de la fuerza transversal del timón (C_{FT}), el área transversal del timón (A_T) y la velocidad reducida del buque (V_C) se obtiene que la componente normal a crujía de la fuerza del timón (F_{TC}) vale:

$$F_{TC} = 76393,994$$

La componente normal a la fuerza del timón cuando (F_{NC}) tiene una expresión similar al buque en avante, que es:

$$F_{NC} = \frac{F_{TC}}{1,1 \cdot \cos \delta} \quad (57)$$

Por lo que introduciendo el valor hallado, quedando como resultado:

$$F_{NC} = 85539,229$$

6.7.2.2. Brazo del par ciando

$$B_{PC} = \left(\left(\frac{X}{c} \right)_c - \left(\frac{X_0}{c} \right) \right) \cdot c \quad (58)$$

Donde el centro de presión ciando se halla mediante la siguiente expresión:

$$\left(\frac{X}{c} \right)_c = \frac{0,771 \cdot \lambda}{\lambda + 0,224} \cdot (1 + 0,158 \cdot E) \quad (59)$$

Introduciendo el valor de la relación de alargamiento (λ) y la relación de espesor (E) se obtiene que el centro de presión del buque ciando $\left(\frac{X}{c} \right)_c$ se encuentra en:

$$\left(\frac{X}{c} \right)_c = 0,697$$

El brazo del par ciando (B_{PC}) introduciendo el valor del centro de presión en la expresión (58) :

$$B_{PC} = 2,265$$

6.7.2.3. Par en la mecha ciando

$$Q_c = F_{NC} \cdot B_{PC} \quad (60)$$

Sustituyendo los valores de los componentes en la ecuación, tiene un valor de:

$$Q_c = 193777,675$$

6.7.2.4. Máxima velocidad ciando

Como el par ciando (Q_c) es mayor al par en avante (Q_A), la máxima velocidad ciando (V_C) será:

$$V_C = \sqrt{\frac{2 \cdot Q_A \cdot 1,1 \cdot \cos \delta}{\rho \cdot C_{TC} \cdot A_T \cdot B_{PC}}} \quad (61)$$

Conocido el valor del par en avante (Q_A), el ángulo de desprendimiento (δ), el coeficiente de la fuerza transversal del timón (C_{FT}), el área transversal del timón (A_T) y el brazo del par ciando (B_{PC}) se incluyen dichos valores en la ecuación (58) cuyo resultado es:

$$V_C = 3,255 \text{ m/s}$$

6.8. Cálculo de la mecha del timón

El diámetro de la mecha del timón (D) expresado en centímetros se halla mediante la siguiente expresión:

$$D = \sqrt[6]{\frac{((32 \cdot M_F)^2 + 3 \cdot (16 \cdot M_T)^2) \cdot 10000}{(1200 \cdot \pi)^2}} \quad (62)$$

Para obtener el diámetro de la mecha es necesario conocer previamente el momento flector (M_F) y el momento torsor (M_T):

$$M_F = \frac{F_{NA} \cdot l}{8} \quad (63)$$

$$M_T = Q_A \quad (64)$$

La distancia entre apoyos (l) se va a suponer igual a la altura del vano del timón. Por lo que ambos momentos valen:

$$M_F = 200794,010$$

$$M_T = 77562,014$$

Introduciendo los resultados en la expresión (62) del diámetro de la mecha del timón se obtiene:

$$D = 56,429 \text{ cm}$$

6.9. Potencia del servomotor

La potencia del servomotor se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Q_A \cdot \omega}{\eta} \quad (65)$$

La velocidad angular del servomotor se encuentra fijada mediante la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{(30 + 35) \cdot \pi}{180 \cdot 28} = 0,0405 \text{ rad/s} \quad (66)$$

El rendimiento del servomotor se ha considerado que es del 65%. Por lo que la potencia del servomotor, expresada en vatios, es:

$$P = 4834,688 \text{ w}$$

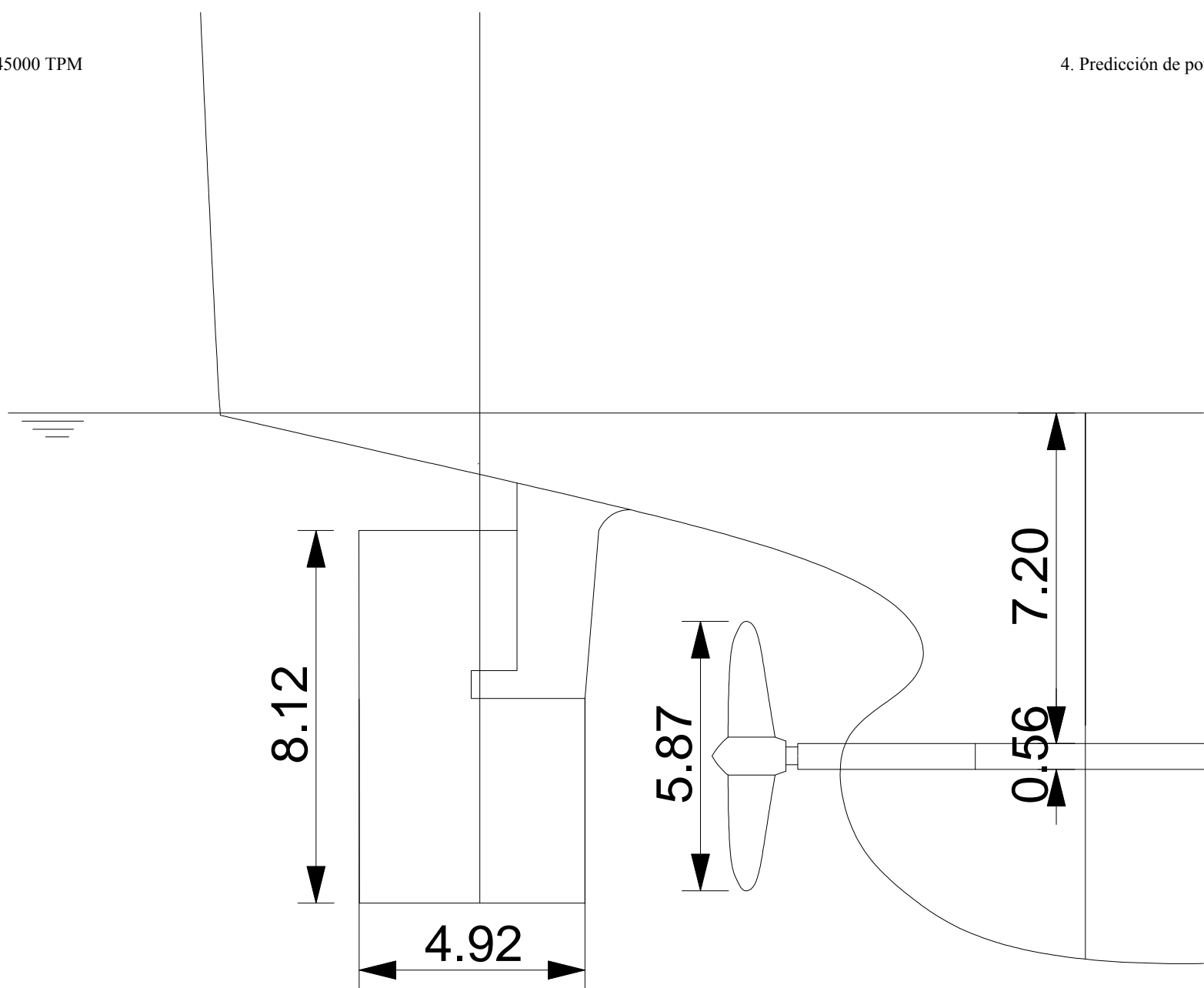
Expresada en CV, es:

$$P = 64,528 \text{ CV}$$

7. Bibliografía

1. HOLTROP, J. “*A statistical re-analysis of resistance and propulsion data*”. International Shipbuilding Progress. Vol. 31, Nov 1984.
2. HOLTROP, J., MENNEN, G. G. J. “*A statistical power prediction method*”. International Shipbuilding Progress. Vol .25, Nov 1984.
3. HOLTROP, J., MENNEN, G. G. J. “*An approximate power prediction method*”. International Shipbuilding Progress. Vol .29, Nov 1984.
4. GARCÍA LÓPEZ, D. “*Apuntes de la asignatura de Hidrodinámica. Resistencia y Propulsión*” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014.
5. ALVARIÑO, R., AZPÍROZ, J.J., MEIZOSO, M. “*El proyecto básico del buque mercante*”, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007.
6. SHEN, Y., MARCHAL, J. L. J. “Expressions of the Bp-d diagrams in polynomial for marine propeller series”. The Royal Institution of Naval Architects, 1993.
7. MAN DIESEL & TURBO. *Marine Engine. IMO Tier II*. Germany. September 2014.
8. LYON TIM, D. and MISTREE “*A computer-based method for the preliminary design of ships*”. Journal of Ship Research, No 4 1985.
9. OTTO KRISTENSEN, H., LÜTZEN, M., „Prediction of Resistance and Propulsion Power of Ships”, Denmark, Technical University of Denmark and University of Southern, October 2012.
10. GUTIERREZ ROMERO, J. E. “*Apuntes de la asignatura de Proyectos*” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014

ANEXO I: PLANO DEL CODASTE



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un buque granelero de 45000 TPM

Cuaderno 5

Cálculo de la Cuaderna Maestra

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1. Introducción	2
2. Determinación del peso por unidad de longitud.....	2
3. Cálculo del centro de gravedad y posición del eje neutro.....	3
4. Cálculo del módulo de la cuaderna maestra.....	3
ANEXO I: CUADERNA MAESTRA	5
ANEXO II: RESULTADOS OBTENDIDOS POR EL PROGRAMA DE CÁLCULO DE ESTRUCTURAS NAVALES: <i>NAUTICUS HULL</i>	6

1. Introducción

Para realizar el cálculo de la cuaderna maestra del buque se ha empleado el programa de cálculo de estructuras “*Nauticus Hull*” ya que permite el cálculo del módulo tanto de la cubierta como del fondo de manera más sencilla, en el Anexo II se recogen los resultados obtenidos para la cuaderna descrita en el Anexo I.

Por otro lado se ha realizado teóricamente el cálculo del módulo resistente de la cubierta y el fondo de la cuaderna maestra, el centro de gravedad y posición del eje neutro, el peso por unidad de longitud tanto de la estructura longitudinal como de la transversal.

2. Determinación del peso por unidad de longitud

Con el fin de calcular el peso por unidad de longitud, tanto de la estructura longitudinal como de la estructura transversal, se ha calculado el área de todos los elementos a partir del escantillón de las planchas del forro y refuerzos longitudinales y transversales que se encuentran en el plano de la cuaderna maestra del Anexo I.

Por lo tanto, el peso por unidad de longitud se determinará mediante la siguiente expresión:

$$\text{Peso por metro} = 2 \cdot \sum_i A_i \cdot \rho_{\text{acero}} \quad (1)$$

Se considera que la densidad del acero es de $7,85 \text{ t/m}^3$.

Se ha tenido en cuenta que se está trabajando con la mitad de la cuaderna, por lo que el peso por metro total es:

Tabla 1. Características calculadas de la cuaderna maestra

Características de la cuaderna maestra	
Peso por metro transversal (kg/m)	1139,570
Peso por metro longitudinal (kg/m)	21276,71

En el Anexo II se puede ver el proceso de cálculo detallado para la estructura transversal y longitudinal.

3. Cálculo del centro de gravedad y posición del eje neutro

La altura del eje neutro desde la quilla se puede hallar mediante la relación del momento de primer orden de los elementos de la estructura y el área total.

$$h_{EN} = \frac{\sum_i A_i \cdot h_i}{\sum_i A_i} \quad (2)$$

Donde:

$h_i \equiv$ Altura del centro de gravedad de cada elemento estructural

$A_i \equiv$ Área de cada elemento estructural

$$h_{EN} = \frac{82046,62 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}}{13552,94 \text{ cm}^2} = 6,05 \text{ m}$$

La posición transversal del centro de gravedad se supone en crujía debido a la simetría de la cuaderna maestra, mientras que la posición vertical del centro de gravedad se encuentra en el eje neutro.

4. Cálculo del módulo de la cuaderna maestra

Se procede a calcular el módulo de la cuaderna maestra de la quilla y el módulo de la cubierta. Esto se obtiene mediante la relación entre la inercia de la sección y la altura desde el eje neutro a la quilla y a la cubierta respectivamente.

La inercia de la sección se calcula mediante el Teorema de Steiner, donde se tiene en cuenta el momento de segundo orden, la inercia propia de los elementos, el área de la sección y la altura del eje neutro:

$$I = 2 \cdot \left(\sum_i A_i \cdot h_i^2 + \sum_i I_{p_i} - h_{EN}^2 \cdot \sum_i A_i \right) \quad (3)$$

La inercia propia (I_p) de los refuerzos longitudinales se han extraído de un prontuario, mientras que la inercia propia de las planchas verticales y horizontales se obtienen mediante la siguiente expresión:

$$I_p = \frac{1}{12} \cdot a \cdot b^3 \quad (4)$$

Donde a es la dimensión transversal de la plancha y b es la dimensión vertical. Debido a ello, la inercia propia de las planchas horizontales es inferior a la inercia propia de las planchas verticales.

La inercia propia de las planchas inclinadas se calcula mediante la siguiente expresión:

$$I_p = \frac{I_{x_0} + I_{y_0}}{2} + \frac{I_{x_0} - I_{y_0}}{2} \cdot \cos(2 \cdot \theta) + P_{x_0 y_0} \cdot \sin(2 \cdot \theta) \quad (5)$$

El producto de inercia $P_{x_0 y_0}$ es cero, al ser simétricas respecto a los dos ejes principales de inercia.

La inercia de la cuaderna maestra, es decir, el doble de la inercia de la semimanga tiene un valor:

$$I = 2 \cdot (1031422,51 + 1935,06 - 13552,04 \cdot 6,054^2) = 1073263,85 \text{ cm}^2 \cdot \text{m}^2$$

Una vez calculada la inercia de la sección, el módulo de la cubierta (Z_c) y el módulo de la quilla (Z_K) se calculan mediante las siguientes expresiones respectivamente:

$$Z_c = \frac{I}{D - h_{EN}} \quad (6)$$

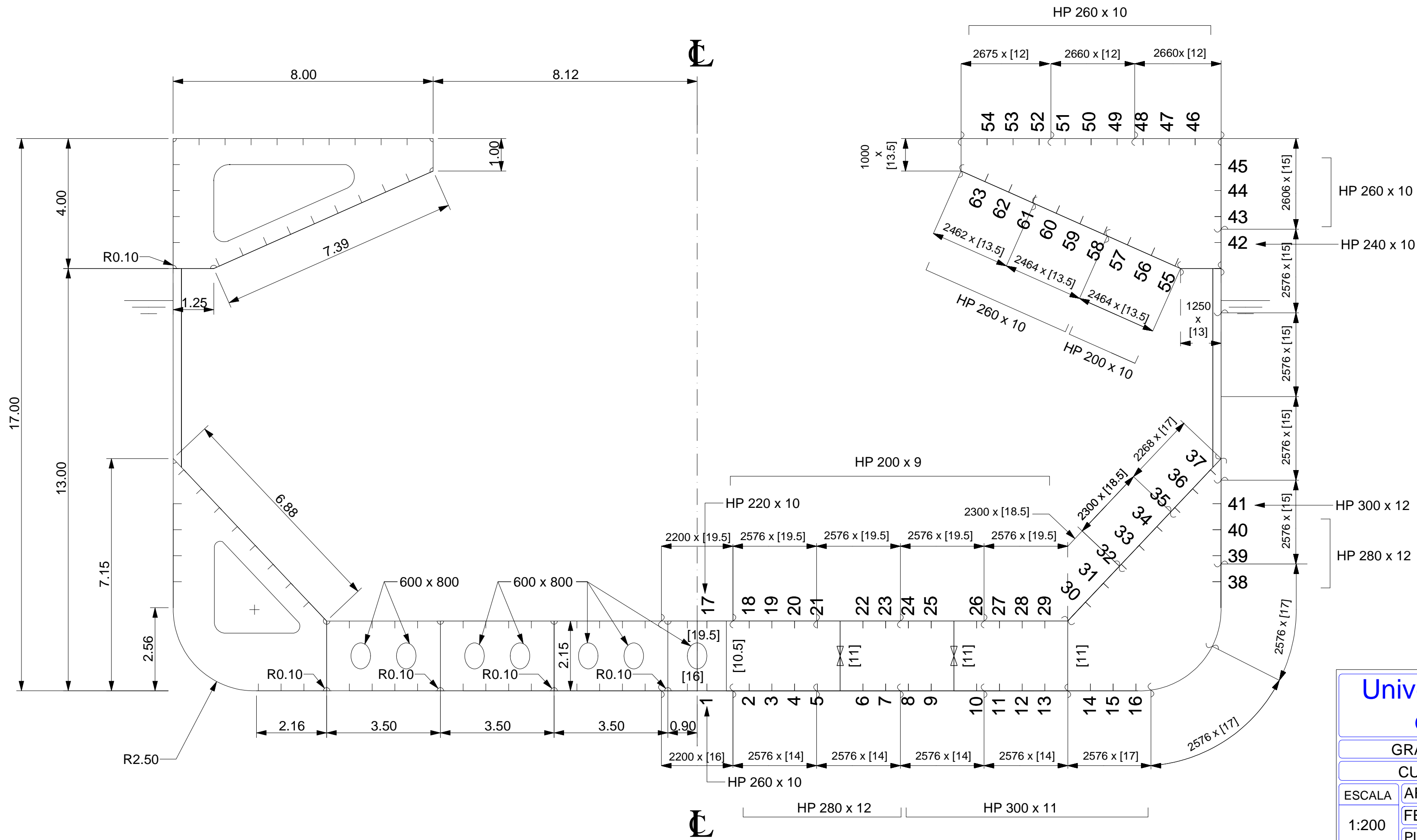
$$Z_K = \frac{I}{h_{EN}} \quad (7)$$

Introduciendo los valores en las ecuaciones (6) y (7), se obtiene:

$$Z_c = 98052,467 \text{ cm}^2 \cdot \text{m} = 9,805 \text{ m}^3$$

$$Z_K = 177276,263 \text{ cm}^2 \cdot \text{m} = 17,728 \text{ m}^3$$

ANEXO I: CUADERNA MAESTRA



DIMENSIONES PRINCIPALES

Eslora en la Flotación	186,14 m
Esloza entre perpendiculares	180,52 m
Manga de trazado	32,23 m
Calado de proyecto	12,01 m
Coefficiente de Bloque	0,777
Espaciado cuadernas	830 mm
Espaciado bulárcamas	3320 mm

**Universidad Politécnica
de Cartagena**



GRANELERO 45000 TPM	
CUADERNA MAESTRA	
ESCALA	ARCHIVO: Bulkcarrier.3dm
1:200	FECHA: Septiembre 2015
PLANO N°1	N° HOJAS: 1
FDO : MIRIAM CALVO MARTÍNEZ	

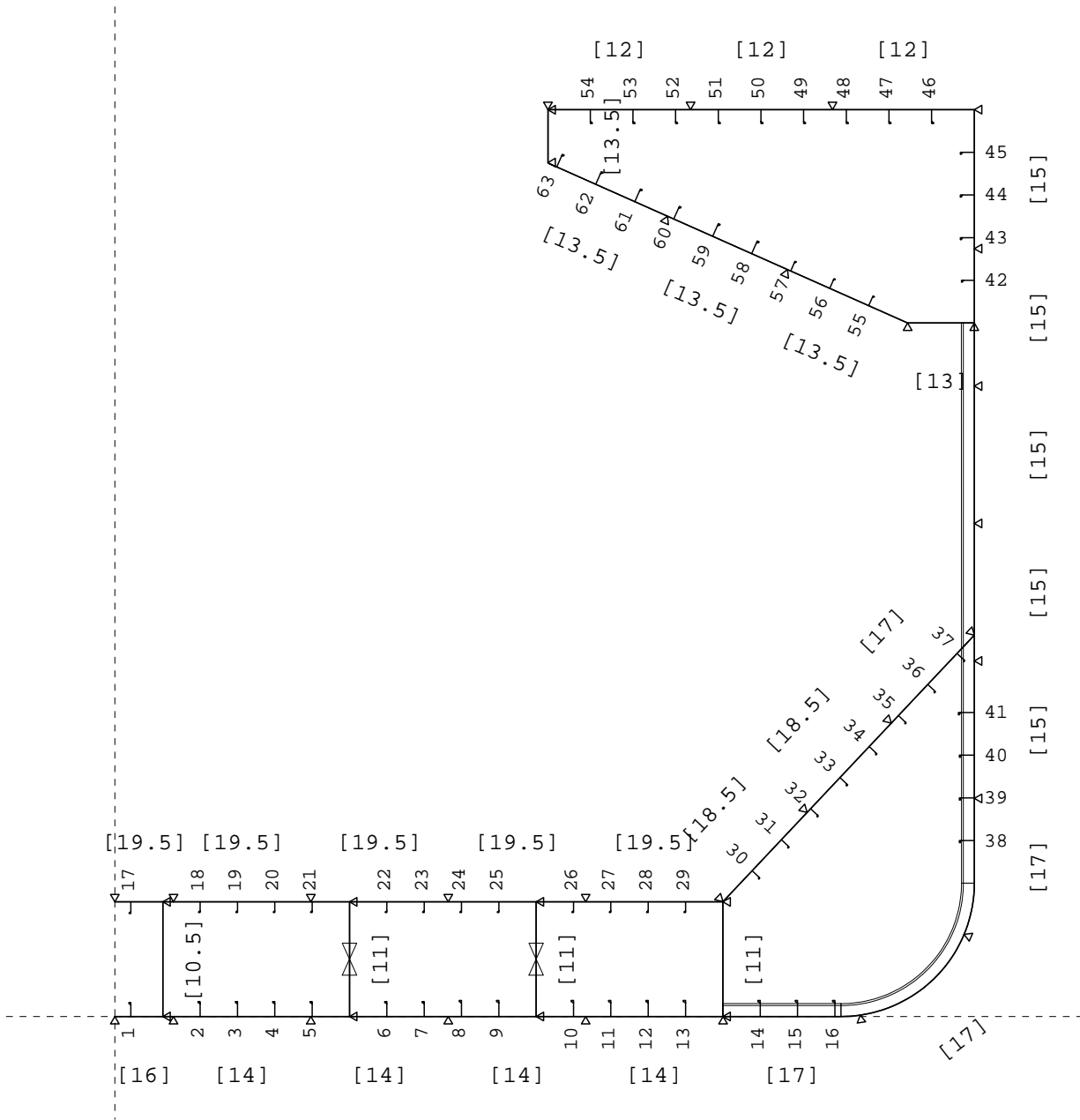
**ANEXO II: RESULTADOS OBTENDIDOS POR EL PROGRAMA
DE CÁLCULO DE ESTRUCTURAS NAVALES: *NAUTICUS HULL***



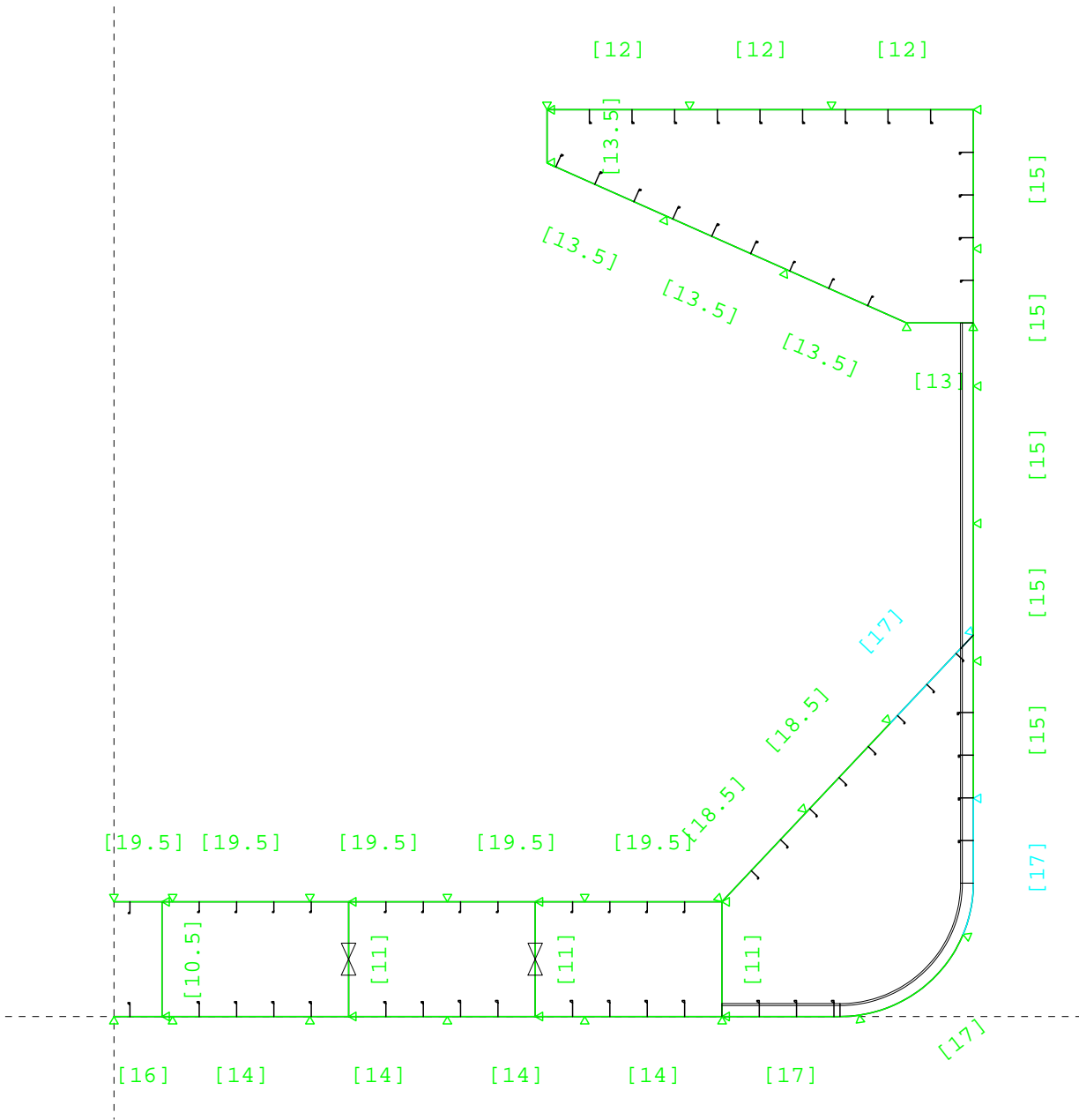
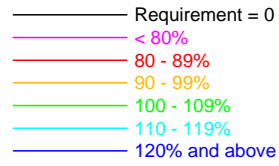
© Copyright 1996-2010, DET NORSKE VERITAS.
All rights reserved.

Table of Contents

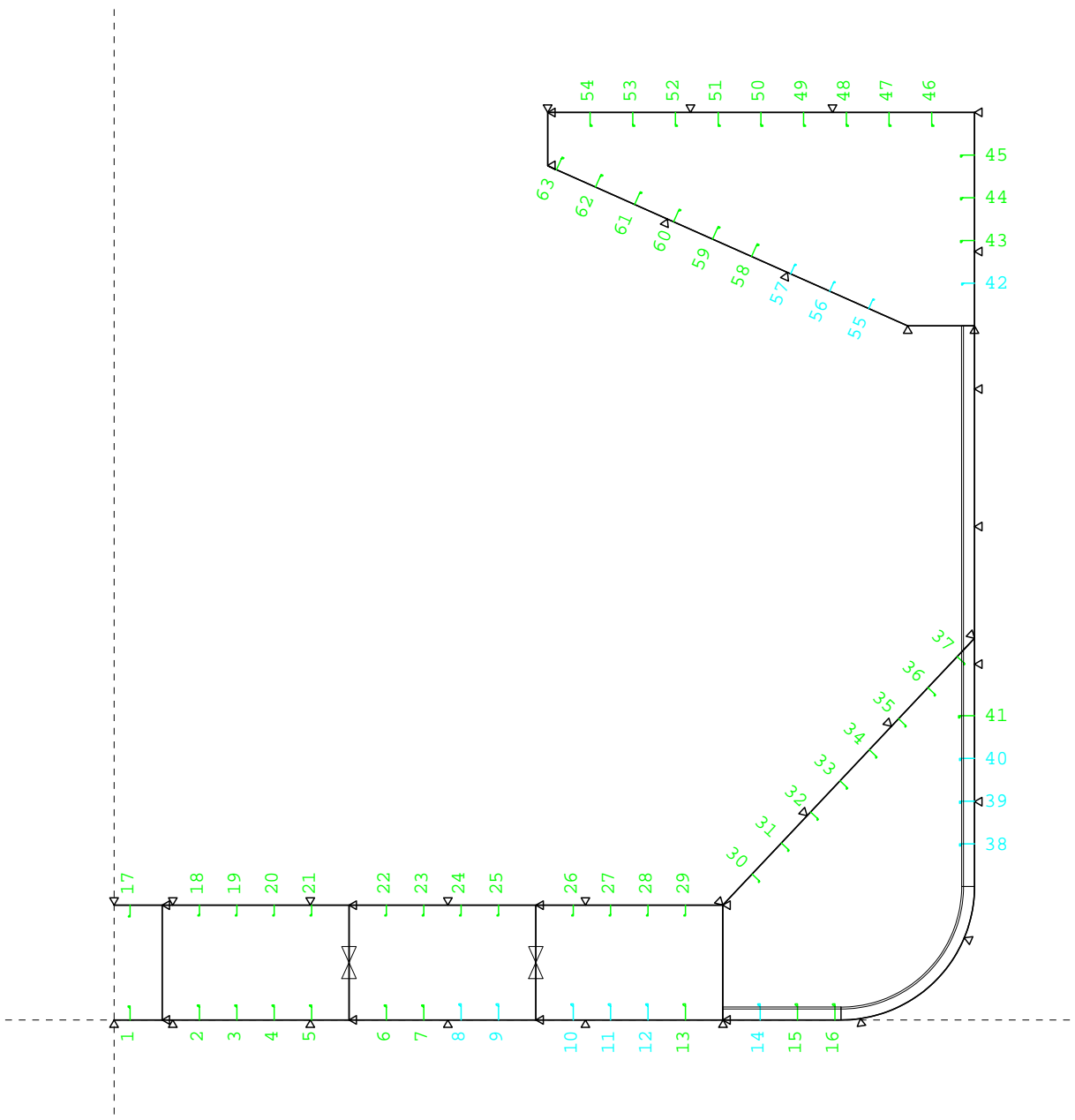
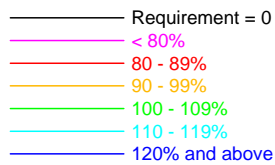
1	Rule Reference	8
2	Input Data	9
3	Panel Geometry	11
4	Node Co-ordinates	12
5	Layout of Plates and Profiles	13
6	Layout of transverse stiffeners	15
7	Cross-Sectional Area	16
8	Cross-Sectional Data (as built)	17
9	Cross-Sectional Data, net section (t-tc/2)	17
10	Design Bending Moments	18
10.1	Load combination factors (LCF)	18
11	Hull Girder Strength Requirements	19
12	Hull Girder Strength Summary (net section, t-tc/2)	20
12.1	Variation of the section modulus and moment of inertia	20
13	Compartments and Loads	21
13.1	Compartment Data I	21
13.2	Compartment Data II	21
13.3	Compartment Data III	21
13.4	Compartment Data IV	21
13.5	Bulk Cargo and Liquid Loads	23
14	Summary of data used in the Local Rule Requirements	24
15	Local Rule Requirements - Plates	25
16	Local Rule Requirements - Stiffeners	28
17	Local Rule Requirements - Transverse stiffeners	35
18	Torsional Section Characteristics	36
18.1	Distribution of the vertical shear force	36
19	Shear Flow (Unit Loads)	37

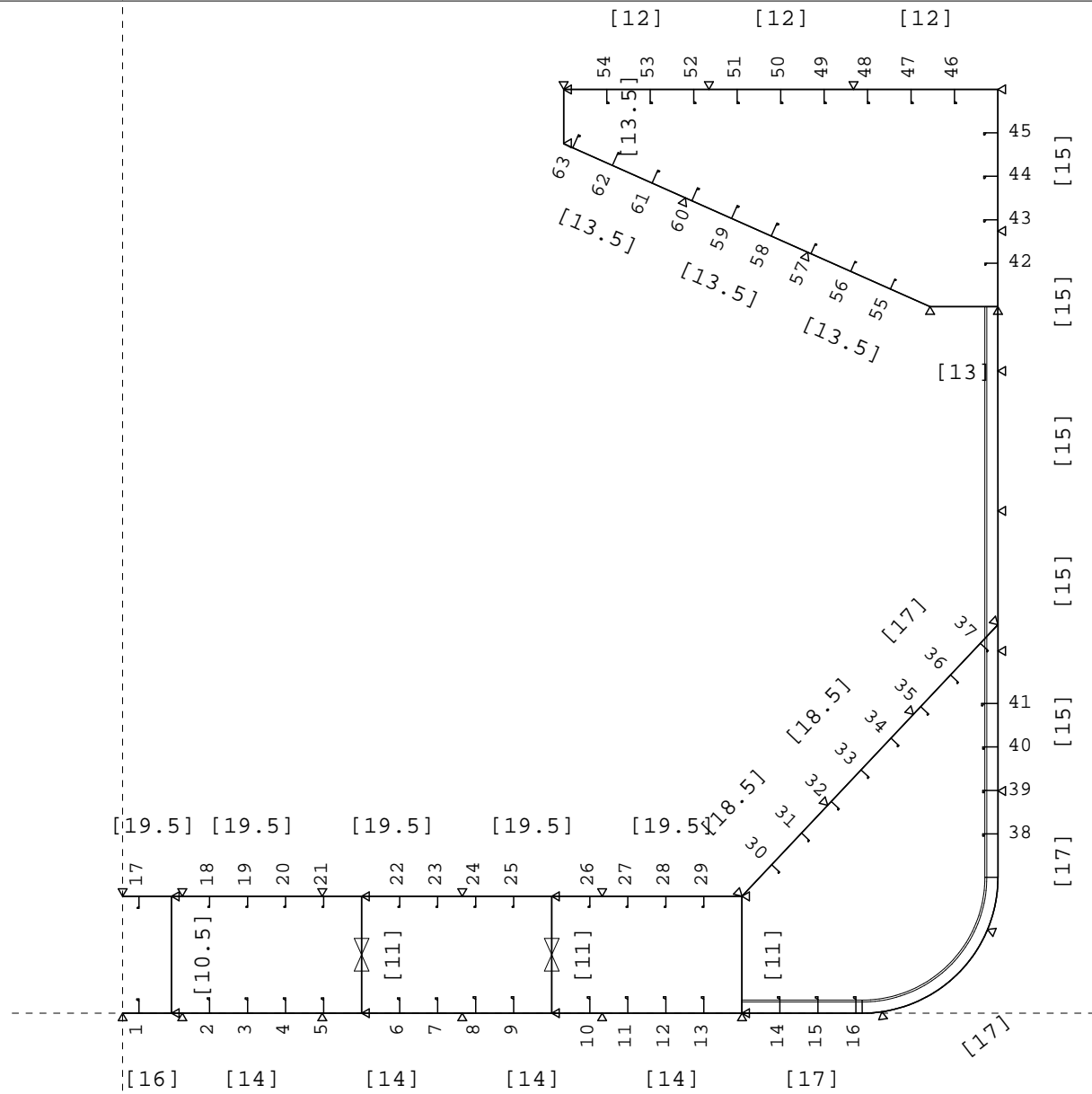


Rule status - plates
 Thickness in % of requirement



Rule status - stiffeners
 % fulfilment of the Rule requirement





Nauticus Hull
Section Scantlings

Vessel ID: Bulk carrier 45000
 Date/Sign : 2015-05-21 alumnop3 13
 Main dim. : Lpp=180.52 B=32.23 D=17 T=12.01 {m}

Scale:
1:125

Profiles

Nos	Type	Dimensions	Steel
Inner Bottom & Hopper Tank			
17	HPbulb	220 x 10	NV-36
18 - 37	HPbulb	200 x 9	NV-36
Top Wing Tank			
55 - 57	HPbulb	200 x 10	NV-36
58 - 63	HPbulb	260 x 10	NV-36
Outer Shell			
1	HPbulb	260 x 10	NV-36
2 - 7	HPbulb	280 x 12	NV-36
8 - 16	HPbulb	300 x 11	NV-36
38 - 40	HPbulb	280 x 12	NV-36
41	HPbulb	300 x 12	NV-36
42	HPbulb	240 x 10	NV-36
43 - 54	HPbulb	260 x 10	NV-36

1 Rule Reference

Current Rule booklets:

- Pt.3 Ch.1: July 2010
- Pt.3 Ch.2: January 2009
- Pt.5 Ch.2: July 2010
- Pt.0 Ch.1: July 2010 (Sec.3 Amendments and corrections)

The July 2010 Rules came into force on January 1, 2011.

NOTE: THE FOLLOWING REQUIREMENTS ARE NOT INCLUDED:

- Floors and brackets
- Ice strengthening of hull
- Slamming and bow impact
- Tugs, Supply vessels and other offshore/harbour vessels
- Class notation ICM (Increased corrosion margins)

Rule editions included in Section Scantlings:

July 2009:

- As for July 2008, plus:
- IACS Rule Change Notice 1 (July 2008 consolidated edition)
- IACS Rule Change Notice 3 (Sept 2008)

July 2008:

- As for January 2008, plus:
- IACS Rule Change Notice 1 (Nov 2007)
- IACS Rule Change Notice 2 (Feb 2008)
- IACS Corrigenda 5 (May 2008)

January 2008:

- DNV Rules for Ships Part 8 Chapter 2:
Common Structural Rules for Bulk Carriers with length 90 metres and above.
- IACS Corrigenda 3 (July 2007)
- IACS Corrigenda 4 (September 2007)

April 2006:

- The book "Common Structural Rules for Bulk Carriers with length 90 metres and above". January 2006.
(Came into force April 1, 2006)
- IACS Corrigenda 1 (April 2006)
- IACS Corrigenda 2 (April 2006)

2 Input Data

Main Dimensions

Length betw. perpendiculars, Lbp	(m) :	180.520
Rule length, L	(m) :	180.520
Breadth moulded, B	(m) :	32.230
Depth moulded, D	(m) :	17.000
Draught moulded, T	(m) :	12.010
Block coefficient, Cb	:	0.805
Waterplane area coefficient, Cwp	:	0.000

General Ship Data

Maximum service speed, V	(knots) :	15.000
Bilge keel?	:	No
No of decks above 0.7D from baseline	:	1
Height from base to top of ship side	(mm) :	17000

Continuous Strength Members above Strength Deck

None

Class notations

Bulk Carrier CSR BC-A

Hull Section Material

Location	Amidships			Current cross section		
	Group	Yield N/mm2	k	Group	Yield N/mm2	k
- Above strength deck	NV-NS	235	0.00	NV-NS	235	1.00
- Strength deck	NV-36	355	0.72	NV-36	355	0.72
- Between bottom and deck	NV-NS	235	1.00	NV-NS	235	1.00
- Bottom	NV-36	355	0.72	NV-36	355	0.72

Height of HS-steel zone	
- Bottom	(mm) : 7250
- Strength deck	(mm) : 18000

Longitudinal extension of HS-steel
 Entire ship length.

Transverse Bulkhead Positions (Frame No)

Aft peak bulkhead	: Not given.
Engine room bulkhead	: Not given.
Fore peak bulkhead	: Not given.

Hull girder Bending Moments

(From curves given as input in Brix Explorer)
 Considered cross-section: 91.980 m from AP.

Hull girder bending moments:	Amidships	Current cross section
- Still water, sagging	(kNm) : 0	0
- Still water, hogging	(kNm) : 0	0
- Wave, sagging	(kNm) : 0	0
- Wave, hogging	(kNm) : 0	0
- Wave, horizontal	(kNm) : 0	0
Hull girder shear forces		
- Still water, positive.....	(kN) : 0	0
- Still water, negative.....	(kN) : 0	0

Spacing between Transverse Frames

(Where the frame spacing changes along the ship)

Position of frame 0: 0 mm aft of A.P..

Frame Nos where the spacing changes:

Frame No	Spacing forward (mm)
Stern	600
22	750
54	830
82	830
106	830
134	830
158	830
186	830
210	600

3 Panel Geometry

Node No	y (mm)	z (mm)	Radius (mm)	Position
---------	--------	--------	-------------	----------

Inner Bottom & Hopper Tank

0	2150			
900	2150			Inner bottom
4400	2150			Inner bottom
7900	2150			Inner bottom
11400	2150			Inner bottom
16115	7150			Hopper tank top

Bottom girder 900

900	0			
900	2150			Bottom - Long. girder

Bottom girder 4400

4400	0			
4400	2150			Bottom - Long. girder

Bottom girder 44

7900	0			
7900	2150			Bottom - Long. girder

Bottom girder 11400

11400	0			
11400	2150			Bottom - Long. girder

Top Wing Tank

16115	13000			
14865	13000			Top side tank bottom
8120	16000			Top side tank bottom
8120	17000			Top side tank bottom

Outer Shell

0	0			
900	0			Bottom
4400	0			Bottom
7900	0			Bottom
11400	0			Bottom
13615	0			Bottom
16115	2500	2500		Bilge
16115	7150			Side
16115	13000			Side
16115	17000			Side
8120	17000			Strength deck

4 Node Co-ordinates

Node No	y (mm)	z (mm)
---------	--------	--------

0	17000
8120	16000
14865	13000
8120	17000
16115	13000
11400	0
7900	2150
7900	0
4400	2150
4400	0
900	2150
900	0
16115	7150
11400	2150
0	2150
16115	17000
16115	2500
13615	0
0	0

5 Layout of Plates and Profiles

Plate		Y ₁ (mm)	Z ₁ (mm)	Y ₂ (mm)	Z ₂ (mm)	—	B (mm)	BCUT (mm)	T (mm)	Steel	Area cm ²
Stiff	No	Y	Z	Y _{CG}	Z _{CG}	Typ	H	BF	T	TF (mm)	Area

Inner Bottom & Hopper Tank (Bending efficiency: 100%)

PL	1	0	2150	1100	2150		1100	0	19.5	std	214.50
PL	2	1100	2150	3676	2150		2576	0	19.5	std	502.32
PL	3	3676	2150	6252	2150		2576	0	19.5	std	502.32
PL	4	6252	2150	8828	2150		2576	0	19.5	std	502.32
PL	5	8828	2150	11403	2153		2576	0	19.5	std	502.32
PL	6	11403	2153	12981	3826		2300	0	18.5	std	425.50
PL	7	12981	3826	14559	5500		2300	0	18.5	std	425.50
PL	8	14559	5500	16115	7150		2268	0	17.0	std	385.64
ST	17	300	2150	296	2016	20	220	0	10.0	0.0	29.00
ST	18	1600	2150	1596	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	19	2300	2150	2296	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	20	3000	2150	2996	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	21	3700	2150	3696	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	22	5100	2150	5096	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	23	5800	2150	5796	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	24	6500	2150	6496	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	25	7200	2150	7196	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	26	8600	2150	8596	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	27	9300	2150	9296	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	28	10000	2150	9996	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	29	10700	2150	10696	2029	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	30	11949	2732	12034	2646	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	31	12498	3314	12583	3228	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	32	13047	3896	13132	3810	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	33	13595	4478	13681	4392	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	34	14144	5060	14230	4974	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	35	14693	5642	14779	5556	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	36	15242	6224	15328	6138	20	200	0	9.0	0.0	23.66
ST	37	15791	6806	15876	6720	20	200	0	9.0	0.0	23.66

Bottom girder 900 (Bending efficiency: 100%)

PL	1	900	0	900	2150		2150	0	10.5	std	225.75
----	---	-----	---	-----	------	--	------	---	------	-----	--------

Bottom girder 4400 (Bending efficiency: 100%)

PL	1	4400	0	4400	2150		2150	600	11.0	std	170.50
----	---	------	---	------	------	--	------	-----	------	-----	--------

Bottom girder 44 (Bending efficiency: 100%)

PL	1	7900	0	7900	2150		2150	600	11.0	std	170.50
----	---	------	---	------	------	--	------	-----	------	-----	--------

Bottom girder 11400 (Bending efficiency: 100%)

PL	1	11400	0	11400	2150		2150	0	11.0	std	236.50
----	---	-------	---	-------	------	--	------	---	------	-----	--------

Top Wing Tank (Bending efficiency: 100%)

PL	1	16115	13000	14865	13000		1250	0	13.0	std	162.50
PL	2	14865	13000	12614	14001		2464	0	13.5	std	332.64
PL	3	12614	14001	10362	15003		2464	0	13.5	std	332.64
PL	4	10362	15003	8120	16008		2462	0	13.5	std	332.37
PL	5	8120	16008	8120	17000		992	0	13.5	std	133.93
ST	55	14134	13325	14186	13433	20	200	0	10.0	0.0	25.66
ST	56	13403	13650	13455	13758	20	200	0	10.0	0.0	25.66
ST	57	12672	13975	12724	14083	20	200	0	10.0	0.0	25.66
ST	58	11941	14300	12012	14446	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	59	11210	14626	11281	14771	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	60	10479	14951	10550	15097	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	61	9748	15276	9819	15422	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	62	9017	15601	9088	15747	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	63	8286	15926	8357	16072	20	260	0	10.0	0.0	36.11

Outer Shell (Bending efficiency: 100%)

PL	1	0	0	1100	0		1100	0	16.0	std	176.00
PL	2	1100	0	3676	0		2576	0	14.0	std	360.64
PL	3	3676	0	6252	0		2576	0	14.0	std	360.64
PL	4	6252	0	8828	0	20	2576	0	14.0	std	360.64
PL	5	8828	0	11404	0		2576	0	14.0	std	360.64

Layout of Plates and Profiles (cont.)

Plate		Y ₁ (mm)	Z ₁ (mm)	Y ₂ (mm)	Z ₂ (mm)	—	B (mm)	BCUT (mm)	T (mm)	Steel	Area cm ²
Stiff	No	Y	Z	Y _{CG}	Z _{CG}	Typ	H	BF	T	TF (mm)	Area
PL	6	11404	0	13979	27		2576	0	17.0	std	437.92
PL	7	13979	27	15923	1539		2576	0	17.0	std	437.92
PL	8	15923	1539	16115	4090		2576	0	17.0	std	437.92
PL	9	16115	4090	16115	6666		2576	0	15.0	std	386.40
PL	10	16115	6666	16115	9242		2576	0	15.0	std	386.40
PL	11	16115	9242	16115	11818		2576	0	15.0	std	386.40
PL	12	16115	11818	16115	14394		2576	0	15.0	std	386.40
PL	13	16115	14394	16115	17000		2606	0	15.0	std	390.90
PL	14	16115	17000	13455	17000		2660	0	12.0	std	319.20
PL	15	13455	17000	10795	17000		2660	0	12.0	std	319.20
PL	16	10795	17000	8120	17000		2675	0	12.0	std	321.00
ST	1	300	0	294	162	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	2	1600	0	1594	172	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	3	2300	0	2294	172	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	4	3000	0	2994	172	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	5	3700	0	3694	172	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	6	5100	0	5094	172	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	7	5800	0	5794	172	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	8	6500	0	6493	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	9	7200	0	7193	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	10	8600	0	8593	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	11	9300	0	9293	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	12	10000	0	9993	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	13	10700	0	10693	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	14	12100	0	12093	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	15	12800	0	12793	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	16	13500	0	13493	189	20	300	0	11.0	0.0	46.79
ST	38	16115	3300	15943	3294	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	39	16115	4100	15943	4094	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	40	16115	4900	15943	4894	20	280	0	12.0	0.0	45.48
ST	41	16115	5700	15928	5693	20	300	0	12.0	0.0	49.79
ST	42	16115	13800	15967	13795	20	240	0	10.0	0.0	32.49
ST	43	16115	14600	15953	14594	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	44	16115	15400	15953	15394	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	45	16115	16200	15953	16194	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	46	15315	17000	15321	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	47	14515	17000	14521	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	48	13715	17000	13721	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	49	12915	17000	12921	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	50	12115	17000	12121	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	51	11315	17000	11321	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	52	10515	17000	10521	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	53	9715	17000	9721	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11
ST	54	8915	17000	8921	16838	20	260	0	10.0	0.0	36.11

6 Layout of transverse stiffeners

Stiffener	(mm)	y1 (mm)	z1 (mm)	y2 (mm)	z2 (mm)	Type	(mm)	h (mm)	bf (mm)	t (mm)	tf (mm)
Bracket	Arm1	h1	bf1	t1	tf1		Arm2	h2	bf2	t2	tf2

Outer Shell

Tstif	11400	0	13615	0	0	0	0	0.0
Tstif	13615	0	16115	2500	0	0	0.0	
Tstif	16115	2500	16115	7150	0	0	0.0	
Tstif	16115	7150	16115	13000	0	0	0.0	

7 Cross-Sectional Area

Plates

Panels:	NS-Steel		HS-Steel		Total	
	Effective cm ²	Gross cm ²	Effective cm ²	Gross cm ²	Effective cm ²	Gross cm ²
Inner Bottom & Hopper Tank	0.0	0.0	6920.8	6920.8	6920.8	6920.8
Bottom girder 900	0.0	0.0	451.5	451.5	451.5	451.5
Bottom girder 4400	0.0	0.0	341.0	473.0	341.0	473.0
Bottom girder 44	0.0	0.0	341.0	473.0	341.0	473.0
Bottom girder 11400	0.0	0.0	473.0	473.0	473.0	473.0
Top Wing Tank	0.0	0.0	2588.2	2588.2	2588.2	2588.2
Outer Shell	0.0	0.0	11656.4	11656.4	11656.4	11656.4
TOTAL AREA	0.0	0.0	22771.9	23035.9	22771.9	23035.9

Profiles

Panels:	NS-Steel		HS-Steel		Total	
	Effective cm ²	Gross cm ²	Effective cm ²	Gross cm ²	Effective cm ²	Gross cm ²
Inner Bottom & Hopper Tank	0.0	0.0	1004.4	1004.4	1004.4	1004.4
Bottom girder 900	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Bottom girder 4400	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Bottom girder 44	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Bottom girder 11400	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Top Wing Tank	0.0	0.0	587.3	587.3	587.3	587.3
Outer Shell	0.0	0.0	2764.4	2764.4	2764.4	2764.4
TOTAL AREA	0.0	0.0	4356.1	4356.1	4356.1	4356.1

DESCRIPTION:

Gross Results based on the given scantlings.

Effective Results based on the effective cross-sectional area, as follows:
 Possible cut-outs are subtracted (plates only).
 The area of plates and stiffeners are multiplied by the given bending efficiency for the related panel.

8 Cross-Sectional Data (as built)

	EFFECTIVE Cut-outs subtracted	GROSS Cut-outs disreg.
Cross sectional area of the longitudinal elements (cm2) :	27128.0	27392.0
Position of the centroid: Ycg (mm) :	0	0
Position of the centroid: Zcg (mm) :	6105	6056
Moment of inertia about the horz. neutral axis, I _h (m4) :	106.331	106.993
Moment of inertia about the vert. neutral axis, I _v (m4) :	365.998	367.077
Product of inertia about the neutral axes, I _{hv} (m4) :	0.000	0.000
<hr/>		
SECTION MODULUS, BOTTOM (z = 0 mm) (m3) :	17.417	17.666
SECTION MODULUS, DECK LINE (z = 17000 mm) (m3) :	9.759	9.777
SECTION MODULUS, AT SIDE (y = 16115 mm) (m3) :	22.712	22.779
<hr/>		
First moment of the area above the neutral axis, S (cm3) :	7541160.5	7589134.1
I/S (cm) :	1410	1410

9 Cross-Sectional Data, net section (t-tc/2)

All thicknesses are assumed reduced by tc/2, where tc = corrosion addition.

	EFFECTIVE Cut-outs subtracted	GROSS Cut-outs disreg.
Cross sectional area of the longitudinal elements (cm2) :	23655.4	23883.4
Position of the centroid: Ycg (mm) :	0	0
Position of the centroid: Zcg (mm) :	6013	5966
Moment of inertia about the horz. neutral axis, I _h (m4) :	91.827	92.378
Moment of inertia about the vert. neutral axis, I _v (m4) :	319.885	320.817
Product of inertia about the neutral axes, I _{hv} (m4) :	0.000	0.000
<hr/>		
SECTION MODULUS, BOTTOM (z = 0 mm) (m3) :	15.272	15.485
SECTION MODULUS, DECK LINE (z = 17000 mm) (m3) :	8.358	8.372
SECTION MODULUS, AT SIDE (y = 16115 mm) (m3) :	19.850	19.908
<hr/>		
First moment of the area above the neutral axis, S (cm3) :	6455745.0	6496780.1
I/S (cm) :	1422	1422

DESCRIPTION:

Gross Results based on the given scantlings.

Effective Results based on the effective cross-sectional area, as follows:
 Possible cut-outs are subtracted (plates only).
 The area of plates and stiffeners are multiplied by the given bending efficiency for the related panel.

10 Design Bending Moments

AT ACTUAL POSITION (92.0 m from AP)

	SAGGING (kNm)	HOGGING (kNm)
Harbour Still Water Bending Moments:		
- Permissible moments, Msw (Rules)	1955576	2005568
- Given as input in Brix Explorer (curves)	0	0
- Given as input (Design Bending Moments dialog).....	0	0
- Design still water bending moment, seagoing cond.....	970324	1095303
Design harbour still water bending moments, Msw_perm_harb	1955576	2005568

Seagoing Still Water Bending Moments:

- Permissible moments, Msw (Rules)	970324	1095303
- Given as input in Brix Explorer (curves)	0	0
- Given as input (Design Bending Moments dialog).....	0	0
Design seagoing still water bending moments, Msw_perm_sea	970324	1095303

Flooding still water bending moments, MswF..... : 0 0

Design wave bending moments, Mw : 1642087 (Rules) 1517108 (Rules)

Design wave bending moments, Mw for buckling check : 1642087 (Rules) 1517108 (Rules)

Horizontal wave bending moment acc. to Rules, Mwh (kNm) : 1161180

Shear forces, seagoing condition:

- Positive shear forces (still water / wave / total)..... (kN) : 24808 / 17366 / 42174
 - Negative shear forces (still water / wave / total)..... (kN) : -24808 / -17366 / -42174

10.1 Load combination factors (LCF)

LCF	H1	H2	F1	F2	R1	R2	P1	P2
C _{wv}	-1	1	-1	1	0	0	0.4 - (T _{lc} /T _s)	(T _{lc} /T _s) - 0.4
C _{qw}	-1	1	-1	1	0	0	0.4 - (T _{lc} /T _s)	(T _{lc} /T _s) - 0.4
C _{wh}	0	0	0	0	1.2 - (T _{lc} /T _s)	(T _{lc} /T _s) - 1.2	0	0

Reference: CSR-Bulk Rules Ch 4, Sec 4, Table 3.

Note that LCF for C_{qw} is applicable aft of the midship section. For the forward part of the ship, the opposite sign is to be used.

11 Hull Girder Strength Requirements

NOTE: The requirements refer to the net section (t-tc/2)

	BOTTOM	DECK	ABOVE DECK	SIDE
Material strength group	NV-36	NV-36	NV-NS	NV-NS
Yield point of material (N/mm ²) :	355	355	235	235
Material constant, k..... :	0.72	0.72	0.72	1.00
Wave coefficient, C..... :	9.444			

MIDSHIP SECTION	BOTTOM	DECK
Minimum section modulus, Z _o (m ³) :	9.67339	9.67339
Section modulus requirement based on design bending moments (kNm):		
Harbour condition:		
- Sagging (still w = 1955576) (m ³) :	9.89966	9.89966
- Hogging (still w = 2005568) (m ³) :	9.89966	9.89966
Seagoing condition:		
- Sagging (still w = 970324, wave = 1642087) (m ³) :	9.89966	9.89966
- Hogging (still w = 1095303, wave = 1517108) (m ³) :	9.89966	9.89966
Rule section modulus amidships (m ³):	9.89966	9.89966

Minimum moment of inertia (m⁴) : 74.46197

AT ACTUAL POSITION (92.0 m from AP) (Not a midship section)

	BOTTOM	DECK
Section modulus requirement based on design bending moments (kNm):		
Harbour condition:		
- Sagging (still w = 1955576) (m ³) :	9.89966	9.89966
- Hogging (still w = 2005568) (m ³) :	9.89966	9.89966
Seagoing condition:		
- Sagging (still w = 970324, wave = 1642087) (m ³) :	9.89966	9.89966
- Hogging (still w = 1095303, wave = 1517108) (m ³) :	9.89966	9.89966
Rule section modulus (m ³):	9.89966	9.89966

Minimum moment of inertia (m⁴) : 74.46197

GUIDANCE:

The required section modulus along the hull girder will normally be satisfied when calculated for the midship section only, provided the following rules for tapering are complied with:

- Scantlings at bottom and deck are kept unaltered within 0.4L amidships.
- Scantlings outside 0.4L amidships are gradually reduced to the local requirements at the ends, and the same material strength group is applied over the full length of the ship.

12 Hull Girder Strength Summary (net section, $t-tc/2$)

	NET SECTION	RULE	STATUS (%) (100=Rule)
Cross-sectional area (cm2) :	23655		
Height to the neutral axis (mm) :	6013		
Moment of inertia (m4) :	91.827	74.462	123.3
Section modulus, bottom (m3) :	15.272	9.900	154.3
Section modulus, deck line (z = 17000 mm)..... (m3) :	8.358	9.900	84.4 *
Steel strength factor, k, deck..... :	0.72		
Steel strength factor k, bottom..... :	0.72		

NOTE: * indicates a requirement that is not fulfilled.

Design bending moments used as basis for the Rule Section moduli:
 Bottom (sagging): Still w. = 970324 kNm (Rule), Wave = 1642087 kNm (Rule)
 Deck (sagging): Still w. = 970324 kNm (Rule), Wave = 1642087 kNm (Rule)

12.1 Variation of the section modulus and moment of inertia

Change at bottom	dZb dZd dl	Change at deck				
		-100 cm2	-1 mm	0	+ 1 mm	+100 cm2
-100 cm2	dZb	-0.194	-0.245	-0.111	0.018	-0.030
	dZd	-0.156	-0.243	-0.011	0.221	0.134
	dl	-1.522	-2.250	-0.315	1.594	0.882
-1 mm	dZb	-0.508	-0.558	-0.426	-0.300	-0.346
	dZd	-0.187	-0.274	-0.042	0.189	0.102
	dl	-2.411	-3.131	-1.219	0.667	-0.037
0	dZb	-0.084	-0.135	0.000	0.130	0.082
	dZd	-0.145	-0.232	-0.000	0.232	0.145
	dl	-1.212	-1.943	0.000	1.917	1.202
+1 mm	dZb	0.339	0.287	0.425	0.558	0.509
	dZd	-0.105	-0.192	0.041	0.274	0.186
	dl	-0.050	-0.793	1.181	3.130	2.403
+100 cm2	dZb	0.027	-0.025	0.111	0.242	0.194
	dZd	-0.135	-0.222	0.011	0.243	0.156
	dl	-0.905	-1.639	0.312	2.238	1.519

Bottom plating: 1 mm = 382.6 cm2. 100 cm2 = 0.3 mm.
 Deck plating: 1 mm = 159.9 cm2. 100 cm2 = 0.6 mm.

EXPLANATION:
 Change at bottom Assumed change to the bottom and bilge plating
 Change at deck Assumed change to the deck plating

dZb Resulting change in section modulus, bottom
 dZd do., deck
 dl Resulting change in moment of inertia

13 Compartments and Loads

13.1 Compartment Data I

Ref.	Comp. group (Comp. type)	Comp No	Frame No aft	Frame No fwd	Restr. filling (*)	Coated (*)	Volume (m3)	Contents WB / Oil / Liq / Hliq / Bulk
1	WB1C		106	134			90	
2	WB1P		106	134			525	WB
3	WB1P		106	134			478	WB
4	WB1P		106	134			508	WB
5	Cargo1C		106	134			9559	Bulk

13.2 Compartment Data II

Ref.	Comp. No	Length (mm)	Sloshing length (mm)	Sloshing breadth (mm)	Hatch length (mm)	Hatch breadth (mm)	Top of hatch (mm)	Top of air pipe (mm)	WL in dam'gd cond (mm)	Heated cargo?	Over- pressure dpDyn (kN/m2)
1		23240	0	0	0	0	0	17760	0	No	0.0
2		23240	0	0	0	0	0	17760	0	No	0.0
3		23240	0	0	0	0	0	17760	0	No	0.0
4		23240	0	0	0	0	0	17760	0	No	0.0
5		23240	0	0	0	0	17000	17760	0	No	0.0

13.3 Compartment Data III

Ref.	Comp. No	Designed for BWE with flow- through?	Centre of gravity (m)		
			From A.P. x	From CL y	Above baseline z
1	No		91.980	0.000	1.075
2	No		91.980	6.150	1.075
3	No		91.980	13.984	2.627
4	No		91.980	12.927	15.463
5	No		91.980	0.000	9.279

13.4 Compartment Data IV

Ref.	Comp. No	Load scenario			Accelerations in the centre of gravity (m/s ²)									
		Dynamic Load Case	Bending state	Weather side	Full load			Ballast			Heavy Ballast			
					Vert. a _v	Horz. a _t	Long. a _{l_{ng}}	Vert. a _v	Horz. a _t	Long. a _{l_{ng}}	Vert. a _v	Horz. a _t	Long. a _{l_{ng}}	
2	H1				4.447	0.000	0.815	3.962	0.000	0.874				
	H2				-4.447	0.000	-0.815	-3.962	0.000	-0.874				
	F1				0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000				
	F2				0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000				
	R1		Port		2.671	3.622	0.000	2.611	4.520	0.000				
	R1		Starboard		0.089	3.622	0.000	0.149	4.520	0.000				
	R2		Port		-2.671	-3.622	0.000	-2.611	-4.520	0.000				
	R2		Starboard		-0.089	-3.622	0.000	-0.149	-4.520	0.000				
	P1		Port		4.496	2.319	0.000	4.478	2.589	0.000				
	P1		Starboard		3.722	2.319	0.000	3.740	2.589	0.000				
	P2		Port		-4.496	-2.319	0.000	-4.478	-2.589	0.000				
	P2		Starboard		-3.722	-2.319	0.000	-3.740	-2.589	0.000				
	3	H1				4.447	0.000	0.900	3.962	0.000	1.045			
		H2				-4.447	0.000	-0.900	-3.962	0.000	-1.045			
F1					0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000				
F2					0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000				
R1			Port		4.316	3.948	0.000	4.180	4.830	0.000				
R1			Starboard		-1.556	3.948	0.000	-1.419	4.830	0.000				
R2			Port		-4.316	-3.948	0.000	-4.180	-4.830	0.000				
R2			Starboard		1.556	-3.948	0.000	1.419	-4.830	0.000				
P1			Port		4.990	2.417	0.000	4.949	2.682	0.000				
P1			Starboard		3.228	2.417	0.000	3.269	2.682	0.000				
P2			Port		-4.990	-2.417	0.000	-4.949	-2.682	0.000				
P2			Starboard		-3.228	-2.417	0.000	-3.269	-2.682	0.000				
4		H1				4.447	0.000	1.605	3.962	0.000	2.453			
		H2				-4.447	0.000	-1.605	-3.962	0.000	-2.453			
	F1				0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000				
	F2				0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000				
	R1		Port		4.094	6.642	0.000	3.968	7.400	0.000				
	R1		Starboard		-1.334	6.642	0.000	-1.208	7.400	0.000				
	R2		Port		-4.094	-6.642	0.000	-3.968	-7.400	0.000				
	R2		Starboard		1.334	-6.642	0.000	1.208	-7.400	0.000				

Compartment Data IV (cont.)

Ref.	Comp. No	Load scenario			Accelerations in the centre of gravity (m/s ²)									
		Dynamic Load Case	Bending state	Weather side	Full load			Ballast			Heavy Ballast			
					Vert. a _v	Horz. a _t	Long. a _{l_{ng}}	Vert. a _v	Horz. a _t	Long. a _{l_{ng}}	Vert. a _v	Horz. a _t	Long. a _{l_{ng}}	
5		P1		Port				4.923	3.225	0.000	4.885	3.453	0.000	
		P1		Starboard				3.295	3.225	0.000	3.333	3.453	0.000	
		P2		Port				-4.923	-3.225	0.000	-4.885	-3.453	0.000	
		P2		Starboard				-3.295	-3.225	0.000	-3.333	-3.453	0.000	
		H1				4.447	0.000	1.265						
		H2				-4.447	0.000	-1.265						
		F1				0.000	0.000	0.000						
		F2				0.000	0.000	0.000						
		R1		Port		1.380	4.922	0.000						
		R1		Starboard		1.380	4.922	0.000						
		R2		Port		-1.380	-4.922	0.000						
		R2		Starboard		-1.380	-4.922	0.000						
		P1		Port		4.109	2.709	0.000						
		P1		Starboard		4.109	2.709	0.000						
		P2		Port		-4.109	-2.709	0.000						
		P2		Starboard		-4.109	-2.709	0.000						

13.5 Bulk Cargo and Liquid Loads

Ref.	Comp. group (Comp type)	Comp. No	Load No	Load type	Density t/m ³	Filling height mm	Pressure valve setting kN/m ²		Mass t	Angle of repose degrees	Permeability
							S	S+D			
1	WB1C										
2	WB1P		1	WB	1.025	2150					
			2	WB	1.025	2150					
3	WB1P		1	WB	1.025	7400					
			2	WB	1.025	7400					
4	WB1P		1	WB	1.025	24000					
			2	WB	1.025	24000					
5	Cargo1C		1	Bulk	1.000	0			14241	30.0	0.30
			2	Hbulk	1.000	2991				35.0	0.30
			3	Hbulke	1.000	2991				35.0	0.30

14 Summary of data used in the Local Rule Requirements

Distance from AP to considered section	(m) :	91.980
Moment of inertia about the horz. neutral axis, I _h	(m ⁴) :	91.827
Moment of inertia about the vert. neutral axis, I _v	(m ⁴) :	319.885
Section modulus, bottom	(m ³) :	15.272
Section modulus, deck line (z = 17000 mm).....	(m ³) :	8.358
Height from base line to the neutral axis	(mm) :	6013

DESIGN BENDING MOMENTS:

Harbour:

Still water bending moment, sagging	(kNm) :	1955576	(Rules)
Still water bending moment, hogging	(kNm) :	2005568	(Rules)

Seagoing:

Still water bending moment, sagging	(kNm) :	970324	(Rules)
Still water bending moment, hogging	(kNm) :	1095303	(Rules)

Wave bending moment, sagging	(kNm) :	1642087	(Rules)
Wave bending moment, hogging	(kNm) :	1517108	(Rules)

Horiz. wave bending moment, M _{wh}	(kNm) :	1161180	(Rules)
---	---------	---------	---------

Shear forces, seagoing condition:

Positive shear forces (still water / wave / total).....	(kN) :	24808 / 17366 / 42174
Negative shear forces (still water / wave / total).....	(kN) :	-24808 / -17366 / -42174

DRAUGHT AND MOTION PARAMETERS

	FULL LOAD	BALLAST	HEAVY BALLAST
Draught at sea..... (m) :	12.015	12.015	0.000
Acceleration parameter, a ₀	0.419	0.419	0.419
Period of roll, T _r , (i = given as input)..... (s) :	13.193	10.229	10.446
Characteristic period of pitch, T _p (s) :	11.780	11.780	8.329
Roll amplitude, theta..... (rad/deg) :	0.515 / 30	0.556 / 32	0.553 / 32
Pitch amplitude, phi..... (rad/deg) :	0.193 / 11	0.193 / 11	0.193 / 11
Metacentric height, GM (Input)..... (m) :	3.868	10.636	8.057
Roll radius of gyration, k _r (Input)..... (m) :	11.281	14.504	12.892

15 Local Rule Requirements - Plates

Plate No	ACT	t _{act} (mm)	Steel	t _C (mm)	c _a	c _r	Draught (m)	Eff. (%)	Span (mm)	Spac (mm)	σ _x N/mm ²	R _{eH} N/mm ²	k
	LOC	t _{loc} (mm)	t _{min} (mm)	Pos	Load Ref.			Loc. ref.	y _l (mm)	z _l (mm)	λ _p	Comp ref.	p kN/m ²
	BUC	t _{buc} (mm)	t _{s/t} (mm)	η _{act}	Buck. ref.	S	κ _σ	κ _τ	y _b (mm)	z _b (mm)	ψ	σ N/mm ²	τ N/mm ²

Inner Bottom & Hopper Tank

1	ACT	19.5	std	5.5	0.00	1.00	12.02	100	600	300 t	55.3	355.0	0.72
	LOC	19.5	16.42	Inbot	Accid. Bulk f H1 Sag			GRAB	0	2150	0.80	5	189.9
	BUC	8.50		0.10	comb1	1.00	1.00	1.00	900	2150	1.00	-109.9 H1/i/fl	1.16
The dimensions of the hatch is not given													
2	ACT	19.5	std	5.5	0.00	1.00	0.00	100	0	700	0.0	355.0	0.72
	LOC	19.5	16.42					GRAB	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
The dimensions of the hatch is not given													
3	ACT	19.5	std	5.5	0.00	1.00	0.00	100	0	700	0.0	355.0	0.72
	LOC	19.5	16.42					GRAB	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
The dimensions of the hatch is not given													
4	ACT	19.5	std	5.5	0.00	1.00	0.00	100	0	700	0.0	355.0	0.72
	LOC	19.5	16.42					GRAB	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
The dimensions of the hatch is not given													
5	ACT	19.5	std	5.5	0.00	1.00	0.00	100	0	700	0.0	355.0	0.72
	LOC	19.5	16.42					GRAB	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
The dimensions of the hatch is not given													
6	ACT	18.5	std	5.5	0.71	1.00	12.02	100	800	800	55.2	355.0	0.72
	LOC	18.5	14.91	Hoptk	Accid. Bulk f H1 Sag			GRAB	11403	2153	0.87	5	189.9
	BUC	12.00		0.37	comb1	1.00	0.74	1.00	11400	2150	0.85	109.9 H2/i/fl	-49.18
The dimensions of the hatch is not given													
7	ACT	18.5	std	5.5	0.71	1.00	12.02	100	800	800	18.8	355.0	0.72
	LOC	18.5	14.91	Hoptk	Accid. WB f P1 Sag P			GRAB	12981	3826	0.90	3	169.7
	BUC	10.00		0.24	comb1	1.00	0.75	1.00	12498	3314	0.78	76.8 H2/i/fl	-51.67
The dimensions of the hatch is not given													
8	ACT	17.0	std	5.5	0.71	1.00	12.02	100	800	800	4.4	355.0	0.72
	LOC	15.0	14.91	Hoptk	Accid. WB f P1 Sag P			Min	14559	5500	0.90	3	148.2
	BUC	9.50		0.12	comb2	1.00	0.81	1.00	15791	6806	0.27	22.6 H1/i/fl	59.24
The dimensions of the hatch is not given													

Bottom girder 900

1	ACT	10.5	std	2.5	0.00	1.00	0.00	100	0	2150	0.0	355.0	0.72
	LOC	10.5	10.56					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.													

Bottom girder 4400

1	ACT	11.0	std	3.0	0.00	1.00	0.00	100	0	2150	0.0	355.0	0.72
	LOC	11.0	11.06					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.													

Bottom girder 44

1	ACT	11.0	std	3.0	0.00	1.00	0.00	100	0	2150	0.0	355.0	0.72
	LOC	11.0	11.06					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.													

Bottom girder 11400

1	ACT	11.0	std	3.0	0.00	1.00	0.00	100	0	2150	0.0	355.0	0.72
	LOC	11.0	11.06					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.													

Local Rule Requirements - Plates (cont)

Plate No	ACT	t _{act} (mm)	Steel	t _C (mm)	c _a	c _r	Draught (m)	Eff. (%)	Span (mm)	Spac (mm)	σ _x N/mm ²	R _{eH} N/mm ²	k
	LOC	t _{loc} (mm)	t _{min} (mm)	Pos	Load Ref.			Loc. ref.	y _l (mm)	z _l (mm)	λ _p	Comp ref.	ρ kN/m ²
	BUC	t _{buc} (mm)	t _{s/t} (mm)	η _{act}	Buck. ref.	S	κ _σ	κ _τ	y _b (mm)	z _b (mm)	ψ	σ N/mm ²	τ N/mm ²

Top Wing Tank

1	ACT	13.0	std	3.5	0.00	1.00	0.00	100	0	1250	0.0	355.0	0.72
	LOC	13.0	12.91					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.													
2	ACT	13.5	std	3.5	0.00	1.00	0.00	100	0	800	0.0	355.0	0.72
	LOC	13.0	12.91					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.													
3	ACT	13.5	std	4.0	0.00	1.00	0.00	100	0	800	0.0	355.0	0.72
	LOC	13.5	13.41					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.													
4	ACT	13.5	std	4.0	0.00	1.00	0.00	100	0	800	0.0	355.0	0.72
	LOC	13.5	13.41					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.													
5	ACT	13.5	std	4.0	0.00	1.00	0.00	100	0	1000	0.0	355.0	0.72
	LOC	13.5	13.41					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00
The dimensions of the hatch is not given													

Outer Shell

Bottom

1	ACT	16.0	std	3.0	0.91	1.00	12.02	100	700	700	171.1	355.0	0.72
	LOC	16.0	15.92	Bottom	S+D Sea f H1 Sag			Min	900	0	0.71		153.9
	BUC	8.00		0.60	comb1	1.00	0.72	1.00	1600	0	1.00	171.1 H2/i/fl	-2.51
Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.													
2	ACT	14.0	std	3.0	0.71	1.00	12.02	100	700	700	171.1	355.0	0.72
	LOC	14.0	13.92	Bottom	S+D Sea f H1 Sag			Min	3000	0	0.71		158.0
	BUC	10.50		0.66	comb1	1.00	0.68	1.00	3700	0	1.00	171.1 H2/i/fl	-11.35
Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.													
3	ACT	14.0	std	3.0	0.71	1.00	12.02	100	700	700	171.1	355.0	0.72
	LOC	14.0	13.92	Bottom	S+D Sea f H1 Sag			Min	5800	0	0.71		163.4
	BUC	11.00		0.66	comb1	1.00	0.68	1.00	6500	0	1.00	171.1 H2/i/fl	-19.31
Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.													
4	ACT	14.0	std	3.0	0.71	1.00	12.02	100	700	700	171.1	355.0	0.72
	LOC	14.0	13.92	Bottom	S+D Sea f H1 Sag			Min	8600	0	0.71		168.8
	BUC	11.00		0.67	comb1	1.00	0.68	1.00	9300	0	1.00	171.1 H2/i/fl	-25.96
Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.													
5	ACT	14.0	std	3.0	0.71	1.00	12.02	100	700	700	171.1	355.0	0.72
	LOC	14.0	13.92	Bottom	S+D Sea f H1 Sag			Min	10700	0	0.71		172.9
	BUC	11.00		0.68	comb1	1.00	0.68	1.00	11400	0	1.00	171.1 H2/i/fl	-34.42
Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.													
6	ACT	17.0	std	3.0	1.00	1.00	12.02	100	4842	830 t	0.0	355.0	0.72
	LOC	14.5	14.42	Bottom	S+D Sea f R1 Sag P			Min	13500	0	0.00		190.4
	BUC	11.00		0.54	comb1-cu	1.00	0.59	0.83	13500	0		124.1 H2/i/fl	-34.61
Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data. The buckling analysis for plate fields with varying curvature is not fully developed. Special consideration may be required. Please see user manual for more information.													

Bilge

7	ACT	17.0	std	3.0	1.00	1.00	12.02	100	4842	830 t	0.0	355.0	0.72
	LOC	14.5	14.42	Bilge	S+D Sea f R1 Sag P			Min	13979	27	0.00		192.3
	BUC	0.00		0.54	comb1-cu	1.00	0.59	0.83	13979	27		124.1 H2/i/fl	-34.61
Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data. The buckling analysis for plate fields with varying curvature is not fully developed. Special consideration may be required. Please see user manual for more information.													

Local Rule Requirements - Plates (cont)

Plate No	ACT	t _{act} (mm)	Steel	t _C (mm)	c _a	c _r	Draught (m)	Eff. (%)	Span (mm)	Spac (mm)	σ _x N/mm ²	R _{eH} N/mm ²	k
	LOC	t _{loc} (mm)	t _{min} (mm)	Pos	Load Ref.			Loc. ref.	y _l (mm)	z _l (mm)	λ _p	Comp ref.	ρ kN/m ²
	BUC	t _{buc} (mm)	t _{s/t} (mm)	η _{act}	Buck. ref.	S	κ _σ	κ _τ	y _b (mm)	z _b (mm)	ψ	σ N/mm ²	τ N/mm ²

Side

8	ACT	17.0	std	3.0	1.00	1.00	12.02	100	4842	830 t	0.0	355.0	0.72
	LOC	14.5	14.42	Bilge	S+D Sea f P1 Sag P			Min	15923	1539	0.00		190.1
	BUC	8.00		0.54	comb1-cu	1.00	0.59	0.83	15923	1539		124.1 H2/i/fl	-34.61

Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.

The buckling analysis for plate fields with varying curvature is not fully developed. Special consideration may be required. Please see user manual for more information.

9	ACT	15.0	std	3.0	0.72	1.00	12.02	100	1450	830 t	6.7	355.0	0.72
	LOC	14.5	14.42	Side	S+D Sea b P1 Sag P			Min	16115	5700	0.90		167.4
	BUC	7.00		0.16	comb1	1.00	0.75	1.00	16115	4100	0.58	54.4 H2/i/fl	-47.61

Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.

10	ACT	15.0	std	3.5	0.88	1.00	12.02	100	5850	830 t	-24.2	355.0	0.72
	LOC	15.0	14.92	Side	S+D Sea b P1 Sag P			Min	16115	7150	0.88		159.2
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00

Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.

11	ACT	15.0	std	3.5	1.00	1.00	12.02	100	5850	830 t	-68.8	355.0	0.72
	LOC	15.0	14.92	Side	S+D Sea b P1 Sag P			Min	16115	9242	0.76		147.3
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00

The dimensions of the hatch is not given

12	ACT	15.0	std	3.5	1.00	1.00	12.02	100	5850	830 t	-123.7	355.0	0.72
	LOC	15.0	14.92	Side	S+D Sea b P1 Sag P			Min	16115	11818	0.61		132.7
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00

The dimensions of the hatch is not given

13	ACT	15.0	std	3.5	0.00	1.00	0.00	100	0	800	0.0	355.0	0.72
	LOC	15.0	14.92					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00

Computation of pressure (CSR-Bulk, Ch 4, Sec 5/Sec 6) failed. Please check input data.

Strength deck

14	ACT	12.0	std	4.0	0.00	1.00	0.00	100	0	800	0.0	355.0	0.72
	LOC	12.0	12.11					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00

Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.

15	ACT	12.0	std	4.0	0.00	1.00	0.00	100	0	800	0.0	355.0	0.72
	LOC	12.0	12.11					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00

Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.

16	ACT	12.0	std	4.0	0.00	1.00	0.00	100	0	800	0.0	355.0	0.72
	LOC	12.0	12.11					Min	0	0	0.00		0.0
	BUC	0.00		0.00		0.00	0.00	0.00	0	0	0.00	0.0 -/-	0.00

Computation of lateral requirement(CSR-Bulk, Ch 6, Sec 1, [3.2.1]/[2.3.2]) failed. Please check input data.

16 Local Rule Requirements - Stiffeners

Stiff. No	ACT ACT	Pos w _{net} cm ³		Type Type	h t _w (mm)	b _f t _f (mm)	y z (mm)	R _{eH} k N/mm ²	m σ _{x loc} N/mm ²	t _{C w} t _{C f} (mm)	t _{plate} (mm)	span spac (mm)
	LOC	w _{r net} cm ³	Exc. %	t _{w min} (mm)	t _{w shear} (mm)	Load Ref.			Draught (m)	λ _s	p kN/m ²	Comp ref.
	BUC	I _{r net} cm ⁴	I _{net} cm ⁴	t _{f buc} (mm)	t _{w buc} (mm)	σ _a N/mm ²	σ _b N/mm ²	σ _x N/mm ²	η _{lat} /η _{tor}	S _{lat} /S _{tor}	κ _T	b _{eff} (mm)

Inner Bottom & Hopper Tank

17	ACT	Inbot		20	220		300	355.0	16.0	2.0	19.5	3320
	ACT	263		HPbulb	10.0		2150	0.72	55.3	2.0		600
	LOC	241	9	7.71	5.85	Accid. Bulk f H1 Sag			12.02	0.90	189.9	5
	BUC	168	2738		6.24	109.9 H2/i/ba	6.7	109.9 H2/i/ba	0.4/ 0.3	1.15/ 1.0	1.0	72.7
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
18	ACT	Inbot		20	200		1600	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
19	ACT	Inbot		20	200		2300	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
20	ACT	Inbot		20	200		3000	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
21	ACT	Inbot		20	200		3700	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
22	ACT	Inbot		20	200		5100	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
23	ACT	Inbot		20	200		5800	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
24	ACT	Inbot		20	200		6500	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
25	ACT	Inbot		20	200		7200	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
26	ACT	Inbot		20	200		8600	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	0.72	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	0.0
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/ 0.0	0.0/ 1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											

Local Rule Requirements - Stiffeners (cont.)

Stiff. No	ACT	Pos		Type	h	b _f	y	R _{eH}	m	t _{Cw}	t _{plate}	span
	ACT	w _{net}		Type	t _w	t _f	z	k	σ _{x loc}	t _{Cf}		spac
	LOC	w _{r net}	Exc. %	t _{w min}	t _{w shear}	Load Ref.			Draught	λ _s	p	Comp ref.
	BUC	I _{r net}	I _{net}	t _{f buc}	t _{w buc}	σ _a	σ _b	σ _x	η _{lat} /η _{tor}	S _{lat} /S _{tor}	κ _T	b _{eff}
		cm ³		(mm)	(mm)	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²				(mm)
27	ACT	Inbot		20	200		9300	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
28	ACT	Inbot		20	200		10000	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
29	ACT	Inbot		20	200		10700	355.0	0.0	3.0	19.5	0
	ACT	95		HPbulb	9.0		2150	1.00	0.0	3.0		700
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	702		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
30	ACT	Hoptk		20	200		11949	355.0	12.0	3.0	18.5	830
	ACT	163		HPbulb	9.0		2732	0.72	93.3	3.0		800
	LOC	21	661	8.71	4.37	S+D WB hb H1	Sag		0.00	0.90	136.6	3
	BUC	372	2514		6.86	93.3 F2/i/hb	34.7	93.3 H2/i/ba	0.4/0.3	1.15/1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
31	ACT	Hoptk		20	200		12498	355.0	12.0	3.0	18.5	830
	ACT	163		HPbulb	9.0		3314	1.00	76.8	3.0		800
	LOC	20	710	8.71	4.31	S+D WB hb H1	Sag		0.00	0.90	128.4	3
	BUC	286	2514		6.86	76.8 H2/i/hb	30.3	76.8 H2/i/ba	0.3/0.2	1.15/1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
32	ACT	Hoptk		20	200		13047	355.0	12.0	3.0	18.5	830
	ACT	163		HPbulb	9.0		3896	1.00	60.2	3.0		800
	LOC	19	765	8.71	4.26	S+D WB hb H1	Sag		0.00	0.90	120.2	3
	BUC	211	2514		6.86	60.2 H2/i/hb	25.9	60.2 H2/i/ba	0.3/0.2	1.15/1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
33	ACT	Hoptk		20	200		13595	355.0	12.0	3.0	18.5	830
	ACT	163		HPbulb	9.0		4478	1.00	0.0	3.0		800
	LOC	18	814	8.71	4.20	S WB test			0.00	1.05	132.8	3
	BUC	144	2514		6.86	43.7 H2/i/hb	21.6	43.7 H2/i/ba	0.2/0.1	1.15/1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
34	ACT	Hoptk		20	200		14144	355.0	12.0	3.0	18.5	830
	ACT	163		HPbulb	9.0		5060	1.00	0.0	3.0		800
	LOC	17	855	8.71	4.15	S WB test			0.00	1.05	127.0	3
	BUC	85	2514		6.86	27.1 H2/i/hb	17.2	27.1 H2/i/ba	0.1/0.1	1.15/1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
35	ACT	Hoptk		20	200		14693	355.0	12.0	3.0	17.0	830
	ACT	160		HPbulb	9.0		5642	1.00	0.0	3.0		800
	LOC	16	884	8.71	4.10	S WB test			0.00	1.05	121.2	3
	BUC	41	2402		6.86	15.1 R1/i/ba	12.5	15.1 R1/i/ba	0.1/0.0	1.15/1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
36	ACT	Hoptk		20	200		15242	355.0	12.0	3.0	17.0	830
	ACT	160		HPbulb	9.0		6224	1.00	0.0	3.0		800
	LOC	15	934	8.71	4.04	S WB test			0.00	1.05	115.4	3
	BUC	36	2402		6.86	13.3 R1/i/ba	11.3	13.3 R1/i/ba	0.1/0.0	1.15/1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											
37	ACT	Hoptk		20	200		15791	355.0	12.0	3.0	17.0	830
	ACT	160		HPbulb	9.0		6806	0.72	0.0	3.0		636
	LOC	12		8.71	3.78	S WB test			0.00	1.05	109.5	3
	BUC	43	2387		6.86	22.6 H1/i/hb	11.4	22.6 H1/i/ba	0.1/0.1	1.15/1.0	0.9	185.3
	Fatigue check is required. The dimensions of the hatch is not given											

Local Rule Requirements - Stiffeners (cont.)

Stiff. No	ACT	Pos	Type	h	b _f	y	R _{eH}	m	t _{Cw}	t _{plate}	span	
ACT	ACT	w _{net} cm ³	Type	t _w (mm)	t _f (mm)	z (mm)	k	σ _{x loc} N/mm ²	t _{Cf} (mm)	(mm)	spac (mm)	
LOC	LOC	w _{r net} cm ³	Exc. %	t _{w min} (mm)	t _{w shear} (mm)	Load Ref.			Draught (m)	λ _s	p kN/m ²	Comp ref.
BUC	BUC	I _{r net} cm ⁴	I _{net} cm ⁴	t _{f buc} (mm)	t _{w buc} (mm)	σ _a N/mm ²	σ _b N/mm ²	σ _x N/mm ²	η _{lat} /η _{tor}	S _{lat} /S _{tor}	κ _T	b _{eff} (mm)

Top Wing Tank

55	ACT	Topst		20	200		14134	355.0	0.0	3.0	13.5	0
	ACT	101		HPbulb	10.0		13325	0.72	0.0	3.0		800
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	772		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
56	ACT	Topst		20	200		13403	355.0	0.0	3.0	13.5	0
	ACT	101		HPbulb	10.0		13650	1.00	0.0	3.0		800
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	772		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
57	ACT	Topst		20	200		12672	355.0	0.0	3.0	13.5	0
	ACT	101		HPbulb	10.0		13975	1.00	0.0	3.0		800
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	772		6.86	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
58	ACT	Topst		20	260		11941	355.0	0.0	4.0	13.5	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		14300	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
59	ACT	Topst		20	260		11210	355.0	0.0	4.0	13.5	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		14626	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
60	ACT	Topst		20	260		10479	355.0	0.0	4.0	13.5	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		14951	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
61	ACT	Topst		20	260		9748	355.0	0.0	4.0	13.5	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		15276	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
62	ACT	Topst		20	260		9017	355.0	0.0	4.0	13.5	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		15601	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
63	ACT	Topst		20	260		8286	355.0	0.0	4.0	13.5	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		15926	1.00	0.0	4.0		491
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required. Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												

Local Rule Requirements - Stiffeners (cont.)

Stiff. No	ACT ACT	Pos w_{net} cm ³		Type Type	h t_w (mm)	b_f t_f (mm)	y z (mm)	R_{eH} k N/mm ²	m σ_{xloc} N/mm ²	t_{Cw} t_{Cf} (mm)	t_{plate} (mm)	span spac (mm)
	LOC	w_{rnet} cm ³	Exc. %	t_w min (mm)	t_w shear (mm)	Load Ref.			Draught (m)	λ_s	p kN/m ²	Comp ref.
	BUC	I_{rnet} cm ⁴	I_{net} cm ⁴	$t_{f buc}$ (mm)	t_w buc (mm)	σ_a N/mm ²	σ_b N/mm ²	σ_x N/mm ²	η_{lat}/η_{tor}	S_{lat}/S_{tor}	κ_T	b_{eff} (mm)

Outer Shell

Bottom

1	ACT	Bottom		20	260		300	355.0	12.0	2.0	16.0	3320
	ACT	397		HPbulb	10.0		0	0.72	171.1	2.0		600
	LOC	388	2	7.71	4.95	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	152.7	
	BUC	332	4292		7.01	171.1 F2/i/ba	8.4	171.1 H2/i/fl	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	1.0	72.7
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
2	ACT	Bottom		20	280		1600	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	490		HPbulb	12.0		0	0.72	171.1	3.0		700
	LOC	460	6	8.71	6.58	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	155.2	
	BUC	872	6926		8.39	171.1 F2/i/ba	14.1	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
3	ACT	Bottom		20	280		2300	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	490		HPbulb	12.0		0	1.00	171.1	3.0		700
	LOC	464	5	8.71	6.58	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	156.6	
	BUC	872	6926		8.39	171.1 F2/i/ba	14.1	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
4	ACT	Bottom		20	280		3000	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	490		HPbulb	12.0		0	1.00	171.1	3.0		700
	LOC	468	4	8.71	6.58	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	158.0	
	BUC	872	6926		8.39	171.1 F2/i/ba	14.2	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
5	ACT	Bottom		20	280		3700	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	490		HPbulb	12.0		0	1.00	171.1	3.0		700
	LOC	472	3	8.71	6.58	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	159.3	
	BUC	872	6926		8.39	171.1 F2/i/ba	14.2	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
6	ACT	Bottom		20	280		5100	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	490		HPbulb	12.0		0	0.72	171.1	3.0		700
	LOC	480	2	8.71	6.58	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	162.0	
	BUC	872	6926		8.39	171.1 F2/i/ba	14.3	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
7	ACT	Bottom		20	280		5800	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	490		HPbulb	12.0		0	1.00	171.1	3.0		700
	LOC	484	1	8.71	6.58	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	163.4	
	BUC	872	6926		8.39	171.1 F2/i/ba	14.3	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
8	ACT	Bottom		20	300		6500	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	560		HPbulb	11.0		0	1.00	171.1	3.0		700
	LOC	488	14	8.71	6.35	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	164.8	
	BUC	937	8280		8.77	171.1 F2/i/ba	13.3	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
9	ACT	Bottom		20	300		7200	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	560		HPbulb	11.0		0	1.00	171.1	3.0		700
	LOC	492	13	8.71	6.35	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	166.1	
	BUC	937	8280		8.77	171.1 F2/i/ba	13.3	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
10	ACT	Bottom		20	300		8600	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	560		HPbulb	11.0		0	0.72	171.1	3.0		700
	LOC	500	12	8.71	6.35	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	168.8	
	BUC	937	8280		8.77	171.1 F2/i/ba	13.4	171.1 H2/i/ba	0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											

Local Rule Requirements - Stiffeners (cont.)

Stiff. No	ACT	Pos		Type	h	b _f	y	R _{eH}	m	t _{Cw}	t _{plate}	span
	ACT	w _{net}		Type	t _w	t _f	z	k	σ _{x loc}	t _{Cf}		spac
	LOC	w _{r net}	Exc. %	t _{w min}	t _{w shear}	Load Ref.			Draught	λ _s	p	Comp
	BUC	I _{r net}	I _{net}	t _{f buc}	t _{w buc}	σ _a	σ _b	σ _x	η _{lat} /η _{tor}	S _{lat} /S _{tor}	κ _T	b _{eff}
		cm ³		(mm)	(mm)	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²				(mm)
11	ACT	Bottom		20	300		9300	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	560		HPbulb	11.0		0	1.00	171.1	3.0		700
	LOC	504	11	8.71	6.40	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	170.2	
	BUC	937	8280		8.77	171.1	F2/i/ba 13.4	171.1	H2/i/ba 0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
12	ACT	Bottom		20	300		10000	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	560		HPbulb	11.0		0	1.00	171.1	3.0		700
	LOC	508	10	8.71	6.47	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	171.6	
	BUC	937	8280		8.77	171.1	F2/i/ba 13.4	171.1	H2/i/ba 0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
13	ACT	Bottom		20	300		10700	355.0	12.0	3.0	14.0	3320
	ACT	560		HPbulb	11.0		0	0.72	171.1	3.0		700
	LOC	512	9	8.71	6.53	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	172.9	
	BUC	937	8280		8.77	171.1	F2/i/ba 13.4	171.1	H2/i/ba 0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
14	ACT	Bottom		20	300		12100	355.0	12.0	3.0	17.0	3320
	ACT	572		HPbulb	11.0		0	0.72	171.1	3.0		700
	LOC	520	10	8.71	6.63	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	175.6	
	BUC	1109	9202		8.77	171.1	H2/i/ba 13.3	171.1	H2/i/ba 0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
15	ACT	Bottom		20	300		12800	355.0	12.0	3.0	17.0	3320
	ACT	572		HPbulb	11.0		0	0.72	171.1	3.0		700
	LOC	524	9	8.71	6.69	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	177.0	
	BUC	1109	9202		8.77	171.1	H2/i/ba 13.3	171.1	H2/i/ba 0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
16	ACT	Bottom		20	300		13500	355.0	12.0	3.0	17.0	3320
	ACT	572		HPbulb	11.0		0	0.72	171.1	3.0		700
	LOC	528	8	8.71	6.76	S+D Sea f H1 Sag			12.02	0.67	178.4	
	BUC	1109	9202		8.77	171.1	H2/i/ba 13.3	171.1	H2/i/ba 0.5/ 0.5	1.0/ 1.0	0.9	165.4
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
Side												
38	ACT	Side		20	280		16115	355.0	12.0	3.0	17.0	3320
	ACT	501		HPbulb	12.0		3300	0.72	57.8	3.0		800
	LOC	453	10	8.71	7.34	S+D Sea b P1 Sag P			12.02	0.90	181.0	
	BUC	405	8084		8.39	77.2	H2/i/ba 10.0	77.2	H2/i/ba 0.2/ 0.2	1.0/ 1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
39	ACT	Side		20	280		16115	355.0	12.0	3.0	15.0	3320
	ACT	494		HPbulb	12.0		4100	1.00	40.7	3.0		800
	LOC	442	11	8.71	7.26	S+D Sea b P1 Sag P			12.02	0.90	176.5	
	BUC	237	7571		8.39	54.4	F2/i/ba 8.6	54.4	H2/i/ba 0.2/ 0.2	1.0/ 1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
40	ACT	Side		20	280		16115	355.0	12.0	3.0	15.0	3320
	ACT	494		HPbulb	12.0		4900	1.00	23.7	3.0		800
	LOC	430	14	8.71	7.15	S+D Sea b P1 Sag P			12.02	0.90	172.0	
	BUC	129	7571		8.39	31.7	F2/i/ba 6.9	31.7	H2/i/ba 0.1/ 0.1	1.0/ 1.0	0.9	189.0
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											
41	ACT	Side		20	300		16115	355.0	12.0	3.0	15.0	3320
	ACT	590		HPbulb	12.0		5700	1.00	6.7	3.0		1078
	LOC	564	4	8.71	8.09	S+D Sea b P1 Sag P			12.02	0.90	167.4	
	BUC	82	9382		8.77	15.4	R1/i/ba 7.1	15.4	R1/i/ba 0.1/ 0.0	1.0/ 1.0	0.9	192.2
	Fatigue check is required. Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.											

Local Rule Requirements - Stiffeners (cont.)

Stiff. No	ACT	Pos		Type	h	b _f	y	R _{eH}	m	t _{Cw}	t _{plate}	span
	ACT	w _{net}		Type	t _w	t _f	z	k	σ _{x loc}	t _{Cf}	(mm)	spac
	LOC	w _{r net}	Exc.	t _{w min}	t _{w shear}	Load Ref.			Draught	λ _s	p	Comp
	BUC	I _{r net}	I _{net}	t _{f buc}	t _{w buc}	σ _a	σ _b	σ _x	η _{lat} /η _{tor}	S _{lat} /S _{tor}	κ _T	b _{eff}
		cm ³	%	(mm)	(mm)	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²				(mm)
42	ACT	Side		20	240		16115	355.0	0.0	3.0	15.0	0
	ACT	165		HPbulb	10.0		13800	1.00	0.0	3.0		800
	LOC	0		8.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1423		7.63	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.												
43	ACT	Side		20	260		16115	355.0	0.0	4.0	15.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		14600	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1657		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.												
44	ACT	Side		20	260		16115	355.0	0.0	4.0	15.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		15400	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1657		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.												
45	ACT	Side		20	260		16115	355.0	0.0	4.0	15.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		16200	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1657		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of loads (CSR-Bulk, Ch 4) failed. Please check input data.												
Strength deck												
46	ACT	Strdk		20	260		15315	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
47	ACT	Strdk		20	260		14515	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
48	ACT	Strdk		20	260		13715	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
49	ACT	Strdk		20	260		12915	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
50	ACT	Strdk		20	260		12115	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												
51	ACT	Strdk		20	260		11315	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0
Fatigue check is required.												
Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.												

Local Rule Requirements - Stiffeners (cont.)

Stiff. No	ACT	Pos		Type	h	b _f	y	R _{eH}	m	t _{Cw}	t _{plate}	span
	ACT	w _{net}		Type	t _w	t _f	z	k	σ _{x loc}	t _{Cf}	(mm)	spac
	LOC	w _{r net}	Exc. %	t _{w min}	t _{w shear}	Load Ref.			Draught	λ _s	p	Comp
	BUC	I _{r net}	I _{net}	t _{f buc}	t _{w buc}	σ _a	σ _b	σ _x	η _{lat} /η _{tor}	S _{lat} /S _{tor}	κ _T	b _{eff}
		cm ³		(mm)	(mm)	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²				(mm)

52	ACT	Strdk		20	260		10515	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0

Fatigue check is required.

Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.

53	ACT	Strdk		20	260		9715	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		800
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0

Fatigue check is required.

Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.

54	ACT	Strdk		20	260		8915	355.0	0.0	4.0	12.0	0
	ACT	190		HPbulb	10.0		17000	1.00	0.0	4.0		798
	LOC	0		9.71	0.00				0.00	0.00	0.0	
	BUC	0	1662		9.01	0.0 -/-	0.0	0.0 -/-	0.0/0.0	0.0/1.0	0.0	0.0

Fatigue check is required.

Computation of lateral requirement (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2) failed. Please check input data.

17 Local Rule Requirements - Transverse stiffeners

Stiff. No	ACT ACT	Pos w_{net} cm ³		Type Type	h t_w (mm)	b_f t_f (mm)	y z (mm)	R_{eH} k N/mm ²	m λ_s	$t_{c w}$ $t_{c f}$ (mm)	t_{plate} (mm)	span spac (mm)
	LOC	$w_{r net}$ cm ³	Exc. %	$t_{w min}$ (mm)	$t_{w shear}$ (mm)	$t_{f buc}$ (mm)	Load Ref.			Draught (m)	p kN/m ²	Comp ref.

Outer Shell

- S.Bottom (Trv. stiffener). End points (y,z) = (11400, 0)-(13615, 0).
ACT S.Bott 0 0 0 11400 235.0 10.0 3.0 17.0 2215
ACT 0 0.0 0.0 0 1.00 0.90 3.0 830
LOC * 359 -100 8*7 0.0 S+D Sea b R1 Sag P 12.02 186.7
Computation of minimum stiffener dimensions (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2, [2.3]) failed because stiffener type is not specified.
- Bilge (Trv. stiffener). End points (y,z) = (13615, 0)-(16115, 2500).
ACT Bilge 0 0 0 13615 235.0 10.0 3.0 17.0 2215
ACT 0 0.0 0.0 0 1.00 0.90 3.0 830
LOC * 371 -100 8*3 0.0 S+D Sea b R1 Sag P 12.02 192.7
Computation of minimum stiffener dimensions (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2, [2.3]) failed because stiffener type is not specified.
- Side (Trv. stiffener). End points (y,z) = (16115, 2500)-(16115, 7150).
ACT Side 0 0 0 16115 235.0 10.0 3.0 15.0 2215
ACT 0 0.0 0.0 2500 1.00 0.90 3.0 830
LOC * 332 -100 8*3 0.0 S+D Sea b P1 Sag P 12.02 172.4
Computation of minimum stiffener dimensions (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2, [2.3]) failed because stiffener type is not specified.
- Side (Trv. stiffener). End points (y,z) = (16115, 7150)-(16115, 13000).
ACT Side 0 0 0 16115 235.0 10.0 4.5 15.0 2215
ACT 0 0.0 0.0 7150 1.00 0.90 4.5 830
LOC * 275 -100 10*5 0.0 S+D Sea b P1 Sag P 12.02 142.6
Computation of minimum stiffener dimensions (CSR-Bulk, Ch 6, Sec 2, [2.3]) failed because stiffener type is not specified.

NOTE: The pressure for the transverse stiffeners is calculated at the mid span. The mean value principle in the CSR-Bulk Rules Ch.6, Sec.2, [1.4.2] is not applied.

18 Torsional Section Characteristics

Shear centre position, y..... (mm) : 0
 Shear centre position, z..... (mm) : -6540
 Torsional constant, It..... (cm4) : 7.88851e+08
 Sectorial moment of inertia, I_{ωω}..... (cm6) : 2.09863e+16

Accum. horz. force, F_y..... (N) : 1.00
 Accum. vert. force, F_z..... (N) : 1.00
 Accumulated torsion, M_x..... (Nm) : 1.00

The resulting values F_y, F_z and M_x above are calculated by integrating the shear flow in the structure.
 F_y = F_z = M_x = 1.0 indicates a correct shear flow distribution.

18.1 Distribution of the vertical shear force

Panel	Vertical force (1 panel) (N)	No of	Vertical force (both sides) (N)
Inner Bottom & Hopper Tank	0.10	2	0.20
Bottom girder 11400	0.01	2	0.01
Top Wing Tank	0.03	2	0.06
Outer Shell (side)	0.36	2	0.72
Sum, all panels	0.49		0.99

The table shows how a vertical shear force = 1 N is distributed over the panels.

Verification:
 The expected summed-up vertical force in the rightmost column = 1.00 N.

19 Shear Flow (Unit Loads)

Position			t mm	Shear flow (q) and acting direction (Fi)							Unit warping Omega cm ²
Pl. No	S ₁ mm	Pr. or Nod		Horz. force = 1 N		Vert. force = 1 N			Torsion = 1 Nm		
				q(Fy1) N/mm	Fi deg	q(Fz1) N/mm	Fi deg	q(Mx1) N/mm	Fi deg	qs(Mx1) N/mm	
Inner Bottom & Hopper Tank											
1	1.end	N	16.8	2.172e-05	0	6.455e-08	180	4.050e-06	180	3.557e-08	0
1	300	17	16.8	2.172e-05	0	1.430e-07	0	4.050e-06	180	3.557e-08	-20348
1	300	17	16.8	2.172e-05	0	2.531e-07	0	4.050e-06	180	3.557e-08	-20348
1	900	N	16.8	2.170e-05	0	6.682e-07	0	4.050e-06	180	3.557e-08	-61045
1	900	N	16.8	2.206e-05	0	2.211e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-61045
1	2.end		16.8	2.205e-05	0	2.349e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-74697
2	500	18	16.8	2.201e-05	0	2.695e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-108829
2	500	18	16.8	2.200e-05	0	2.779e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-108829
2	1200	19	16.8	2.193e-05	0	3.264e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-156614
2	1200	19	16.8	2.192e-05	0	3.348e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-156614
2	1900	20	16.8	2.182e-05	0	3.832e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-204399
2	1900	20	16.8	2.180e-05	0	3.917e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-204399
2	2.end		16.8	2.168e-05	0	4.384e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-250545
3	24	21	16.8	2.168e-05	0	4.401e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-252183
3	24	21	16.8	2.165e-05	0	4.485e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-252183
3	724	N	16.8	2.151e-05	0	4.969e-06	0	3.958e-06	180	3.557e-08	-299968
3	724	N	16.8	2.140e-05	0	6.741e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-299968
3	1424	22	16.8	2.123e-05	0	7.225e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-347796
3	1424	22	16.8	2.120e-05	0	7.309e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-347796
3	2124	23	16.8	2.100e-05	0	7.794e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-395624
3	2124	23	16.8	2.096e-05	0	7.878e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-395624
3	2.end		16.8	2.082e-05	0	8.191e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-426508
4	248	24	16.8	2.074e-05	0	8.362e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-443453
4	248	24	16.8	2.070e-05	0	8.447e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-443453
4	948	25	16.8	2.045e-05	0	8.931e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-491281
4	948	25	16.8	2.040e-05	0	9.015e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-491281
4	1648	N	16.8	2.012e-05	0	9.499e-06	0	3.945e-06	180	3.557e-08	-539109
4	1648	N	16.8	1.968e-05	0	1.168e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-539109
4	2348	26	16.8	1.938e-05	0	1.216e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-586677
4	2348	26	16.8	1.933e-05	0	1.225e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-586677
4	2.end		16.8	1.922e-05	0	1.241e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-602170
5	472	27	16.8	1.900e-05	0	1.273e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-634244
5	472	27	16.8	1.894e-05	0	1.282e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-634244
5	1172	28	16.8	1.859e-05	0	1.330e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-681812
5	1172	28	16.8	1.853e-05	0	1.339e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-681812
5	1872	29	16.8	1.815e-05	0	1.387e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-729380
5	1872	29	16.8	1.808e-05	0	1.396e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-729380
5	2572	N	16.8	1.768e-05	0	1.444e-05	0	4.024e-06	180	3.557e-08	-776947
5	2572	N	16.8	1.690e-05	47	1.812e-05	47	4.365e-06	227	3.557e-08	-776947
5	2.end		16.8	1.690e-05	47	1.813e-05	47	4.365e-06	227	3.557e-08	-776772
6	796	30	15.8	1.644e-05	47	1.861e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-740807
6	796	30	15.8	1.636e-05	47	1.868e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-740807
6	1596	31	15.8	1.588e-05	47	1.908e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-704661
6	1596	31	15.8	1.580e-05	47	1.914e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-704661
6	2.end		15.8	1.536e-05	47	1.942e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-672853
7	96	32	15.8	1.530e-05	47	1.946e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-668515
7	96	32	15.8	1.522e-05	47	1.950e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-668515
7	896	33	15.8	1.470e-05	47	1.975e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-632370
7	896	33	15.8	1.461e-05	47	1.978e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-632370
7	1696	34	15.8	1.407e-05	47	1.994e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-596224
7	1696	34	15.8	1.398e-05	47	1.996e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-596224
7	2.end		15.8	1.355e-05	47	2.003e-05	47	4.365e-06	227	3.145e-08	-568934
8	196	35	14.3	1.342e-05	47	2.005e-05	47	4.365e-06	227	2.574e-08	-559627
8	196	35	14.3	1.333e-05	47	2.005e-05	47	4.365e-06	227	2.574e-08	-559627
8	996	36	14.3	1.280e-05	47	2.006e-05	47	4.365e-06	227	2.574e-08	-521640
8	996	36	14.3	1.270e-05	47	2.005e-05	47	4.365e-06	227	2.574e-08	-521640
8	1796	37	14.3	1.215e-05	47	1.998e-05	47	4.365e-06	227	2.574e-08	-483653
8	1796	37	14.3	1.205e-05	47	1.996e-05	47	4.365e-06	227	2.574e-08	-483653
8	2.end	N	14.3	1.171e-05	47	1.989e-05	47	4.365e-06	227	2.574e-08	-461217
Bottom girder 900											
1	1.end	N	9.3	4.143e-07	90	4.897e-07	90	9.271e-08	90	1.085e-08	-78695
1	2.end	N	9.3	3.585e-07	90	1.543e-06	90	9.271e-08	90	1.085e-08	-61045

Shear Flow (Unit Loads) (cont.)

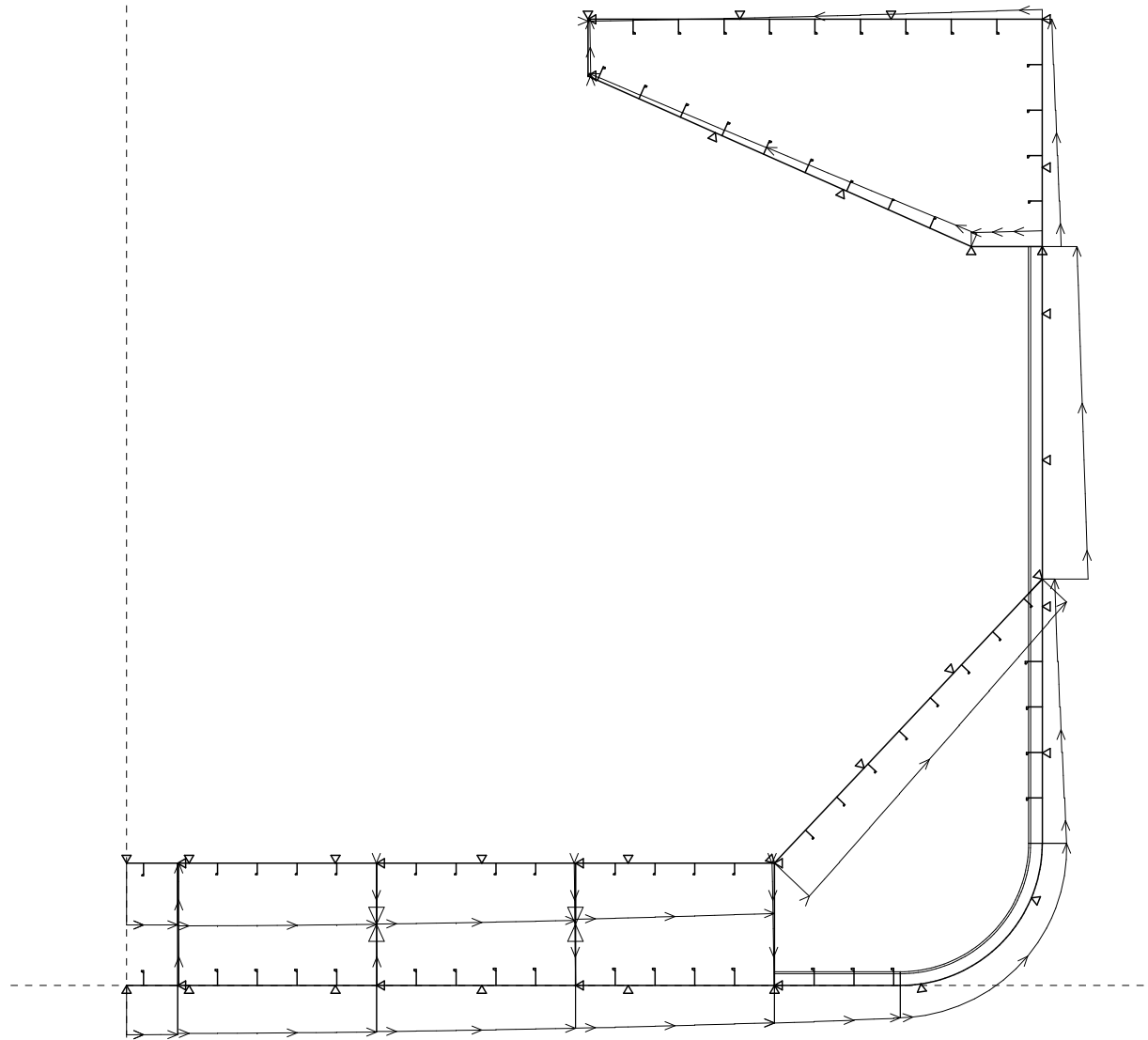
Position			t mm	Shear flow (q) and acting direction (Fi)								Unit warping Omega cm ²
Pl. No	S ₁ mm	Pr. or Nod		Horz. force = 1 N		Vert. force = 1 N		Torsion = 1 Nm				
				q(Fy1) N/mm	Fi deg	q(Fz1) N/mm	Fi deg	q(Mx1) N/mm	Fi deg	qs(Mx1) N/mm		
Bottom girder 4400												
1	1.end	N	9.5	1.774e-07	90	6.900e-07	90	1.317e-08	90	1.144e-08	-394333	
1	2.end	N	9.5	1.028e-07	270	1.771e-06	90	1.317e-08	90	1.144e-08	-299968	
Bottom girder 44												
1	1.end	N	9.5	6.428e-08	90	1.100e-06	90	7.899e-08	270	1.144e-08	-710369	
1	2.end	N	9.5	4.387e-07	270	2.181e-06	90	7.899e-08	270	1.144e-08	-539109	
Bottom girder 11400												
1	1.end	N	9.5	5.132e-08	270	2.604e-06	90	3.418e-07	270	1.144e-08	-1028150	
1	2.end	N	9.5	7.771e-07	270	3.685e-06	90	3.418e-07	270	1.144e-08	-776947	
Top Wing Tank												
1	1.end	N	11.3	5.567e-06	180	1.483e-05	180	2.862e-06	0	1.604e-08	481510	
1	2.end	N	11.3	4.888e-06	180	1.376e-05	180	2.862e-06	0	1.604e-08	750848	
2	1.end	N	11.8	4.888e-06	156	1.376e-05	156	2.862e-06	336	1.750e-08	750848	
2	800	55	11.8	4.463e-06	156	1.303e-05	156	2.862e-06	336	1.750e-08	957378	
2	800	55	11.8	4.364e-06	156	1.285e-05	156	2.862e-06	336	1.750e-08	957378	
2	1600	56	11.8	3.961e-06	156	1.208e-05	156	2.862e-06	336	1.750e-08	1163908	
2	1600	56	11.8	3.868e-06	156	1.190e-05	156	2.862e-06	336	1.750e-08	1163908	
2	2400	57	11.8	3.486e-06	156	1.110e-05	156	2.862e-06	336	1.750e-08	1370439	
2	2400	57	11.8	3.397e-06	156	1.090e-05	156	2.862e-06	336	1.750e-08	1370439	
2	2.end	N	11.8	3.368e-06	156	1.084e-05	156	2.862e-06	336	1.750e-08	1386961	
3	736	58	11.5	3.044e-06	156	1.009e-05	156	2.862e-06	336	1.676e-08	1577276	
3	736	58	11.5	2.931e-06	156	9.815e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	1577276	
3	1536	59	11.5	2.599e-06	156	8.969e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	1784141	
3	1536	59	11.5	2.492e-06	156	8.684e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	1784141	
3	2336	60	11.5	2.181e-06	156	7.805e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	1991005	
3	2336	60	11.5	2.082e-06	156	7.510e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	1991005	
3	2.end	N	11.5	2.034e-06	156	7.366e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	2024103	
4	672	61	11.5	1.792e-06	156	6.599e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	2197870	
4	672	61	11.5	1.700e-06	156	6.293e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	2197870	
4	1472	62	11.5	1.431e-06	156	5.349e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	2404734	
4	1472	62	11.5	1.345e-06	156	5.032e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	2404734	
4	2272	63	11.5	1.097e-06	156	4.057e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	2611598	
4	2272	63	11.5	1.019e-06	156	3.729e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	2611598	
4	2454	N	11.5	9.652e-07	156	3.502e-06	156	2.862e-06	336	1.676e-08	2658679	
4	2454	N	11.5	9.652e-07	90	3.502e-06	90	2.862e-06	270	1.676e-08	2658679	
4	2.end	N	11.5	9.629e-07	90	3.492e-06	90	2.862e-06	270	1.676e-08	2659478	
5	2.end	N	11.5	6.742e-07	90	2.191e-06	90	2.862e-06	270	1.676e-08	2759510	
Outer Shell												
1	1.end	N	14.5	1.736e-05	0	0.000e+00	0	4.050e-06	0	2.665e-08	0	
1	300	1	14.5	1.736e-05	0	2.809e-07	0	4.050e-06	0	2.665e-08	-26232	
1	300	1	14.5	1.735e-05	0	4.957e-07	0	4.050e-06	0	2.665e-08	-26232	
1	900	N	14.5	1.734e-05	0	1.058e-06	0	4.050e-06	0	2.665e-08	-78695	
1	900	N	14.5	1.692e-05	0	5.678e-07	0	3.958e-06	0	2.665e-08	-78695	
1	2.end	N	14.5	1.691e-05	0	7.551e-07	0	3.958e-06	0	2.665e-08	-96082	
2	500	2	12.5	1.689e-05	0	1.159e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-141271	
2	500	2	12.5	1.687e-05	0	1.423e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-141271	
2	1200	3	12.5	1.681e-05	0	1.988e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-204537	
2	1200	3	12.5	1.679e-05	0	2.251e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-204537	
2	1900	4	12.5	1.671e-05	0	2.816e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-267802	
2	1900	4	12.5	1.667e-05	0	3.080e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-267802	
2	2.end	N	12.5	1.659e-05	0	3.626e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-328898	
3	24	5	12.5	1.658e-05	0	3.645e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-331067	
3	24	5	12.5	1.654e-05	0	3.909e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-331067	
3	724	N	12.5	1.643e-05	0	4.474e-06	0	3.958e-06	0	1.981e-08	-394333	
3	724	N	12.5	1.625e-05	0	3.784e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-394333	
3	1424	6	12.5	1.612e-05	0	4.349e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-457540	
3	1424	6	12.5	1.605e-05	0	4.613e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-457540	
3	2124	7	12.5	1.591e-05	0	5.178e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-520747	
3	2124	7	12.5	1.583e-05	0	5.442e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-520747	
3	2.end	N	12.5	1.573e-05	0	5.807e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-561561	

Shear Flow (Unit Loads) (cont.)

Position			t mm	Shear flow (q) and acting direction (Fi)								Unit warping Omega cm ²
Pl. No	S ₁ mm	Pr. or Nod		Horz. force = 1 N		Vert. force = 1 N		Torsion = 1 Nm				
				q(Fy1) N/mm	Fi deg	q(Fz1) N/mm	Fi deg	q(Mx1) N/mm	Fi deg	qs(Mx1) N/mm		
4	248	8	12.5	1.566e-05	0	6.007e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-583955	
4	248	8	12.5	1.558e-05	0	6.277e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-583955	
4	948	9	12.5	1.539e-05	0	6.842e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-647162	
4	948	9	12.5	1.530e-05	0	7.113e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-647162	
4	1648	N	12.5	1.509e-05	0	7.678e-06	0	3.945e-06	0	1.981e-08	-710369	
4	1648	N	12.5	1.503e-05	0	6.578e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-710369	
4	2348	10	12.5	1.480e-05	0	7.143e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-773925	
4	2348	10	12.5	1.469e-05	0	7.413e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-773925	
4	2.end		12.5	1.461e-05	0	7.597e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-794626	
5	472	11	12.5	1.445e-05	0	7.978e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-837482	
5	472	11	12.5	1.433e-05	0	8.248e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-837482	
5	1172	12	12.5	1.406e-05	0	8.813e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-901038	
5	1172	12	12.5	1.393e-05	0	9.083e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-901038	
5	1872	13	12.5	1.365e-05	0	9.648e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-964594	
5	1872	13	12.5	1.351e-05	0	9.919e-06	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-964594	
5	2572	N	12.5	1.321e-05	0	1.048e-05	0	4.024e-06	0	1.981e-08	-1028150	
5	2572	N	12.5	1.326e-05	0	7.880e-06	0	4.365e-06	0	1.981e-08	-1028150	
5	2.end		12.5	1.326e-05	0	7.883e-06	0	4.365e-06	0	1.981e-08	-1028522	
6	696	14	15.5	1.286e-05	0	8.580e-06	0	4.365e-06	0	3.046e-08	-1089505	
6	696	14	15.5	1.271e-05	0	8.850e-06	0	4.365e-06	0	3.046e-08	-1089505	
6	1396	15	15.5	1.228e-05	0	9.550e-06	0	4.365e-06	0	3.046e-08	-1150839	
6	1396	15	15.5	1.212e-05	0	9.821e-06	0	4.365e-06	0	3.046e-08	-1150839	
6	2096	16	15.5	1.167e-05	0	1.052e-05	0	4.365e-06	0	3.046e-08	-1212173	
6	2096	16	15.5	1.150e-05	0	1.079e-05	0	4.365e-06	0	3.046e-08	-1212173	
6	2211	N	15.5	1.142e-05	0	1.091e-05	0	4.365e-06	0	3.046e-08	-1222249	
6	2211	N	15.5	1.142e-05	0	1.091e-05	0	4.365e-06	0	3.046e-08	-1222249	
6	2.end		15.5	1.118e-05	8	1.127e-05	8	4.365e-06	8	3.046e-08	-1250492	
7	2.end		15.5	9.300e-06	67	1.359e-05	67	4.365e-06	67	3.046e-08	-1213135	
8	986	N	15.5	8.536e-06	90	1.424e-05	90	4.365e-06	90	3.046e-08	-1096952	
8	986	N	15.5	8.536e-06	90	1.424e-05	90	4.365e-06	90	3.046e-08	-1096952	
8	1786	38	15.5	7.913e-06	90	1.465e-05	90	4.365e-06	90	3.046e-08	-985806	
8	1786	38	15.5	7.708e-06	90	1.477e-05	90	4.365e-06	90	3.046e-08	-985806	
8	2.end		15.5	7.093e-06	90	1.507e-05	90	4.365e-06	90	3.046e-08	-876047	
9	10	39	13.5	7.086e-06	90	1.507e-05	90	4.365e-06	90	2.310e-08	-874692	
9	10	39	13.5	6.881e-06	90	1.515e-05	90	4.365e-06	90	2.310e-08	-874692	
9	810	40	13.5	6.338e-06	90	1.533e-05	90	4.365e-06	90	2.310e-08	-766178	
9	810	40	13.5	6.133e-06	90	1.537e-05	90	4.365e-06	90	2.310e-08	-766178	
9	1610	41	13.5	5.590e-06	90	1.545e-05	90	4.365e-06	90	2.310e-08	-657665	
9	1610	41	13.5	5.365e-06	90	1.546e-05	90	4.365e-06	90	2.310e-08	-657665	
9	2.end		13.5	4.710e-06	90	1.543e-05	90	4.365e-06	90	2.310e-08	-526634	
10	484	N	13.3	4.388e-06	90	1.537e-05	90	4.365e-06	90	2.226e-08	-461217	
10	484	N	13.3	1.610e-05	90	3.526e-05	90	0.000e+00	90	2.226e-08	-461217	
10	2.end		13.3	1.471e-05	90	3.459e-05	90	0.000e+00	90	2.226e-08	-124090	
11	2.end		13.3	1.300e-05	90	3.290e-05	90	0.000e+00	90	2.226e-08	291032	
12	1182	N	13.3	1.221e-05	90	3.181e-05	90	0.000e+00	90	2.226e-08	481510	
12	1182	N	13.3	6.642e-06	90	1.698e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	481510	
12	1982	42	13.3	6.109e-06	90	1.613e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	596799	
12	1982	42	13.3	5.966e-06	90	1.589e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	596799	
12	2.end		13.3	5.570e-06	90	1.519e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	682403	
13	206	43	13.3	5.433e-06	90	1.494e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	712089	
13	206	43	13.3	5.281e-06	90	1.466e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	712089	
13	1006	44	13.3	4.748e-06	90	1.362e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	827378	
13	1006	44	13.3	4.596e-06	90	1.331e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	827378	
13	1806	45	13.3	4.063e-06	90	1.218e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	942668	
13	1806	45	13.3	3.911e-06	90	1.185e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	942668	
13	2.end	N	13.3	3.378e-06	90	1.063e-05	90	2.862e-06	90	2.226e-08	1057957	
14	1.end	N	10.0	3.378e-06	180	1.063e-05	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1057957	
14	800	46	10.0	2.986e-06	180	9.670e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1228219	
14	800	46	10.0	2.841e-06	180	9.307e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1228219	
14	1600	47	10.0	2.469e-06	180	8.351e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1398480	
14	1600	47	10.0	2.332e-06	180	7.988e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1398480	
14	2400	48	10.0	1.980e-06	180	7.033e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1568742	
14	2400	48	10.0	1.850e-06	180	6.670e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1568742	
14	2.end		10.0	1.740e-06	180	6.359e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1624077	
15	540	49	10.0	1.518e-06	180	5.714e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1739004	
15	540	49	10.0	1.396e-06	180	5.351e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1739004	

Shear Flow (Unit Loads) (cont.)

Position			t mm	Shear flow (q) and acting direction (Fi)							Unit warping Omega cm ²
Pl. No	S ₁ mm	Pr. or Nod		Horz. force = 1 N		Vert. force = 1 N		Torsion = 1 Nm			
				q(Fy1) N/mm	Fi deg	q(Fz1) N/mm	Fi deg	q(Mx1) N/mm	Fi deg	qs(Mx1) N/mm	
15	1340	50	10.0	1.084e-06	180	4.396e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1909266
15	1340	50	10.0	9.689e-07	180	4.033e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	1909266
15	2140	51	10.0	6.768e-07	180	3.077e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	2079527
15	2140	51	10.0	5.696e-07	180	2.714e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	2079527
15	2.end		10.0	3.904e-07	180	2.093e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	2190198
16	280	52	10.0	2.975e-07	180	1.759e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	2249789
16	280	52	10.0	1.979e-07	180	1.396e-06	180	2.862e-06	180	1.268e-08	2249789
16	1080	53	10.0	5.437e-08	0	4.401e-07	180	2.862e-06	180	1.268e-08	2420051
16	1080	53	10.0	1.464e-07	0	7.717e-08	180	2.862e-06	180	1.268e-08	2420051
16	1880	54	10.0	3.787e-07	0	8.784e-07	0	2.862e-06	180	1.268e-08	2590313
16	1880	54	10.0	4.631e-07	0	1.241e-06	0	2.862e-06	180	1.268e-08	2590313
16	2.end	N	10.0	6.742e-07	0	2.191e-06	0	2.862e-06	180	1.268e-08	2759510



Shear Flow / Stresses:

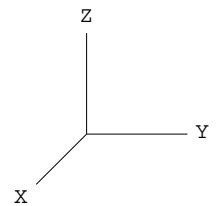
Unit Loads

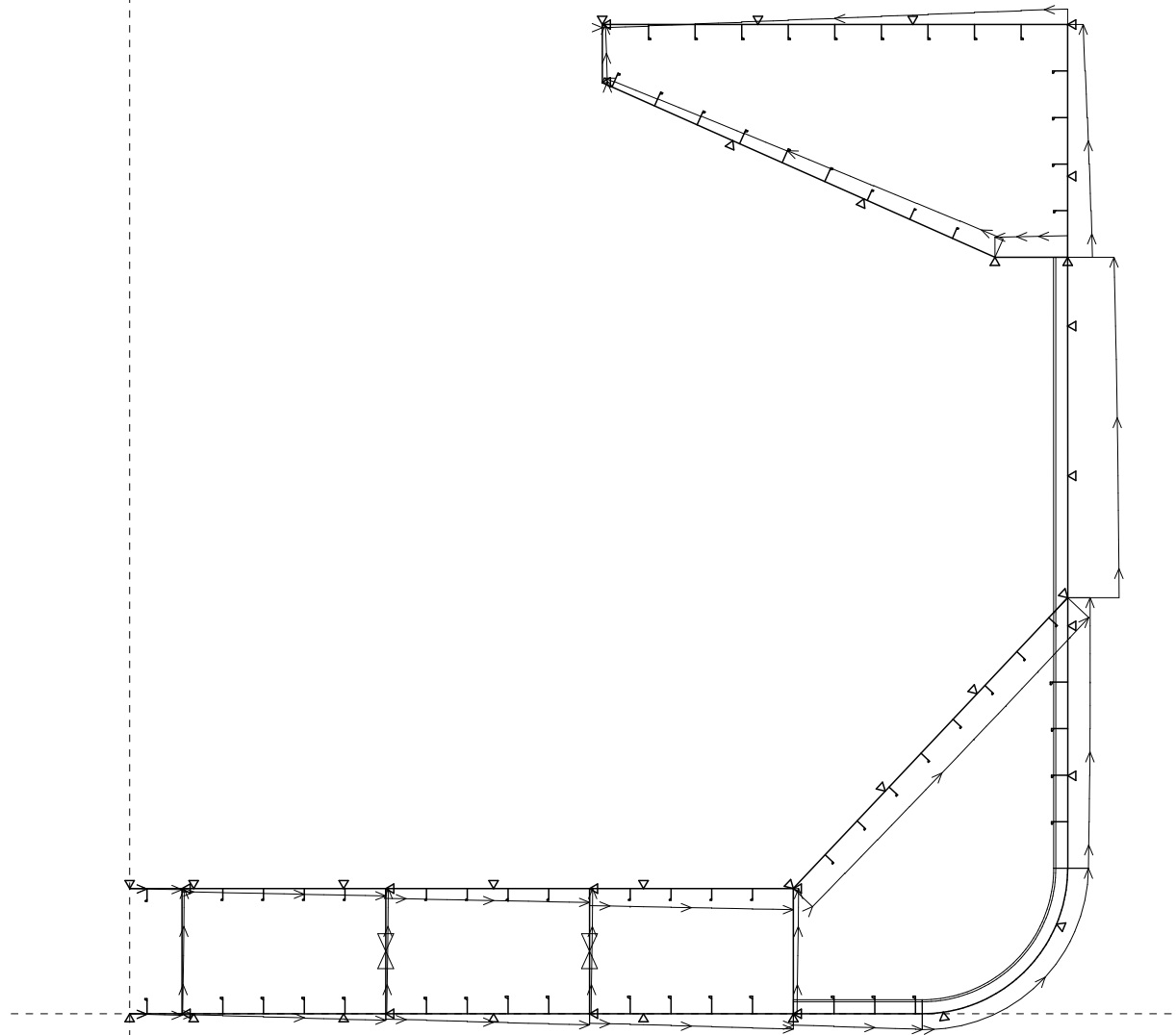
$$F_y = F_z = 1 \text{ N}$$

$$M_x = 1 \text{ Nm}$$

Shear Flow Due to F_y

$$1 \text{ cm} = 2.50e-05 \text{ N/mm}$$





Shear Flow / Stresses:

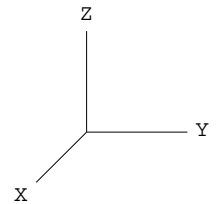
Unit Loads

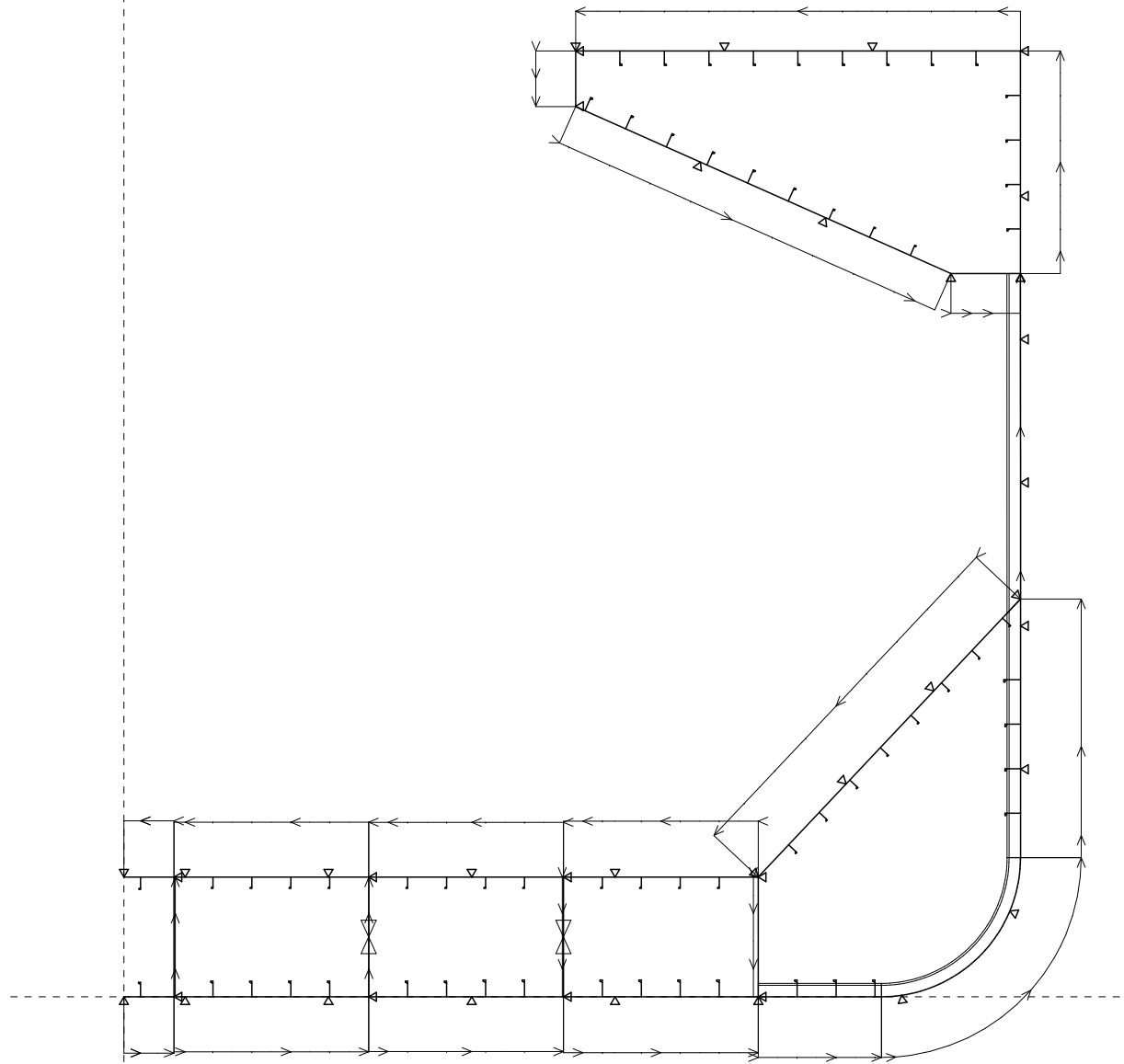
$$F_y = F_z = 1 \text{ N}$$

$$M_x = 1 \text{ Nm}$$

Shear Flow Due to F_z

$$1 \text{ cm} = 5.00e-05 \text{ N/mm}$$





Shear Flow / Stresses:

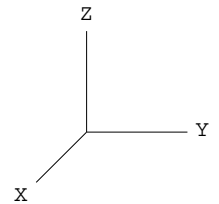
Unit Loads

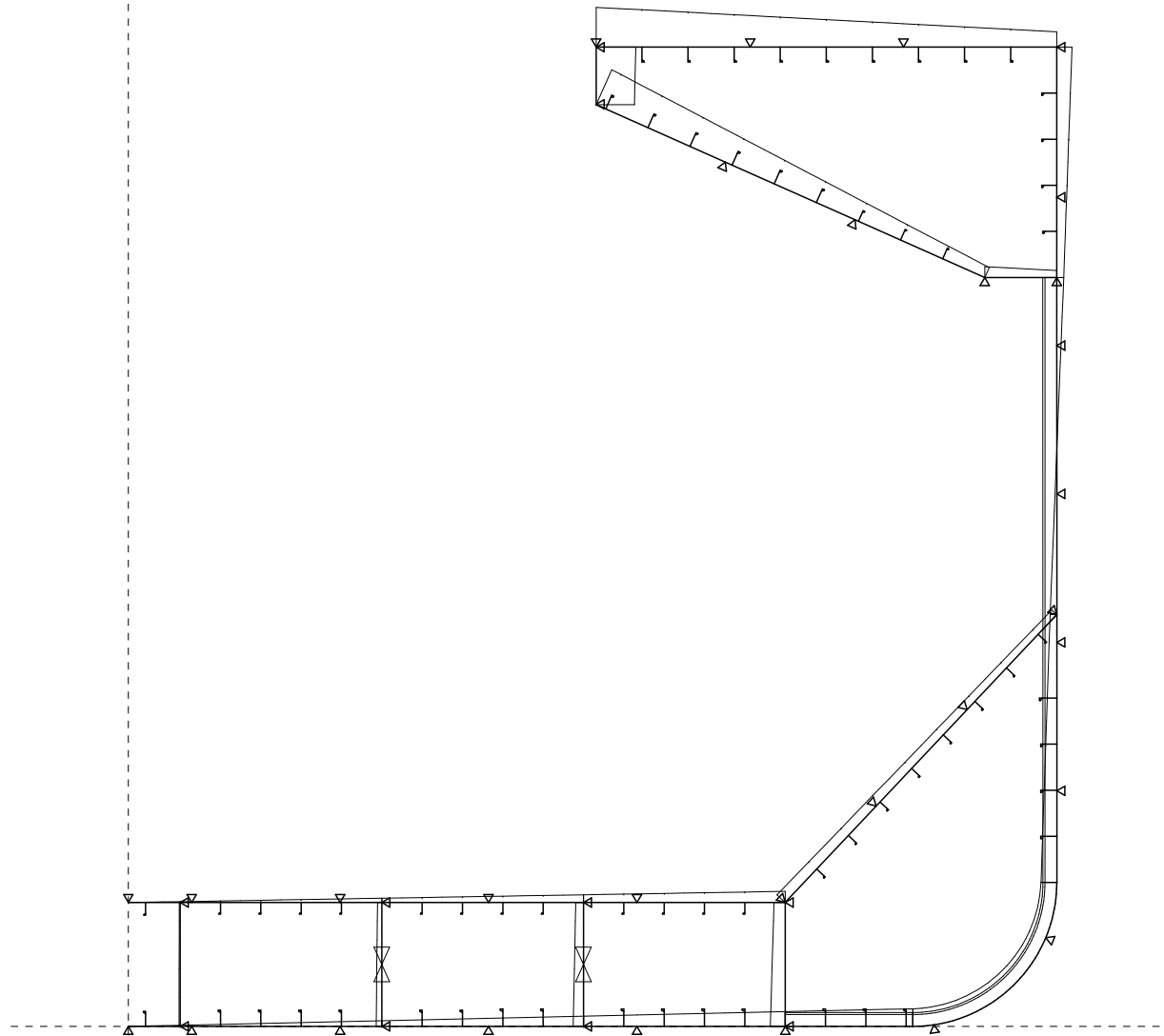
$$F_y = F_z = 1 \text{ N}$$

$$M_x = 1 \text{ Nm}$$

Shear Flow Due to M_x

$$1 \text{ cm} = 5.00e-06 \text{ N/mm}$$





Shear Flow / Stresses:

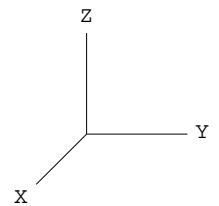
Unit Loads

$$F_y = F_z = 1 \text{ N}$$

$$M_x = 1 \text{ Nm}$$

Unit Warping

$$1 \text{ cm} = 5.00e+06 \text{ N/mm}$$



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un buque granelero de 45000TPM

Cuaderno 6

Disposición de Cámara de Máquinas

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1.	Selección de la Planta Propulsora	5
1.1.	Selección del Motor Principal.....	5
1.1.1.	Agua y aceite en el motor	7
1.2.	Línea de Ejes.....	8
1.2.1.	Eje intermedio	8
1.2.2.	Eje de cola	10
2.	Grupos generadores auxiliares	11
2.1.	Motores auxiliares de los generadores.....	12
2.2.	Generador de cola y PTO.....	14
2.3.	Diésel de emergencia	14
2.4.	Calderas	15
3.	Estimación de consumos	17
3.1.	Consumo del Motor Principal.....	17
4.	Sistema de Combustible.....	19
4.1.	Características de los combustibles	19
4.2.	Circuito del sistema de combustible	20
4.3.	Dimensionamiento de tanques	22
4.3.1.	Cálculo de la masa de combustible necesaria, mediante la autonomía	22
4.3.2.	Tanques de Servicio Diario	23
4.3.3.	Tanques de Sedimentación	24
4.3.4.	Tanques de Almacenamiento.....	25
4.3.5.	Tanques de Reboses y Derrames de combustible.....	28
4.3.6.	Tanque de Lodos	28
4.4.	Bombas	28
4.4.1.	Bombas de trasiego de combustible	28
4.4.2.	Bomba previa a la depuradora	30

4.4.3.	Bomba de Suministros o de Baja.....	30
4.4.4.	Bomba de Diésel.....	30
4.4.5.	Bomba de lodos	30
4.5.	Sistema de limpieza y tratamiento del combustible.....	31
4.5.1.	Separadoras centrífugas de combustible pesado (HFO).....	34
4.5.2.	Bombas de alimentación de las separadoras de HFO.....	35
4.5.3.	Pre calentador de las separadoras centrífugas de HFO.....	35
4.5.4.	Separadora centrífuga de diésel.....	36
5.	Sistema de Lubricación y Refrigeración por Aceite	37
5.1.	Motor Principal	37
5.1.2.	Sistema de lubricación de Cojinetes del Motor Principal.....	41
5.2.	Motores auxiliares.....	44
5.2.1.	Tanque de almacén de aceite de motores auxiliares.....	45
5.2.2.	Purificadora centrífuga de aceite de motores auxiliares	45
5.2.3.	Bombas de alimentación de las purificadoras	46
5.2.4.	Pre calentador de aceite lubricante de las purificadoras.....	46
5.2.5.	Tanque de recirculación de aceite de la purificadora	46
5.3.	Ejes.....	46
5.3.1.	Eje intermedio	46
5.3.2.	Eje de cola	46
6.	Sistema de refrigeración centralizado	47
6.1.	Circuito de agua salada	49
6.1.1.	Bombas de refrigeración de agua salada	49
6.1.2.	Enfriador central	49
6.1.3.	Bombas de agua salada del enfriador central	49
6.2.	Circuito de agua dulce de baja temperatura.....	50
6.2.1.	Válvula termostática del enfriador central.....	50

6.2.2.	Sistema del agua de las camisas	50
6.2.3.	Refrigeración del aire de barrido	51
6.2.4.	Bomba de agua dulce.....	51
6.2.5.	Bomba de agua dulce para servicio de puerto	51
6.2.6.	Refrigerador de aceite lubricante del motor principal	51
6.2.7.	Refrigerador de aceite lubricante de los motores auxiliares.....	51
6.3.	Circuito de alta temperatura.....	52
6.3.1.	Bomba de agua dulce para refrigeración de las camisas	52
6.3.2.	Enfriador de agua dulce para camisas del motor principal.....	52
6.3.3.	Bomba de precalentamiento del agua de camisas	52
6.3.4.	Precalentador de agua de camisas	52
6.3.5.	Enfriador de agua dulce para camisas de los motores auxiliares	52
6.3.6.	Tanque de desaireación	53
6.4.	Elementos comunes del sistema de refrigeración	53
6.4.1.	Tanque de expansión	53
7.	Sistema de aire comprimido.....	53
7.1.	Compresores principales.....	53
7.2.	Botellas principales.....	54
7.3.	Botella de aire para motores auxiliares.....	54
7.4.	Botella de aire de servicio.....	54
7.5.	Compresor de aire de emergencia y de servicio	54
8.	Servicio de ventilación de Cámara de Máquinas	55
8.1.	Ventilación normativa ISO 8861:1998	55
8.1.1.	Flujo de aire para combustión	56
8.1.2.	Flujo de aire para evacuación de la emisión de calor	58
8.1.3.	Cálculo de la emisión de calor.....	59
8.1.4.	Resultados del flujo de aire total	63

9. Sistema de gases de Exhaustación	63
ANEXO I: PLANO DE CÁMARA DE MÁQUINAS.....	66

1. Selección de la Planta Propulsora

1.1. Selección del Motor Principal

Como ya se ha indicado en el cuadernillo de la predicción de potencia y hélice, el motor seleccionado es directamente acoplado, por lo que no hace falta el uso de reductor en la línea de ejes. Se trata de un motor diésel de dos tiempos, por ser el de mayor rendimiento, el más adecuado para este tipo de buque y para la propulsión del mismo.

El motor seleccionado pertenece a la casa MAN, es el S50 ME-B/ME-C9/-G1 que consta de 6 cilindros, una potencia de 9960 kW y 127 rpm. Se ha tenido en cuenta el número de cilindros en la selección del motor para evitar el efecto indeseable de la resonancia, causado por las vibraciones torsionales, por lo que el número de cilindros y el de palas no es el mismo ni múltiplo de éste.

Los datos más relevantes del motor, es decir los puntos de funcionamiento del mismo, son los que se reflejan en la Tabla 1:

Tabla 1. Puntos de funcionamiento del motor

Punto	RPM	PME (bar)	Potencia (kW)
L1	127	20	9960
L2	127	16	7980
L3	102	20	8040
L4	102	16	6420

Donde el punto de funcionamiento L1 representa el MCR (Maximun Continuous Rating), el punto con máxima potencia nominal a las revoluciones nominales (100% potencia y 100% de las revoluciones). Se admite una sobrecarga de un 10% de la potencia durante un tiempo máximo de funcionamiento de 12 horas.

En el cuadernillo 4 se dispone de un croquis con las dimensiones principales del motor a instalar.

A continuación se muestra en un esquema la posición del centro de gravedad del motor. En primer lugar, en la Figura 1 se dispone de una vista transversal del motor desde popa:

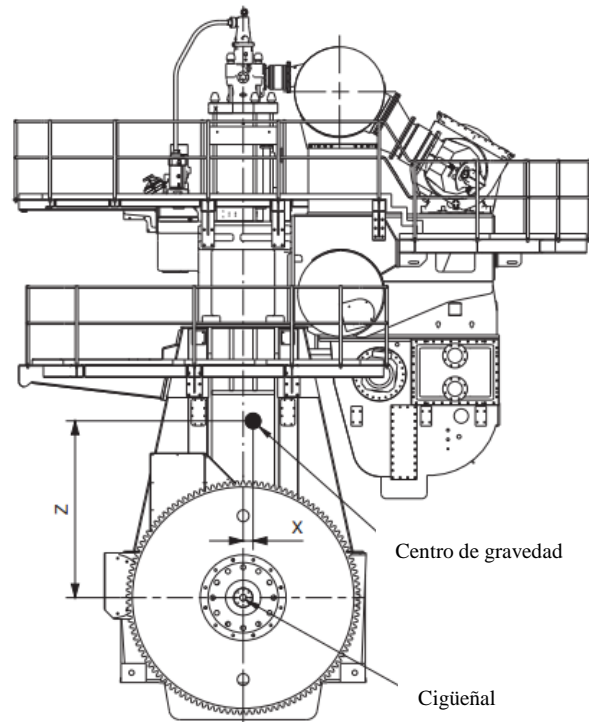


Figura 1. Vista transversal del motor

La vista longitudinal es la siguiente:

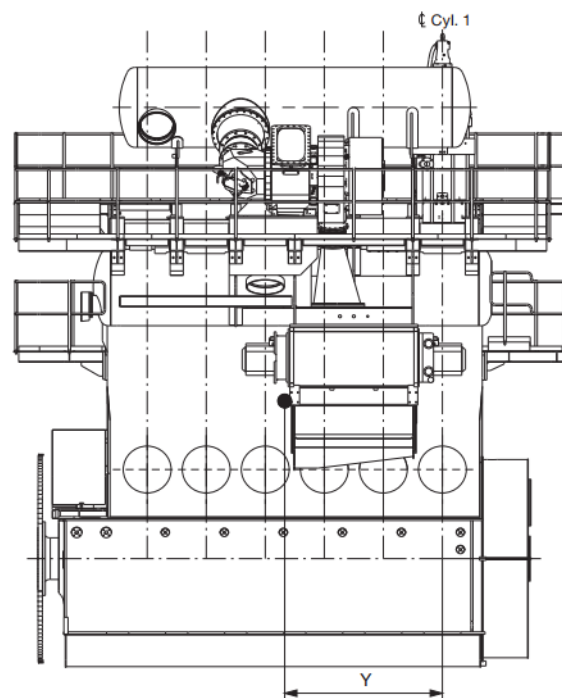


Figura 2. Vista longitudinal del motor

En la Figura 2, la proa se encuentra a la izquierda de la imagen y la popa a la derecha del mismo.

En la Tabla 2 se encuentran las medidas referidas a X, Y y Z de la situación del centro de gravedad medidas desde donde se indica en el esquema. Estas dimensiones dependen del número de cilindros de los que consta el motor, para el caso de 6 cilindros es:

Tabla 2. Posición del centro de gravedad

Posición	Distancia (mm)
X	130
Y	2270
Z	2270

1.1.1. Agua y aceite en el motor

A continuación en la Tabla 3 se recoge el peso del agua y del aceite que hay circulando dentro del motor perteneciente a la serie S50 ME-B/ME-C9/-G1 con 6 cilindros.

Tabla 3. Peso del agua y aceite en el interior del motor

Agua			Aceite			
Refrigerante de las camisas (kg)	Refrigerante del aire de barrido (kg)	Total (kg)	Interior del motor (kg)	Cárter de aceite (kg)	Aceite lubricante (kg)	Total (kg)
550	335	855	250	635	122	1007

Los consumos del motor, obtenidos al igual que el resto de datos del catálogo del motor son:

- MCR: 9960 kW
- Cilindros 6
- Disposición de los cilindros: en línea
- Diámetro del pistón: 850 mm
- Consumo
 - Combustible 170 g/kWh
 - Aceite 0,9 – 1,4 g/kWh

La hélice, acorde con el motor seleccionado, se ha seleccionado mediante Wageningen, en el cuaderno 4 aparecen los cálculos de la misma de forma detallada. A continuación se recogen las características principales de la hélice:

- $Z = 4$
- $H/D = 0,685$
- $D_{opt} = 5,872 \text{ m}$
- $A_E/A_0 = 0,60$
- $\eta_0 = 0,472$
- $\eta_R = 1,015$

1.2.Línea de Ejes

Con el fin de llevar a cabo las tareas de mantenimiento de manera más sencilla la línea de ejes se dispone en el eje intermedio y en el de cola para sacar el eje de cola por dentro de la Cámara de Máquinas.

La línea de ejes se construye de acero inoxidable, como según lo especificado en el reglamento del Lloyd's Register, la resistencia a la tracción de la línea de ejes (σ_{LE}) a de encontrar entre 400 y 800 N/mm². Al tratarse de la línea de ejes del propulsor no tienen que superar los 600 N/mm² por lo que se ha tomado para la construcción de la línea de ejes un acero inoxidable con una resistencia a la tracción de:

$$\sigma_{LE} = 500 \text{ N/mm}^2$$

1.2.1. Eje intermedio

El eje intermedio es el que une el disco del cigüeñal del motor con el eje de cola. Su diámetro mínimo determinado mediante la Sociedad de Clasificación¹:

$$d_a \geq d \geq F \cdot k \cdot \left(\frac{P_w}{n \cdot \left(1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right)} \cdot C_w \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

¹ LLOYD'S REGISTER, Pt I, Ch 1, Section 4. B

Donde:

- F es un factor en función del tipo de planta propulsora. Como se está analizando el eje intermedio, según el reglamento el valor de dicho coeficiente vale $F = 100$.
- k es un factor en función del tipo de eje, al tratarse de un eje intermedio el valor correspondiente se ha tomado el correspondiente al tipo de eje intermedio, y toma un valor de $k = 1,00$.
- P es la potencia máxima que entrega el motor en L1 medido en kW, en este caso $P = 9960 \text{ kW}$
- C_W es el factor del material su expresión se corresponde a la de la fórmula:

$$C_W = \frac{560}{R_m + 160} \quad (2)$$

Donde la resistencia a la tracción del eje del material expresada en N/mm^2 , se ha fijado que dicha resistencia vale 500 N/mm^2 .

Por lo tanto, introduciendo este valor en la expresión (2) queda:

$$C_W = \frac{560}{500 + 160} = 0,848$$

- n son las revoluciones nominales del motor expresadas en revoluciones por minuto, por lo que valen 100 rpm
- d_a es el valor real del diámetro exterior del eje
- d_i es el valor real del agujero del eje, se ha fijado que $d_i < 0,4 \cdot d_a$ ya que se desconoce el valor de ambos diámetro, quedando la expresión (3) del siguiente modo:

$$1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4 = 1,0 \quad \text{si } d_i \leq 0,4 \cdot d_a \quad (3)$$

Una vez definidos todos los coeficientes que componen la expresión (1), queda que vale:

$$d_a \geq d \geq 100 \cdot 1,0 \cdot \left(\frac{9960}{127 \cdot (1)} \cdot 0,848\right)^{\frac{1}{2}} = 405,228 \approx 405,3 \text{ mm}$$

Para el eje intermedio, el valor del radio de las bridas (r_{brida}) debe ser al menos un 8% superior al diámetro mínimo del eje calculado anteriormente, es decir:

$$r_{brida} = \frac{d_a}{2} + 0,08 \cdot d_a \quad (4)$$

Con lo que se obtiene que:

$$r_{brida} = \frac{405,3}{2} + 0,08 \cdot 405,3 = 235,03 \text{ mm}$$

El diámetro será:

$$D_{brida} = 2 \cdot r_{brida} \approx 470,1 \text{ mm}$$

Los pernos en el eje intermedio han de tener un diámetro mínimo (d_s) que se obtiene mediante la aplicación de la expresión que se muestra a continuación:

$$d_s = 16 \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot P_w}{n \cdot D \cdot z \cdot R_m}} \quad (5)$$

El número de pernos a instalar en el eje intermedio (z) cuyo valor se ha fijado en 20, tomando como referencia buques similares; empleando el diámetro de las bridas (D), queda que el valor del diámetro mínimo de los pernos (d_s) es de:

$$d_s = 16 \cdot \sqrt{\frac{10^6 \cdot 9960}{127 \cdot 470,1 \cdot 20 \cdot 500}} = 65,35 \text{ mm}$$

Una vez calculado este diámetro ya se puede proceder a calcular el diámetro del disco de unión, en el que se debe dejar un margen de 100 mm de margen en el diámetro, quedando el diámetro del disco unión $D_{unión}$:

$$D_{unión} = d + 2 \cdot d_s + 100 \quad (6)$$

Introduciendo los valores anteriores en la expresión (6), se obtiene que:

$$D_{unión} = 470,1 + 2 \cdot 65,35 + 100 = 700,8 \text{ mm}$$

1.2.2. Eje de cola

El eje de cola es el que une el disco del eje intermedio a la hélice. El diámetro mínimo del eje de cola se calcula mediante la expresión (1) lo único es que hay algunos parámetros que varían.

$$d_a \geq d \geq F \cdot k \cdot \left(\frac{P_w}{n \cdot \left(1 - \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^4 \right)} \cdot C_w \right)^{\frac{1}{2}}$$

En este caso el factor por el tipo de propulsor correspondiente al eje del propulsor o eje de cola es de 100, coincidiendo con el escogido en el eje intermedio. El otro coeficiente que puede sufrir variación es el factor por el tipo de eje (k) que en este caso toma un valor de 1,22, el resto de parámetros que componen la ecuación (1) permanecen invariables. El resultado de introducir estos coeficientes en la ecuación mencionada es:

$$d = 100 \cdot 1,22 \cdot \left(\frac{9960}{137 \cdot (1)} \cdot 0,848 \right)^{\frac{1}{2}} = 494,38 \approx 494,4 \text{ mm}$$

2. Grupos generadores auxiliares

Los grupos generadores auxiliares están compuestos por los motores auxiliares que habrá tres de estos, el generador de cola o PTO (*Power Take Off*) y el motor diésel de emergencia.

Como no se ha de realizar el balance eléctrico del buque en el proyecto, se toman los datos obtenidos en un buque granelero de dimensiones similares, adaptándolos mediante una relación de pesos muertos.

En primer lugar se van a definir las cuatro situaciones en las que se puede trabajar el buque:

- Estancia en puerto → en la que el motor principal se encuentra parado y se realizan las operaciones de carga y descarga de la mercancía. En esta situación se está operando con un motor auxiliar mientras que los dos restantes se encuentran en *stand-by*.
- Maniobras → en la que se están realizando las operaciones normales para el atraque del buque. Se encuentran operando dos motores auxiliares mientras que el tercero se encuentra en *stand-by*.
- Navegación normal → en la que el buque cargado, navega con el motor principal a un 90% de la potencia nominal. Los motores auxiliares no trabajan ya que el generador de cola está realizando las operaciones pertenecientes a esta situación de navegación.

- Emergencia → es una situación de emergencia donde solo trabajan los servicios esenciales del buque para no poner en peligro la integridad del buque. Dada esta situación sólo opera el motor de emergencia, el resto de los grupos generadores auxiliares permanecen inactivos.

A partir de los datos obtenidos de un proyecto similar, se han adaptado los resultados obtenidos para el buque mediante una relación con las Toneladas de Peso Muerto del Buque de ambos buques. En la Tabla 4 se recogen los datos los referidos a la potencia total instalada en el buque:

Tabla 4. Potencia total instalada en el buque

Total de consumidores	
Potencia nominal (kW)	2726,46
Potencia total (kW)	2862

En la Tabla 5 se pueden apreciar los valores de la potencia en función de la situación de carga en la que se encuentren:

Tabla 5. Potencia requerida en las distintas situaciones de carga

Estancia en puerto		Maniobra		Navegación		Emergencia	
P (kW)	Q (KVAR)	P (kW)	Q (KVAR)	P (kW)	Q (KVAR)	P (kW)	Q (KVAR)
480,24	360,36	1332	999	531,72	398,79	342,9	257,4

2.1.Motores auxiliares de los generadores

Para llevar a cabo la elección del motor auxiliar de los generadores, se conoce que la potencia máxima que tiene que ser capaz de superar la máxima potencia en la cada situación de carga en función del número de generadores que se encuentren funcionando.

La potencia de un motor auxiliar se ha de tomar la de la situación más desfavorable de la que se pueden encontrar.

Existen dos situaciones de trabajo en los motores auxiliares:

- 1) Estancia en puerto, donde solo trabaja uno de los tres instalados a bordo.

2) Maniobra, en la que trabajan dos de los tres instalados.

Para la primera condición la potencia de un motor auxiliar tiene que ser superior a 480,24 kW; en cambio para la segunda situación la suma de la potencia de los dos motores instalados ha de ser superior a 1332 kW según lo indicado en la Tabla 4.

Por lo que la situación más desfavorable en la que se puede encontrar los motores auxiliares es la segunda. Las características del motor auxiliar se buscan en el catálogo de MAN “GenSets”, se ha de buscar un motor que sea capaz de proporcionar una potencia superior a 666 kW, la mitad de la potencia en maniobra, ya que se disponen de dos motores auxiliares.

El motor auxiliar seleccionado es el 6 L23/30H del fabricante de motores MAN, las características de este motor se recogen en la Tabla 6:

Tabla 6. Características del motor auxiliar L23/30H

Cilindros	Diámetro del cilindro (mm)	Carrera (mm)	Revoluciones (rpm)	Frecuencia (Hz)	Potencia motor (kW)	Potencia generador (kW)
6	225	300	720	60	780	740

En la Figura 3 se pueden apreciar las dimensiones del motor auxiliar

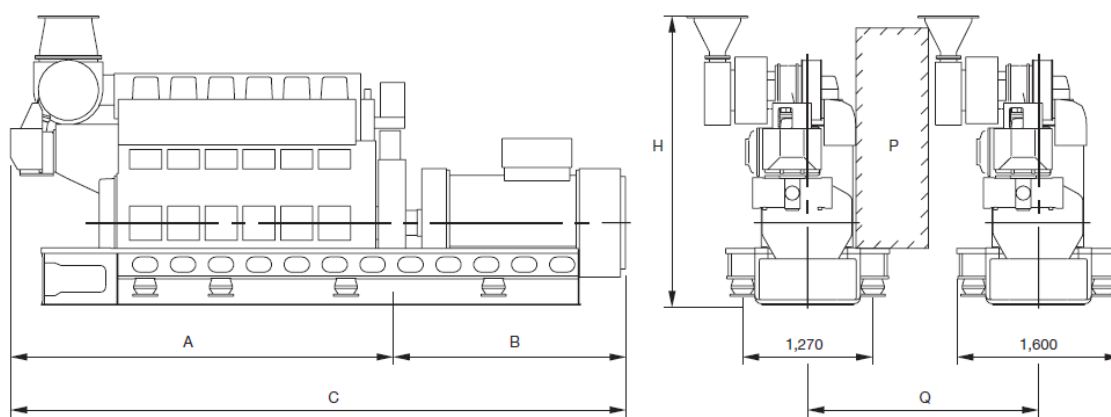


Figura 3 Esquema del motor auxiliar 6L23/30H

Donde las dimensiones A, B, C y H, así como el peso en seco del motor se obtienen del catálogo de motores GenSet incluido dentro del catálogo del motor de MAN y van a

depender del número de cilindros de los que consta el motor seleccionado. Estas características se recogen en la Tabla 7.

Tabla 7. Dimensiones principales del motor auxiliar 6L23/30H

A (mm)	B (mm)	C (mm)	H (mm)	Peso en seco (t)
3738	2265	6004	2383	19,7

2.2. Generador de cola y PTO

El generador de cola es un generador que obtiene la motricidad, es decir, la potencia mecánica, del motor principal, obteniendo la potencia mecánica de la rueda dentada situada a proa del motor principal.

De los tipos principales que hay se selecciona el BW III/RCF, ya que se encuentra sobre el motor, ocupando así un menor espacio, esto se ha encontrado en el catálogo de MAN para generadores de cola. El tipo RCF incorpora varios sistemas de control de frecuencia que permiten generar potencia eléctrica a una frecuencia eléctrica constante aunque exista una variación de la velocidad del motor.

El generador tiene que superar la potencia en la situación de maniobra, es decir, 531,72 kW.

De las opciones presentadas en el catálogo del fabricante, el generador de cola seleccionado es el DSG 62 M2-4. Las principales características del mismo se encuentran en la Tabla 8:

Tabla 8. Características de la PTO DSG 62 M2-4

Tensión (V)	Revoluciones (rpm)	Frecuencia (Hz)	Potencia Aparente (kVA)	Potencia Reactiva (kW)
440	1800	60	707	566

2.3. Diésel de emergencia

Teniendo en cuenta los datos obtenidos mediante la aproximación de los resultados del balance eléctrico de un buque similar, se obtiene que la potencia, que debe generar el grupo diésel de emergencia, tiene que ser superior a la potencia requerida en la situación de emergencia, es decir, 342,9 kW.

Buscando en el catálogo de motores, se obtiene que el motor óptimo para este proceso es el 5L16/24H cuyas características principales se recogen en la Tabla 9:

Tabla 9. Características del motor auxiliar L16/24H

Cilindros	Diámetro del cilindro (mm)	Carrera (mm)	Revoluciones (rpm)	Frecuencia (Hz)	Potencia motor (kW)	Potencia generador (kW)
5	160	240	1000	50	450	430

En la Figura 4 se pueden apreciar las dimensiones del motor auxiliar:

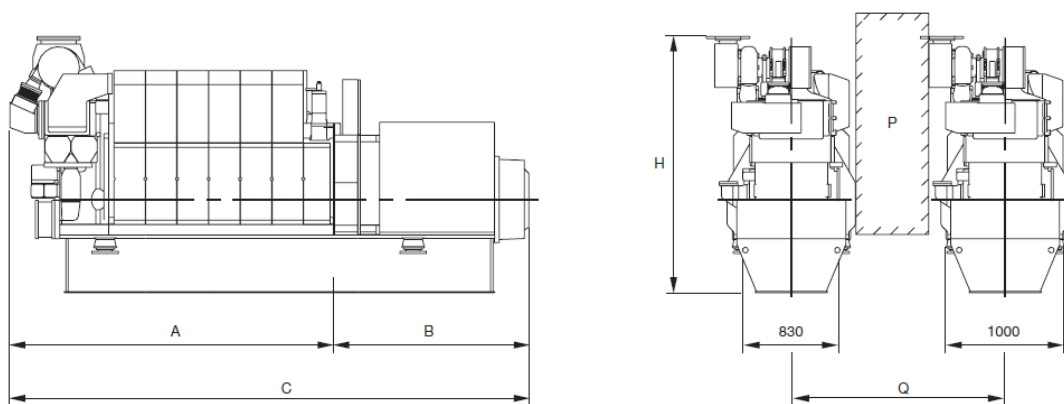


Figura 4. Esquema del motor auxiliar L16/24H

Donde las dimensiones A, B, C y H, así como el peso en seco del motor se obtienen del catálogo de motores GenSet de MAN y van a depender del número de cilindros de los que consta el motor seleccionado. Estas características se recogen en la Tabla 10.

Tabla 10. Dimensiones principales del motor auxiliar 5L15/24H

A (mm)	B (mm)	C (mm)	H (mm)	Peso en seco (t)
2751	1400	4151	2457	9,5

2.4. Calderas

A partir de los consumos de vapor que se han obtenido mediante semejanza con el buque base que son:

Tabla 11. Consumos teóricos de vapor de la caldera

Consumo de vapor	
Navegación (kgv/h)	Puerto (kgv/h)
1288,65	2078,05

La condición más desfavorable de las dispuestas es la situación de puerto, tomando un margen para la elección de la caldera entre un 5 y 10% del obtenido, se busca una caldera con una capacidad de 2300 kgv/h .

La caldera seleccionada pertenece al fabricante Alfa Laval, y es del tipo Aalborg OS-TCi, y selecciona la que tiene una capacidad de 2500 kg_{vapor}/h .

En la Figura 5 se puede apreciar las dimensiones principales de la caldera seleccionada:

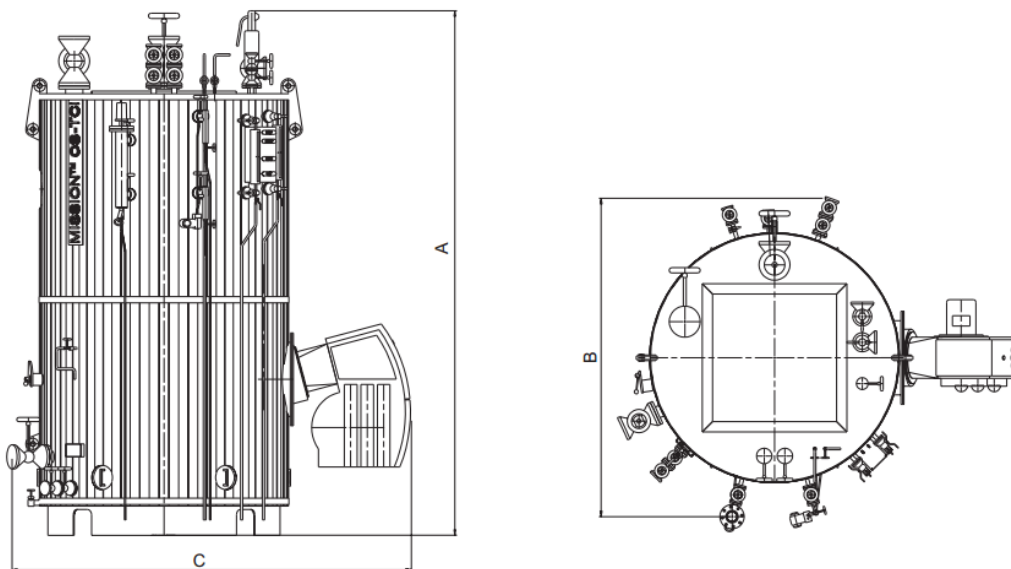


Figura 5. Dimensiones principales de la caldera

El resto de características de la caldera se recogen en la siguiente tabla, así como las dimensiones principales de la misma.

Tabla 12. Características principales de la caldera Aalborg OS-TCi

Cap. de Vapor (kg_v/h)	Presión de diseño (bar)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	Peso de la caldera en operación (m^3)
2500	10	4235	1670	3020	7,3

3. Estimación de consumos

3.1. Consumo del Motor Principal

El consumo específico de fuel oil (SFCO) correspondiente al punto de funcionamiento de L1, es decir, en el punto de funcionamiento nominal del motor, el consumo es de 170 g/kWh .

Este consumo de combustible pesado (SFOC) en el que el motor tiene una tolerancia del 5% y están basadas en el uso de combustible con un valor del poder calorífico del mismo de 42700 kJ/kg medidas en las condiciones establecidas por la ISO-F 8217:2005 son las siguientes:

- Presión atmosférica 1 bar
- Temperatura atmosférica 25°C
- Temperatura del agua de mar 25°C

El consumo de combustible pesado está garantizado con un margen del 3% para la carga en la que está optimizado y para las condiciones estándar ISO.

En la Tabla 11 se muestra la variación de consumo del motor según el punto de funcionamiento.

Tabla 13. Consumo de SFCO en función del punto de funcionamiento del motor

Punto de funcionamiento	Consumo de SFCO g/kWh		
	100%	75%	50%
L1	170	166	168,5
L2	164,5	160	164,5
L3	170	166	168,5
L4	164,5	160	164,5

El consumo específico del motor, funcionando en su punto de optimización es de Si se le aplica la tolerancia que ha de tener el motor según lo especificado en el manual del constructor, queda que el consumo específico de motor es:

$$SFOC_{(ISO)} = 1,034 \cdot 170 = 169,4 \text{ g/kWh}$$

El consumo específico del motor se va a ver afectado por las condiciones en las que se encuentre, la condición más extrema en la que se puede encontrar es en clima tropical, cuyas condiciones, especificadas en la ISO son.

- Presión atmosférica 1 bar
- Temperatura atmosférica 45°C
- Temperatura del agua de mar 32°C

Por lo que el poder calorífico del SFCO tiene un poder calorífico va a sufrir variación respecto al que se ha especificado para las condiciones estándar. Las correcciones que se efectúan, en el caso en el que el buque se encuentre en aguas tropicales, son las definidas por el fabricante:

- La corrección que hay que realizar debido a la modificación de la temperatura del aire es de aumentar un 0,2% del poder calorífico del combustible por cada 10°C de elevación de la temperatura.

$$\Delta SFCO = +0,2 \cdot (T_{ext} - T_{estandar})/10 \quad (7)$$

Por lo que en la situación de que se encuentre en una zona de clima tropical, la variación del poder calorífico del combustible es de:

$$\Delta SFCO = +0,2 \% \cdot \frac{45 - 25}{10} = +0,40 \%$$

- La corrección que hay que realizar debido a la modificación de la temperatura del mar es de aumentar un 0,6% del poder calorífico del combustible por cada 10°C de elevación de la temperatura.

$$\Delta SFCO = +0,6 \cdot (T_{ext} - T_{estandar})/10 \quad (8)$$

Por lo que en la situación de que se encuentre en una zona de clima tropical, la variación del poder calorífico del combustible es de:

$$\Delta SFCO = +0,6 \% \cdot \frac{32 - 25}{10} = +0,42 \%$$

- Se considera un fuel oil con un poder calorífico inferior a un 4% inferior al que se establece según las condiciones ISO.

$$\Delta SFCO = +4 \% \quad (9)$$

Por lo que el margen aplicable al poder calorífico del combustible es la suma de los anteriormente definidos en las ecuaciones (7), (8) y (9) quedando:

$$\Delta SFCO = 0,40 + 0,42 + 4,00 = 4,82\%$$

Por lo que el consumo de combustible cuando el buque se encuentre en clima tropical y en el punto de funcionamiento de L1 es el siguiente:

$$SFOC_{tropical} = \frac{4,82}{100} \cdot SFCO(ISO) \quad (10)$$

Por lo que introduciendo el consumo específico de fuel oil con la tolerancia establecida por el fabricante del motor, queda que:

$$SFOC_{tropical} = \left(1 + \frac{4,82}{100}\right) \cdot 169,4 = 176,32 \text{ g/kWh}$$

Por lo que el consumo del motor funcionando en su punto de optimización será el resultado del producto entre el consumo específico de SFOC y la potencia del motor, el resultado se expresa en kilogramos por hora, es el siguiente:

$$Consumo = 176,32 \frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \cdot 9960 \text{ kW} \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{g}} = 1756,14 \text{ kg/h}$$

Este es el consumo de los motores principales por hora en la situación más desfavorable, es decir en un clima tropical.

4. Sistema de Combustible

4.1. Características de los combustibles

El buque consume dos tipos de combustible; el combustible pesado o HFO (*Heavy Fuel Oil*), con distintas concentraciones de azufre y por otro lado diésel o MDF (*Marine Destilate Fuel*).

El combustible pesado se consume cuando el motor se encuentra funcionando de manera continua, cuya concentración de azufre dependerá de la zona en la que esté navegando. En cambio el diésel se consume cuando arranca y cuando se aproxima a puerto, con el fin de que no quede residuo en el interior del motor cuando éste se pare, lo que incrementará las áreas de mantenimiento del motor.

Los motores auxiliares consumen Diesel, aunque el sistema de alimentación de combustible está preparado para consumir combustible pesado.

Las características del combustible pesado (HFO), más concretamente el RME 180, son²:

- Viscosidad a 50°C → 180 mm²/s

² UNE-EN ISO 8217:2010, *Fuel Estándar for marine destilate fuels*, AENOR

- Densidad a 15 °C → 991,0 kg/m^3
- Sodio → 50 mg/kg
- Ceniza → 0,070 % m/m
- Vanadio → 150 mg/kg
- CCAI → 860
- Flash Point o punto de inflamación instantánea → 60°C
- Punto de goteo (verano/ invierno)→ 30°C

En cambio para el combustible ligero (MDF), que se ha elegido entre los disponibles en la ISO 8217, el DMZ.

- Viscosidad máxima a 40°C → 6,000 mm^2/s
- Viscosidad mínima a 40°C → 3,000 mm^2/s
- Densidad a 15°C → 890,0 kg/m^3
- Ceniza → 0,010 % m/m
- Flash Point o punto de inflamación instantánea → 60°C
- Punto de goteo (verano) → 0 °C
- Punto de goteo (invierno)→ -6°C

Como se indica en el reglamento del Lloyd's el punto de inflamación instantánea no ha de ser inferior a 60°C³, se cumple en ambos combustibles.

4.2.Circuito del sistema de combustible

El servicio de combustible está diseñado para ser capaz de suministrar HFO al motor principal y MDO a los auxiliares.

El combustible es suministrado al buque durante su estancia en el puerto o bien a través de otro buque, éste combustible se lleva a los tanques de almacenamiento del mismo donde es almacenado.

El combustible antes de llegar a los tanques de almacenamiento, en función del tipo de combustible que se esté trasegando, sufrirá una serie de tratamientos como puede ser filtraciones y presurización, en el caso de combustibles ligeros, en el caso de que se traten de combustibles pesados requerirá unos tratamientos más específicos para los mismos.

³ Lloyd's Register , pag 19

El esquema de combustible de los combustibles destilados y de los pesados, se puede ver en la Figura 3, se encuentran trazadas aquellas tuberías de vapor necesarias para la circulación del combustible por el circuito de combustible.

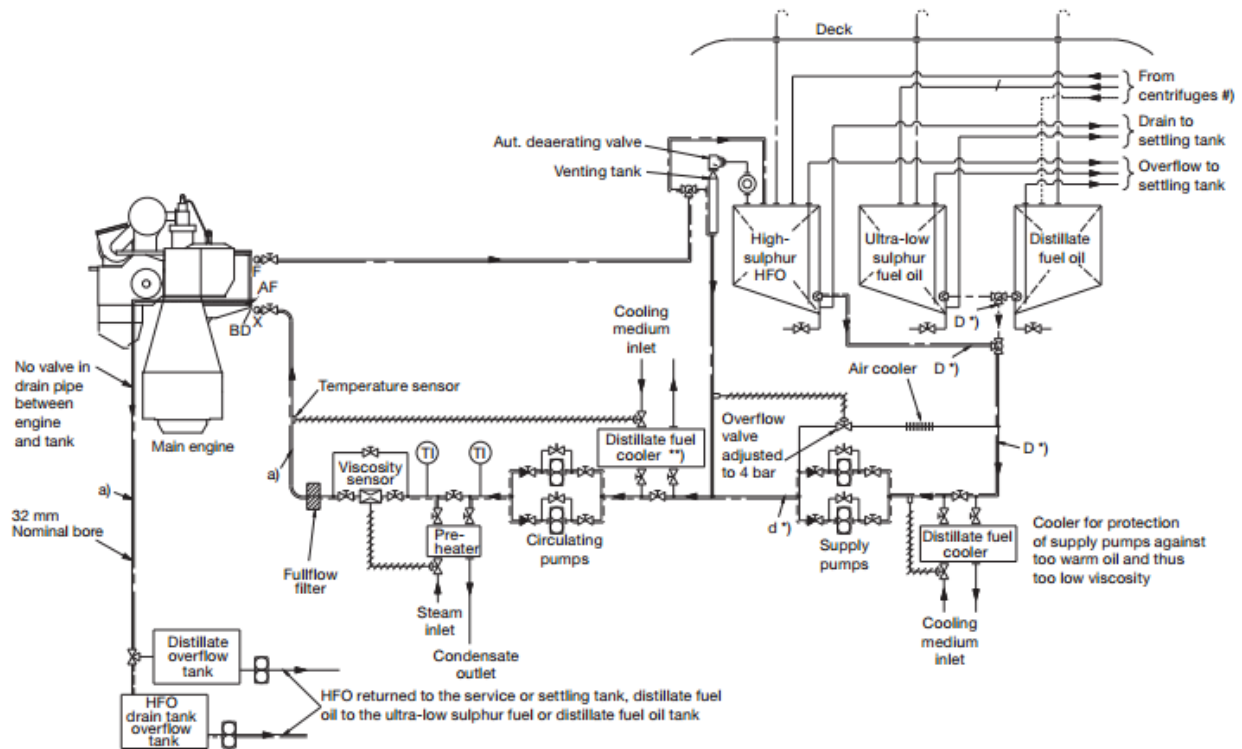


Figura 6. Esquema del sistema de combustible

El circuito del combustible pesado a bordo está compuesto por tres grupos que se describen a continuación:

- 1) Sistema de recepción, almacenamiento y trasiego, en los que se incluye los tanques almacén y sedimentación, las bombas requeridas para el trasiego y así como los filtros necesarios para el sistema de combustible pesado.

Se disponen tomas de combustible tanto a babor como a estribor del buque para llevar a cabo la recepción del combustible.

El combustible se almacena en muchos tanques de forma que si alguno de ellos se daña, no se perderá la carga completa de fuel, además tanto en los buques de pasaje como en los de carga, los tanques de combustible o de transporte carga inflamable no podrán encontrarse a proa del mamparo de colisión o mamparo del pique de proa.

Dichos tanques han de estar separados mediante cofferdams de los tanques que contengan otro tipo de producto ya sea lubricante, agua dulce, etc. y no está permitido que los tanques de combustible se encuentren junto a los tanques de circulación de aceite lubricante.

- 2) Sistema de limpieza y tratamiento, constituido por la bomba de suministro, el calentador y los filtros.

4.3. Dimensionamiento de tanques

Con el fin de hallar el volumen de los tanques de almacenamiento de los distintos combustibles se ha de suponer que los refuerzos y serpentines que se encuentran en el interior del tanque ocupan un 4% del volumen efectivo del tanque.

4.3.1. Cálculo de la masa de combustible necesaria, mediante la autonomía

La autonomía del buque es un dato de partir del que se va a obtener el volumen de combustible mínimo necesario para que pueda navegar sin necesidad de repostar.

Se calcula en primer lugar las horas de navegación mediante la expresión (11):

$$\text{Horas de navegación} = \text{Autonomía} / V_{\text{navegación}} \quad (11)$$

Introduciendo la autonomía en millas y la velocidad de navegación en nudos se obtienen las horas de navegación:

$$\text{Horas de navegación} = \frac{12000 \text{ millas}}{15 \text{ nudos}} = 800 \text{ horas}$$

Seguidamente, conocido el consumo específico de combustible (C_{esp}), se puede averiguar el valor de la masa de combustible ($M_{combustible}$) que requiere el buque:

$$M_{HFO} = C_{esp} \cdot \text{Potencia} \cdot \text{Horas de navegación} \quad (12)$$

Resultando:

$$M_{HFO} = 170 \frac{g}{kWh} \cdot 9960 kW \cdot 800 h = 134560000 g$$

$$M_{HFO} = 1354,56 t$$

Conocida que la densidad del combustible pesado (ρ_{HFO}) a 15°C tiene que tomar un valor inferior a 991 kg/m³. El volumen necesario de HFO es:

$$V_{HFO} = M_{HFO} \cdot \rho_{HFO} \quad (13)$$

Por lo tanto el valor mínimo del volumen requerido es de:

$$V_{HFO} = \frac{1354,56 \text{ t}}{0,991 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}} = 1342,37 \text{ m}^3$$

A continuación se analizará el volumen de los distintos tanques que se van a encontrar en el interior del buque: tanques de servicio diario, tanques de sedimentación y tanque almacén tanto para combustible pesado como para combustible diésel.

4.3.2. *Tanques de Servicio Diario*

4.3.2.1. *Tanque de Servicio Diario de HFO*

Un tanque de servicio diario de combustible pesado ha de tener una capacidad para alimentar a los motores principal y los dos auxiliares durante al menos 24 horas. Se toma la potencia del motor principal así como la de los motores auxiliares ya que estos últimos pueden consumir también combustible pesado, el circuito del sistema de combustible está diseñado para que se pueda dar este caso.

Por lo que para dimensionar el tanque se toma un margen del 10%, siendo el volumen de un tanque de servicio diario de combustible pesado ($V_{TSD,HFO}$) de:

$$V_{TSD,HFO} = 1,1 \cdot \frac{C_{esp} \cdot (Pot_{ppal} + 2 \cdot Pot_{Aux}) \cdot 24}{0,96 \cdot \rho_{HFO}} \quad (14)$$

Hay que tener en cuenta que los refuerzos que se encuentran en el interior de los tanques de combustible ocupan un pequeño porcentaje del volumen total, según lo especificado estos ocupan 4% del volumen del tanque, viéndose el volumen reducido, por lo que hay que tenerlo en cuenta a la hora del diseño del mismo.

$$V_{TSD,HFO} = 1,1 \cdot \frac{\left(170 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}\right) \cdot (9960 \text{ kW} + 2 \cdot 780 \text{ kW}) \cdot 24 \text{ h}}{0,96 \cdot 0,991 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}} \cdot 10^{-6} \frac{\text{t}}{\text{g}} = 54,35 \text{ m}^3$$

El volumen del tanque sin tener en cuenta los refuerzos y los serpentines del mismo, será de $56,52 \text{ m}^3$.

Los tanques destinados al almacenamiento del combustible pesado han de encontrarse calefactados con serpentines debido a la elevada viscosidad que tiene este combustible, para que sea posible que el combustible fluya a través de las tuberías, se encuentra a una temperatura de 120°C .

4.3.2.2. Tanque de Servicio Diario de MDO

Este tanque ha de ser capaz de alojar el combustible necesario para alimentar a dos motores auxiliares durante 24 horas, que es el tiempo de funcionamiento de los motores auxiliares durante la estancia en puerto y el tiempo de maniobra, y al motor principal durante 3 horas, este periodo de tiempo de 3 horas es cuando se efectúan las operaciones de entrada y de salida de puerto. Al igual que en el cálculo realizado anteriormente, se toma un margen del 10% y también se considera el espacio ocupado por los refuerzos.

$$V_{TSD,MDO} = 1,1 \cdot \frac{C_{esp} \cdot (2 \cdot Pot_{Aux} \cdot 24 + Pot_{Ppal} \cdot 3)}{0,96 \cdot \rho_{MDO}} \cdot 10^{-6} \quad (15)$$

Introduciendo los valores conocidos de la potencia de los motores auxiliares y del principal queda:

$$V_{TSD,MDO} = 1,1 \cdot \frac{170 \frac{g}{kWh} \cdot (2 \cdot 780 \cdot 24 + 3 \cdot 9960) kW \cdot h}{0,96 \cdot 0,89 \frac{t}{m^3}} \cdot 10^{-6} = 14,73 m^3$$

El volumen real del tanque, sin tener en cuenta el espacio que ocupan los refuerzos que hay en el interior de los tanques es de $15,32 m^3$.

4.3.3. Tanques de Sedimentación

4.3.3.1. Tanque de Sedimentación de HFO

Cada uno de los tanques de sedimentación de combustible pesado contiene suficiente combustible para abastecer al motor principal y a dos motores auxiliares durante 24 horas. La característica principal de estos tanques es que la superficie inferior tiene una ligera inclinación. Para su dimensionamiento se toma un margen superior al de los tanques de servicio diario, se toma un margen del 20% y el procedimiento de cálculo permanece constante, como se puede apreciar en la siguiente expresión:

$$V_{TSed,HFO} = 1,2 \cdot \frac{C_{esp} \cdot (Pot_{Ppal} + 2 \cdot Pot_{Aux}) \cdot 24}{0,96 \cdot \rho_{HFO}} \quad (16)$$

Introduciendo el valor de la potencia del motor principal y los dos motores auxiliares, el consumo específico y la densidad del combustible pesado, se obtiene que el volumen del tanque de sedimentación es:

$$V_{TSed,HFO} = 1,2 \cdot \frac{170 \frac{g}{kWh} \cdot (9960 kW + 2 \cdot 780 kW) \cdot 24}{0,96 \cdot 0,991 \frac{t}{m^3}} \cdot 10^{-6} \frac{t}{g} = 59,29 m^3$$

Por lo que el volumen de este espacio incluyendo los espacios que ocupan los refuerzos y los serpentines es de $61,66 m^3$.

Estos tanques se encuentran calefactados mediante serpentines de vapor por los que va a circular vapor para mantener el combustible en el tanque de sedimentación a una temperatura de $70^{\circ}C$.

4.3.4. *Tanques de Almacenamiento*

4.3.4.1. Tanque de almacenamiento de HFO

El volumen mínimo requerido de combustible pesado (HFO) es el que se ha obtenido mediante la autonomía del buque, que se tenía como dato de partida, que es de $1138,62 m^3$.

Se distinguen tres clases de combustible, como se definió en el Cuaderno 3 de disposición general:

- Combustible pesado con un 4,5 % de contenido en azufre que ocupa un volumen correspondiente al 65,33 % del volumen total del combustible pesado requerido por la autonomía.
- Combustible pesado con un 1,5 % de contenido en azufre que ocupa un volumen correspondiente al 20,20 % del volumen total del combustible pesado requerido por la autonomía.
- Combustible pesado con un 0,1-0,2 % de contenido en azufre que ocupa un volumen correspondiente al 14,47 % del volumen total del combustible pesado requerido por la autonomía.

Por lo que ya se puede dimensionar el volumen de los tanques de almacenamiento, teniendo en cuenta que el volumen obtenido a partir del producto entre el volumen de combustible y el tanto por ciento del volumen que ocupa en función del tipo de combustible pesado es el volumen bruto, es decir, el volumen teniendo en cuenta el volumen que ocupan los refuerzos y los serpentines, cuyo volumen habrá que sustraer para obtener el volumen neto de los tanques de almacenamiento.

En la Tabla 12 se recogen los valores del volumen de los tanques de almacenamiento de combustible pesado.

Tabla 14. Tanques de almacenamiento de HFO

Tanque	Capacidad			Centro de gravedad		
	Volumen Bruto (m ³)	Volumen de hierro (m ³)	Volumen Neto (m ³)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
HFO <4,5% S Er Centro	165,403	6,616	158,787	34,899	3,92	9,213
HFO <4,5% S Er Costado	273,064	10,923	262,141	33,956	11,427	8,092
HFO <4,5% S Br Centro	165,403	6,616	158,787	34,899	-3,92	9,213
HFO <4,5% S Br Costado	273,064	10,923	262,141	33,956	-11,427	8,092
HFO <1,5% S Er	135,575	5,423	130,152	30,366	11,42	13,429
HFO <1,5% S Br	135,575	5,423	130,152	30,366	-11,42	13,429
HFO <0,1 % S Er	97,128	3,885	93,243	27,127	11,38	13,804
HFO <0,1 % S Br	97,128	3,885	93,243	27,127	-11,38	13,804

El volumen total de combustible pesado ha de ser superior al volumen mínimo requerido para que se cumpla la autonomía del buque. En las tablas 15 y 16 se puede apreciar el volumen de los tanques de sedimentación y de servicio diario.

Los volúmenes correspondientes a los tanques de sedimentación y los de servicio diario dichos se han de incrementar con un cierto margen debido al perfil operativo del buque, en este caso el perfil operativo requiere un incremento del 43,2%, obteniéndose así el volumen neto y a partir de este averigua el volumen de hierro y con este el Volumen Neto. Para una primera aproximación del volumen de los tanques de sedimentación de combustible pesado (HFO) se ha aplicado la expresión (16).

En la Tabla 15 se refleja el valor de los volúmenes de los tanques de sedimentación:

Tabla 15. Volúmenes de los tanques de sedimentación

Tanque	Capacidad			Centro de gravedad		
	Volumen Bruto (m ³)	Volumen de hierro (m ³)	Volumen Neto (m ³)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
HFO Sedimentación Er	30,878	1,235	29,643	33,148	3,92	14,839
HFO Sedimentación Br	30,878	1,235	29,643	33,148	-3,92	14,839
TOTAL	61,756	2,470	59,286	-	-	-

En cambio, en la Tabla 16 se recogen los volúmenes de los tanques de servicio diario, con los márgenes del perfil operativo y los volúmenes de los refuerzos.

Tabla 16. Volúmenes de los tanques de servicio diario

Tanque	Capacidad			Centro de gravedad		
	Volumen Bruto (m ³)	Volumen de hierro (m ³)	Volumen Neto (m ³)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
HFO Servicio Diario Er	28,308	1,132	27,176	30,37	6,29	9,553
HFO Servicio Diario Br	28,308	1,132	27,176	30,37	-6,29	9,553
TOTAL	56,61	2,264	54,352	-	-	-

La capacidad conjunta de estos tanques ha de ser superior al volumen de combustible pesado que se ha obtenido mediante la autonomía del buque. Este requerimiento se comprueba mediante la Tabla 17 en la que se suman los volúmenes de los tanques correspondientes a los tanques de almacenamiento, el de servicio diario y el de sedimentación.

Tabla 17. Resumen de los volúmenes de los tanques de HFO

Tanques	V. Bruto (m ³)	V. Neto (m ³)
T. Almacenamiento	1398,30	1342,37
T. Sedimentación	61,76	59,29
T. de Servicio diario	56,61	54,35
Total	1516,67	1456,00

Como la capacidad conjunta de los tanques es superior al volumen obtenido mediante la autonomía del buque se cumplen los requisitos establecidos al comienzo del apartado.

4.3.4.2. *Tanque de almacenamiento de MDO*

En las especificaciones del buque proyecto no se exige un volumen de diésel, aunque el buque dispone de MDO, ya que éste se emplea para la llegada a puerto en el motor principal y durante el arranque del mismo.

Tomando como referencia otros buques, se observa que el volumen de MDO se encuentra entre el 7 y 10% del volumen de HFO. Por eso se ha dispuesto de un volumen de combustible ligero de un 8,5 % del volumen total del combustible pesado.

Por lo que el espacio neto destinado al volumen de combustible es de $123,76 \text{ m}^3$.

4.3.5. *Tanques de Reboses y Derrames de combustible*

Este tanque tiene que tener un volumen mínimo equivalente a cinco horas de consumo del motor principal, añadiéndole un margen del 10%. El volumen mínimo del tanque de reboses y sedimentación se va a fijar mediante la siguiente expresión:

$$V_{TRD} = 1,1 \cdot \frac{C_{esp} \cdot (Pot_{ppal} \cdot 5)}{0,96 \cdot \rho_{HFO}} \cdot 10^{-6} \quad (17)$$

Se introduce el valor del consumo específico, la potencia del motor principal y la densidad del combustible pesado, quedando la ecuación del siguiente modo:

$$V_{TRD} = 1,1 \cdot \frac{170 \frac{g}{kW h} \cdot (9960kW \cdot 5 h)}{0,96 \cdot 0,991 \frac{t}{m^3}} \cdot 10^{-6} \frac{g}{t} = 9,79 \text{ m}^3$$

El tanque de reboses y derrames tiene el volumen efectivo, anteriormente indicado, en cambio el volumen bruto de dicho tanque de $10,18 \text{ m}^3$, teniendo en cuenta el volumen que ocupan los refuerzos en el interior del tanque.

4.3.6. *Tanque de Lodos*

El buque de proyecto dispone de incineradora, y de acuerdo con el MARPOL, revisado en 1990, el volumen del tanque de lodos (V_{TLodos}) está fijado en:

$$V_{TLodos} = 2 \text{ m}^3 \quad (18)$$

4.4. Bombas

4.4.1. *Bombas de trasiego de combustible*

Las bombas de trasiego de combustible son de desplazamiento positivo ya bien sean de engranajes o de husillos.

El buque consta de dos bombas, una de las cuales va a permanecer en reposo, de respeto de la otra.

El caudal de las bombas de trasiego es el mayor de las siguientes tres opciones, siendo capaz de realizar las tres actividades:

- El achique completo del tanque de almacén de combustible (V_{TA}) que tenga mayor capacidad en 12 horas trabajando las dos bombas de trasiego de manera simultánea. En la siguiente expresión:

$$Q_1 = \frac{V_{TA}}{2 \cdot 12} \quad (19)$$

Se toma el mayor volumen de

$$Q_1 = \frac{263,09}{2 \cdot 12} = 10,96 \text{ m}^3/\text{h}$$

- El llenado de un tanque de sedimentación (V_{TS}), el de mayor capacidad, en una guardia de 4 horas, se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$Q_2 = \frac{V_{TS}}{4} \quad (20)$$

Conocido el valor del tanque de sedimentación queda:

$$Q_2 = \frac{59,29}{4} = 14,82 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

- La garantía de caudal igual a diez veces el consumo del motor principal:

$$Q_3 = 10 \cdot \frac{C_{esp} \cdot Pot_{ppal}}{\rho_{HFO}} \cdot 10^{-6} \quad (21)$$

Introduciendo los valores correspondientes del consumo específico, de la potencia del motor principal y de la densidad del combustible, queda que:

$$Q_3 = 10 \cdot \frac{170 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \cdot 9960 \text{ kW}}{0,991 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}} \cdot 10^{-6} = 17,09 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 284,83 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Se puede apreciar que el mayor caudal de los tres que se han obtenido ha sido mediante el tercer método, por lo que el caudal de cada bomba de trasiego tiene ser capaz de suministrar $17,09 \text{ m}^3/\text{h}$.

La bomba seleccionada pertenece a la casa ZAHNRADPUMPEN. y es del tipo Gear Pump R45. Esta bomba puede proporcionar un caudal dentro de este intervalo $8 \div 470 \text{ l/min}$.

4.4.2. *Bomba previa a la depuradora*

Esta bomba pertenece al conjunto de equipos destinados a la purificación del combustible por lo que se calcula de forma más detallada en el apartado de purificación del combustible.

4.4.3. *Bomba de Suministros o de Baja*

4.4.3.1. *Bomba de Suministro de combustible pesado*

Las bombas de suministro, o de baja, son las encargadas de impulsar el combustible desde el tanque de servicio diario al colector de retornos, hasta que el motor entra en régimen, o bien hasta la bomba de alta o bomba de circulación.

Se instalan dos bombas de suministro, actuando una de respeto de la otra; se tratan de bombas de husillos.

4.4.3.2. *Bomba de Suministros de combustible en puerto*

Estas bombas impulsan el combustible necesario para el funcionamiento de los motores auxiliares. Se va a disponer de dos bombas, al igual que anteriormente, donde una será de respeto de la otra.

4.4.3.3. *Bomba de Circulación o de Alta*

Estas bombas transportan el combustible desde el colector de retornos, durante el periodo de tiempo hasta que el motor entre en régimen, o bien desde la bomba de baja, o de suministro, hasta el calentado de combustible del motor principal. Al igual que en el caso de la Bomba de Suministros de combustibles en puerto se van a disponer de dos bombas, una de respeto de la otra.

4.4.4. *Bomba de Diésel*

La bomba de diésel es la encargada de suministrar el combustible diésel a los motores auxiliares, es una bomba de husillo. De acuerdo a las necesidades de la maquinaria auxiliar de los grupos generadores, el caudal que debe manejar la bomba por cada grupo diésel alternador, en el que se encuentra incluido un margen de respeto es de $1,6 \text{ m}^3/\text{h}$.

4.4.5. *Bomba de lodos*

La bomba de husillos se dimensionaliza de modo que puede vaciar el tanque de lodos en un tanque aproximado de 2 horas. Por lo que el caudal, teniendo en cuenta que el volumen del tanque de lodos es de 2 m^3 , es de:

$$Q_{B.Lodos} = 1 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.5.Sistema de limpieza y tratamiento del combustible

Debido a la elevada concentración de contaminantes, sólidos y líquidos en los combustibles que actualmente son empleados hacen que sea absolutamente imprescindible la instalación a bordo de un sistema para su tratamiento y limpieza.

En el combustible los contaminantes que se encuentran presentes como partículas sólidas son principalmente hollines, arena, polvo, impurezas procedentes de la oxidación y corrosión de las tuberías así como partículas procedentes de catalizadores del proceso de refinamiento del crudo. Por otro lado, se pueden encontrar contaminantes líquidos que son principalmente el agua dulce y el agua salada.

Las impurezas que se encuentren en el combustible pueden causar daños importantes en las bombas, válvulas e inyectoras, el deterioro de las camisas de los cilindros y de los asientos de las válvulas de exhaustación, así como el ensuciamiento de los conductos de evacuación de los gases y de las paletas de las turbosoplantes.

El sistema de tratamiento del combustible está constituido por precalentadores de combustible, separadoras centrífugas, filtros y bombas.

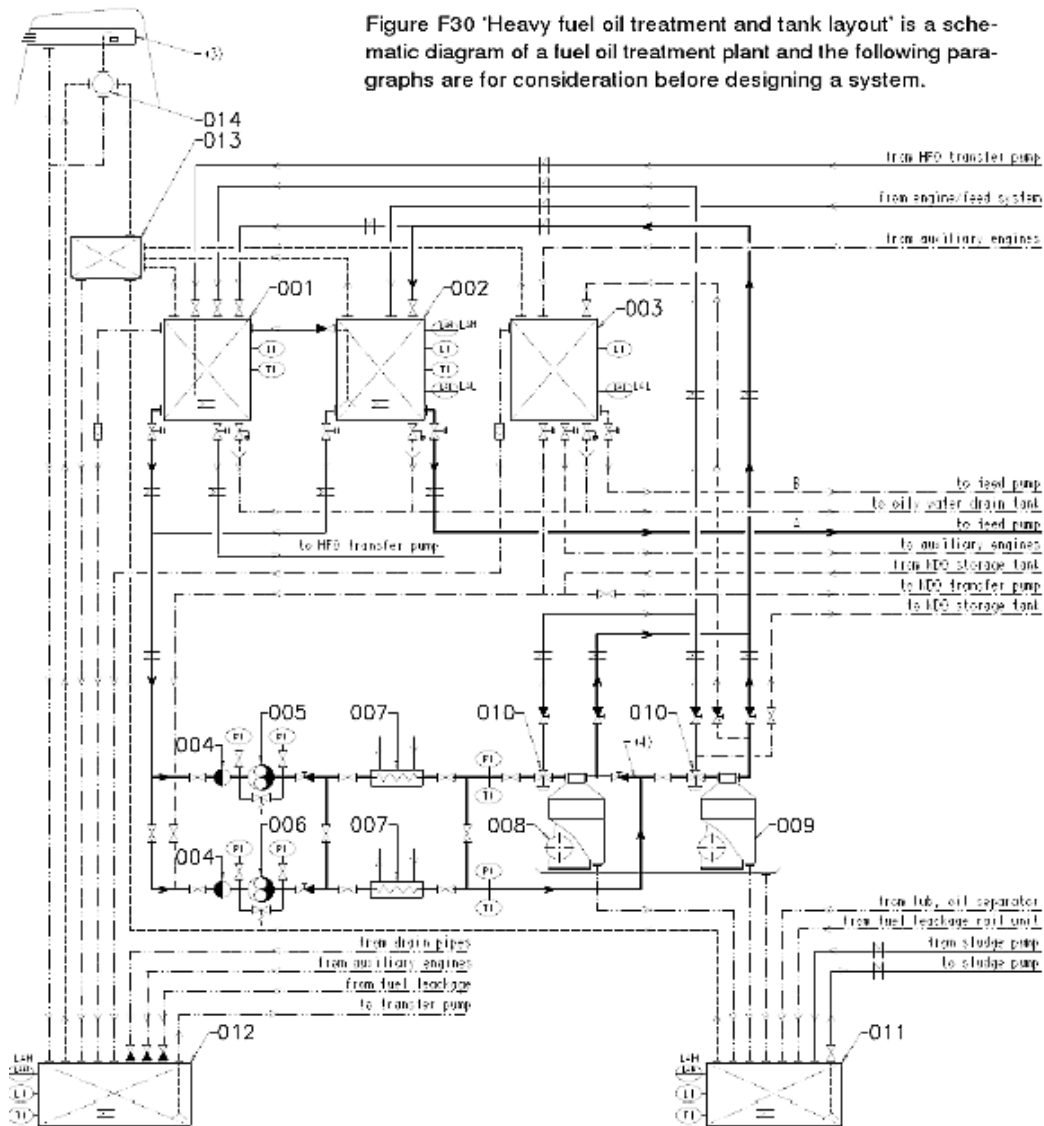


Figura 7. Esquema del Sistema de tratamiento

En la Figura 6 se puede apreciar que los elementos 001, 002 y 003 son los tanques de sedimentación, servicio diario y diésel oil respectivamente. Los elementos 008 y 009 son las separadoras, mientras que los tanques 011 y 012 son los tanques de lodos y reboses respectivamente.

Los sólidos que, debido a su pequeño tamaño, no pueden ser eliminados por filtrado así como los contaminantes líquidos, serán separados mediante la decantación aprovechando la diferencia de densidades de los contaminantes. En primer lugar se va a realizar una separación entre agua y lodos en los tanques de sedimentación que como se ha indicado anteriormente la superficie inferior del tanque tiene una ligera inclinación. La entrada a estos tanques del combustible procedente del tanque almacén se efectuará por la parte superior con el fin de evitar el riesgo de tener una temperatura demasiado

baja en la aspiración de la bomba de alimentación de las separadas centrífugas. Se instalarán interruptores de bajo nivel para evitar que el nivel de fluido en el interior del tanque se traduzca en fluctuaciones de la temperatura. La temperatura en los tanques de sedimentación no ha de ser inferior a 50°C y se mantendrá constante regulando de manera automática la entrada de vapor en el tanque. Además se instalan detectores de alto nivel de agua para indicar cuando la purga del tanque es necesaria.

Desde el tanque de sedimentación (001) el combustible es impulsado hacia las centrifugadoras por medio de la bomba de alimentación que serán de desplazamiento positivo y de flujo constante. Normalmente se instalan dos bombas de alimentación, donde una de ellas permanece de respeto de la otra. La aspiración de este tipo de bombas desde el tanque de sedimentación debe situarse a suficiente altura para impedir que el

agua que se esté sedimentando acceda a las separadoras. La constancia en el flujo de combustible es esencial para mantener una buena separación, especialmente con combustibles de alta densidad. El caudal no debe verse afectado por las variaciones de consumo de los motores y, en condiciones normales de funcionamiento, dicho caudal será superior al consumo de los motores, por lo que se montará una tubería de rebose desde el tanque de servicio diario hasta el de sedimentación. Esta tubería partirá de la parte baja del tanque de servicio diario para así recircular el posible contenido de agua que por condensación, pérdidas de vapor o cualquier otra causa aparezcan en este tanque. Asimismo, se instalará un sistema neumático de regulación de caudal para asegurar la constancia del flujo requerido por la planta de tratamiento. Este sistema neumático servirá, además, para distribuir el caudal entre las separadoras en el caso de que operen en paralelo. Después de las bombas de alimentación se instalarán dos precalentadores de vapor, uno de respeto del otro. La razón de que sean de vapor es que su rapidez de respuesta es superior a la de los eléctricos. La temperatura del combustible a la entrada de las separadoras debe ser de 98°C y es esencial que se mantenga constante para conseguir una separación óptima. Para esto, se instalará un sistema de control con una desviación máxima de 2° C.

Para el tratamiento del combustible pesado es obligatoria la instalación de dos separadoras centrífugas, una de respeto de la otra. Dada la obligatoriedad de su instalación es preferible tenerlas en uso simultáneamente para mejorar la calidad del tratamiento. Las dos centrifugadoras se instalarán en serie, esto es, la primera actuará de purificadora, separando lodos y agua del combustible, y la segunda como clarificadora,

eliminando lodos y sólidos. Esta configuración de las centrifugadoras proporciona, aparte de la mencionada mejora en el tratamiento, una mayor seguridad en el caso de que por cualquier causa falle durante el funcionamiento alguna de ellas. No obstante, las centrífugas se conectarán de manera que puedan actuar en paralelo, como purificadoras, disminuyendo su caudal a la mitad del nominal. Esta configuración se adoptará en el caso de que exista una excesiva cantidad de lodos y agua en el combustible. Para el tratamiento del diesel oil se instalará una separadora centrífuga de menor capacidad que las de fuel oil. Al no ser claro el dimensionamiento de esta separadora, se suele utilizar una del mismo tamaño que la de aceite de forma que, la de diesel oil, con las modificaciones oportunas, sirva de respeto de la de aceite.

4.5.1. Separadoras centrífugas de combustible pesado (HFO)

Se instalan dos bombas centrifugadoras autolimpiantes, puesto que el buque proyecto tienen la disposición de cámara de máquinas desatendida. Aunque la bomba centrifugadora sea autolimpiante requerirá también un cierto mantenimiento de la misma.

Con el fin de conocer el caudal de las separadoras, se realiza de dos modos distintos, tomando el de mayor caudal:

- a) El fabricante del motor da un valor orientativo en l/h mediante la siguiente ecuación

$$Q_1 = 0,27 \cdot (Pot_{ppal} + 2 \cdot Pot_{Aux}) \quad (22)$$

Introduciendo los valores de la potencia del motor principal y de los motores auxiliares se obtiene que:

$$Q_1 = 0,27 \cdot (9960 + 2 \cdot 780) = 3110,4 \text{ l/h}$$

- b) El caudal será el necesario para que depure en 12 horas el consumo de un día del motor principal y de dos auxiliares a la máxima potencia. El resultado de la expresión (21) viene dado en l/h .

$$Q_2 = \frac{C}{t_1 \cdot \rho_{HFO}} \quad (23)$$

Donde C es el consumo diario del motor principal y los dos auxiliares, la expresión queda recogida en la ecuación (24).

$$C = C_e \cdot (P_{Ppal} + 2 \cdot P_{Aux}) \cdot t_2 \quad (24)$$

El periodo de tiempo definido mediante el coeficiente t_1 es el en que tiene que realizar la depuración de lo que consume el motor, es decir 12 horas. En cambio, el coeficiente t_2 es el tiempo de funcionamiento de los motores principal y auxiliar es decir 24 horas.

Introduciendo la expresión (24) en la (23) se obtiene la siguiente ecuación:

$$Q_2 = \frac{C_e \cdot (Pot_{Ppal} + 2 \cdot Pot_{Aux}) \cdot t_2}{t_1 \cdot \rho_{HFO}}$$

Dándole valores a la expresión anterior se obtiene:

$$Q_2 = \frac{170 \frac{g}{kWh} \cdot (9960 + 2 \cdot 780) kW \cdot 24 h}{12 h \cdot 991 \frac{kg}{m^3}} = 3952,37 \text{ l/h}$$

Por lo tanto el caudal de cada una de las depuradoras instaladas es el valor redondeado del valor mediante la expresión anterior quedando:

El caudal que se toma es el mayor de los métodos realizados, por lo que se toma un valor de

$$Q_{centrífuga.HFO} = 3952,37 \text{ l/h}$$

Se ha seleccionado la centrifugadora perteneciente a la casa ALFA LAVAL, el modelo que se ajusta más al caudal que tiene que proporcionar es el AlfaPure Z7-5. La capacidad de este modelo es de $3000 \div 5000 \text{ l/h}$.

4.5.2. Bombas de alimentación de las separadoras de HFO

Se instalan, al igual que en casos anteriores, dos bombas empleándose una de ellas de respeto. Así las separadoras pueden funcionar la primera de ellas como purificadora y la segunda como clarificadora, estando trabajando en serie. En cambio si se conectan en paralelo será necesario que las dos bombas de alimentación de las separadoras trabajen de manera simultánea. El tipo de bomba que se ha instalado es de husillos. El caudal que debe ser capaz de mover es el calculado anteriormente, mediante las dos bombas.

4.5.3. Precalentador de las separadoras centrífugas de HFO

Se disponen de dos intercambiadores de calor de placas, uno por cada separadora que se ha instalado, hace que la temperatura se eleve desde los 70°C hasta los 98°C.

El caudal que pasa por cada intercambiador es el mismo que el que pasa por las separadoras, es decir, un caudal de 3952,37 l/h.

Se disponen de dos intercambiadores de calor, de la casa ALFA LAVAL, del tipo RM11, que con 7 placas es capaz de proporcionar un caudal de 4,11 m³/h.

4.5.4. Separadora centrífuga de diésel

Se instala una separadora centrífuga autolimpiable del mismo tamaño que la de aceite, de tal modo que la de diésel con las oportunas modificaciones sirve de respeto para la de aceite.

Por lo que la purificadora tiene una capacidad nominal para 3200 l/h de diésel.

Se toma la misma separadora que se ha seleccionado anteriormente, es decir, la separadora AlfaPure Z7-5. cuya capacidad de este modelo es de: 3000 ÷ 5000 l/h.

4.5.4.1. Bomba de alimentación de las separadoras centrífugas

Se instalan al igual que en equipos anteriores, dos bombas de husillo, una de respeto de la otra, que alimentan a la purificadora a partir del tanque almacén. El caudal de estas bombas coincide con la cantidad de diésel oil que es capaz de tratar la separadora centrífuga.

Cada una de las bombas ha de ser capaz de proporcionar un caudal de 1600 l/h o 26,67 l/min, por lo que la bomba seleccionada es del tipo 020 – OIL, del fabricante CEM S.r.l.

4.5.4.2. Precalentador de MDO de la separadora centrífuga

Se dispone de un intercambiador de calor de placas, uno por la separadora que se ha instalado. La misión del precalentador de MDO es elevar la temperatura a la que trabaja la separadora. El caudal que circula por este intercambiador es el mismo que el que se suministra una bomba de alimentación de la separadora. Se emplea el mismo intercambiador que el precalentador de las separadoras centrífugas aunque varía el número de placas, para proporcionar el salto térmico requerido.

5. Sistema de Lubricación y Refrigeración por Aceite

5.1. Motor Principal

El motor principal como ya se ha descrito con anterioridad es un motor diésel de dos tiempos, por lo que el espacio del cilindro y del cárter están separados de tal forma que la única zona en la que existe contacto, es en la zona del vástago del pistón, se encuentra rodeada por una torre de empaquetados y aros rascadores para evitar este choque.

Debido al contacto en la zona del vástago del pistón, la lubricación se debe realizar por medio de distintos subsistemas e incluso con varios tipos de aceites.

El aceite de lubricación de los cilindros no se recupera y se encarga del engrase de los cilindros. El aceite empleado en la lubricación de cojinetes, patines, bulones, etc. se encuentra en un circuito cerrado.

El esquema principal de lubricación es el que se muestra en la Figura 7:

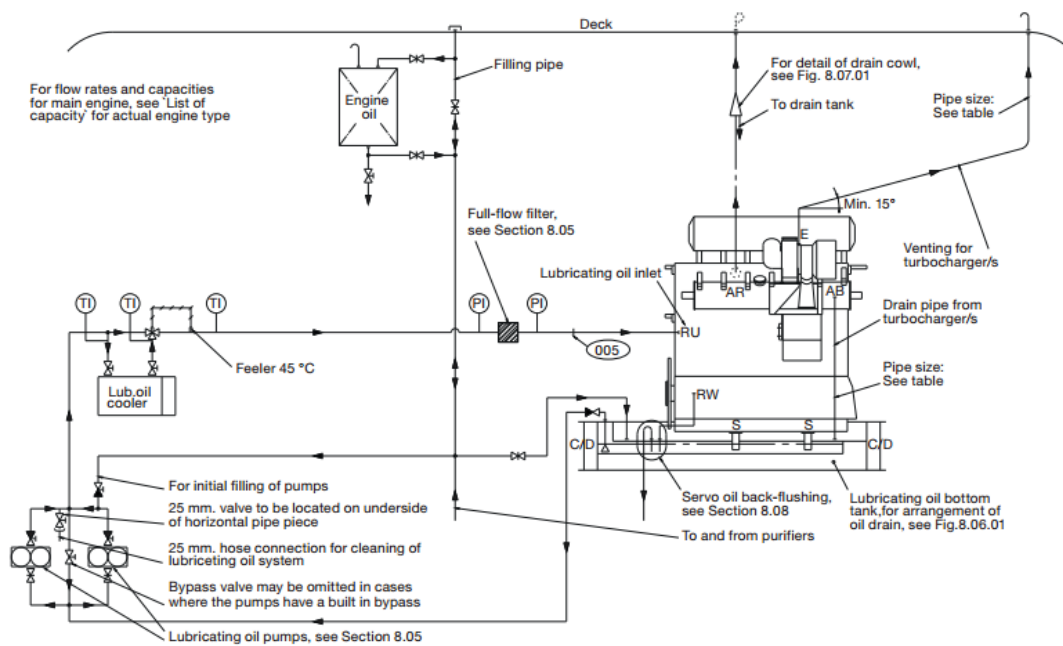


Figura 8. Esquema de lubricación y refrigeración por aceite del motor

El aceite se almacena en un tanque de doble fondo, situado inmediatamente debajo del motor principal. La descarga del motor al tanque de servicio del doble fondo se realiza por gravedad. Las bombas de aceite lubricante realizan la aspiración del aceite, una de servicio y otra de respeto, haciendo pasar el aceite a través de filtros. Estas bombas impulsan el aceite hacia un enfriador, que baja la temperatura del mismo para que la temperatura de entrada en el motor sea la adecuada. Se dispone de una válvula de tres vías para controlar la temperatura del mismo así como un sensor de temperatura, para

conseguir que la temperatura de entrada al motor se mantenga a 45°C. Una vez que el aceite sale del enfriador se pasa por un filtro doble, y a continuación se distribuye hacia los cojinetes de crucetas, cigüeñal y bielas, así como para la refrigeración de los pistones y de las turbosoplantes, también sirve para la lubricación del árbol de levas y de las válvulas de exhaustación. Una vez que se ha llevado a cabo la labor de lubricación de los distintos elementos el aceite cae por gravedad y de ahí pasa al tanque de drenaje del doble fondo, comenzando así de nuevo el ciclo descrito.

El aceite de este esquema se utiliza, como se ha dicho, para la refrigeración de pistones. Dicha refrigeración se realiza proyectando el aceite contra la superficie interior de la cabeza del pistón y, por tanto, el aceite estará sujeto a altas temperaturas. Por ello, el aceite debe tener buena estabilidad térmica y oxidante, y un cierto grado de poder dispersante para prevenir la formación de depósitos sobre las superficies calientes del sistema.

5.1.1. Sistema de Lubricación de Cilindros del Motor Principal

El aceite del sistema 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, es decir, cuando el motor se encuentra parado, debido al contenido en azufre de los combustibles empleados en el motor.

El aceite se almacena en los tanques de servicio, mediante el empleo de la bomba de trasiego y se hace pasara a través de filtros que eliminan las partículas en suspensión que se puedan encontrar en el aceite. Se dispone de una bomba de respeto manual, en caso de que falle la que hay instalada eléctrica.

Para impulsar el aceite desde el tanque de servicio hasta el motor, como no se dispone de una bomba ya que el aceite va a fluir por gravedad, aprovechándose así las presiones de las diferencias de cotas. Para conseguir la presión adecuada el fabricante recomienda que desde la salida del tanque hasta la entrada del motor haya una altura mínima de 3 metros, como se indica en la Figura 8, esto se consigue sin dificultad ya que el tanque se encuentra en una plataforma por encima del motor.

A continuación se muestra en la Figura 8 el sistema de lubricación de los cilindros, proporcionado por el fabricante del motor:

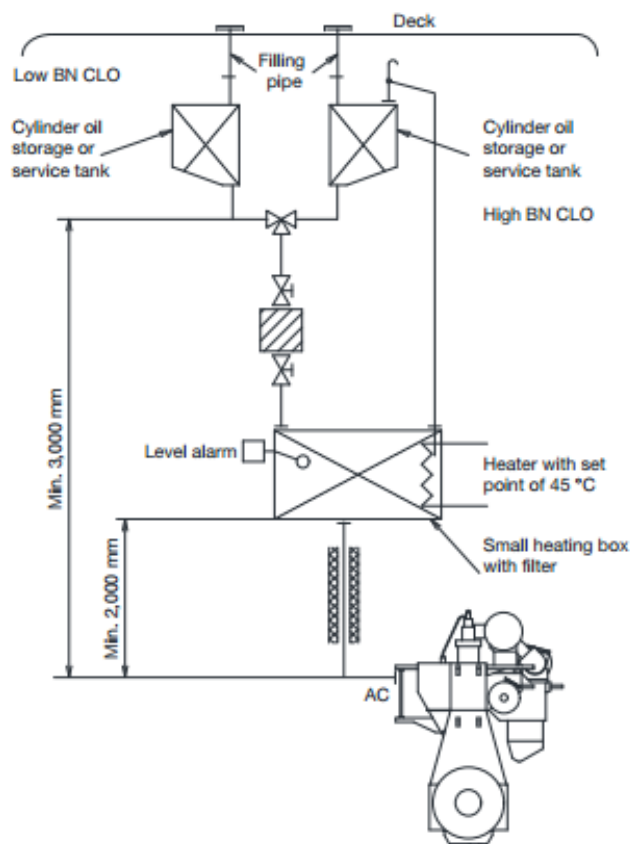


Figura 9. Sistema de lubricación de aceite de los cilindros

En el Figura 8, se muestra el circuito de suministro de aceite de cilindros con dos tanques para el aceite con alto y bajo BN.

Según las recomendaciones del fabricante, el aceite de refrigeración de las camisas tiene un grado de viscosidad de SAE 50, una alta detergencia y se ha de emplear el aceite BN 100 en caso de que se esté quemando combustible pesado con una alta concentración de azufre y BN 40 en caso de que se combustible con un bajo contenido de azufre. La densidad del aceite lubricante es de 920 kg/m^3 .

Se tomará el lubricante BN 100 como el básico, ya que se puede emplear en independientemente del combustible que se esté quemando en el motor. Pero en cosa de que el motor esté empleando un combustible con una concentración de azufre por debajo de 1,5% durante más de 2 semanas, se recomienda cambiar el tipo de aceite lubricante de cilindros como puede ser el BN 40.

La cantidad de suministro de aceite de cilindros (C_{aceite}) es proporcional al porcentaje de azufre en el combustible que se está quemando en el momento y de la carga del motor. El consumo, según lo indicado por el fabricante se encuentra dentro del siguiente intervalo:

$$0,9 \frac{g}{kWh} < C_{aceite} < 1,4 \frac{g}{kWh} \quad (25)$$

5.1.1.1. Tanque de almacenamiento de aceite de lubricación de las camisas

El tanque de almacenamiento de aceite de lubricación de las camisas ($V_{T.A.Aceite\ lubr}$) ha de ser capaz de contener todo el aceite que se va a necesitar a lo largo de la travesía, como se ha indicado anteriormente el consumo de aceite se va a encontrar entre el $0,9 - 1,4g/kWh$ con la potencia máxima continua del motor.

Por lo que considerando la autonomía del buque, el volumen mínimo del tanque almacén aceite de cilindros, tomando como margen el 10% del volumen, es:

$$V_{T.A.Aceite\ lubr} = 1,1 \cdot \frac{C_{esp\ aceite} \cdot Pot_{ppal} \cdot Autonomía}{0,96 \cdot V \cdot \rho_{aceite}} \quad (26)$$

Por lo que introduciendo el valor se los distintos coeficientes en la expresión (26), fijando el consumo específico de aceite es de $1,4 \frac{g}{kWh}$, ya que este sería el caso más desfavorable, se obtiene que el valor del volumen efectivo del tanque de almacenamiento, sin tener en cuenta los refuerzos, del aceite de lubricación es:

$$V_{T.A.Aceite\ lubr} = 1,1 \cdot \frac{1,4 \frac{g}{kWh} \cdot 9960kW \cdot 12000\ millas}{0,96 \cdot 15 \frac{millas}{h} \cdot 0,920 \frac{t}{m^3}} = 13,89\ m^3$$

El tanque dispuesto para esta función tiene un volumen bruto de $14,45\ m^3$.

5.1.1.2. Tanque de servicio de aceite de lubricación de camisas

El volumen del tanque de servicio de aceite ($V_{T.S.Aceite\ lubr}$) de lubricación tiene que tener una capacidad mínima que satisfaga el consumo del motor principal durante una semana, es decir, 168 horas. Teniendo en cuenta el consumo de aceite, este tanque tiene el volumen mínimo definido a partir de la siguiente expresión:

$$V_{T.S.Aceite\ lubr} = 1,1 \cdot \frac{C_{esp\ aceite} \cdot Pot_{ppal} \cdot t}{0,96 \cdot \rho_{aceite}} \quad (27)$$

Fijando el consumo específico de aceite es de $1,4g/kWh$, ya que este sería el caso más desfavorable y el número de horas para las que debe proporcionar combustible según lo

estipulado son 168 horas. Por lo que introduciendo el valor se los distintos coeficientes en la expresión (27), se obtiene que el valor del volumen efectivo del tanque de almacenamiento, sin tener en cuenta los refuerzos, del aceite de lubricación es:

$$V_{T.S.Aceite\ lubr} = 1,1 \cdot \frac{1,4 \frac{g}{kWh} \cdot 9960 kW \cdot 168 h}{0,96 \cdot 0,920 \frac{t}{m^3}} \cdot 10^{-6} = 2,92 m^3$$

El tanque dispuesto para esta función tiene un volumen bruto de $3,04 m^3$.

5.1.1.3. Bombas de trasiego de aceite de camisas

Se instalan dos bombas de husillos, una de ellas de respeto, cuya misión es llenar el tanque de servicio diario del aceite de cilindros. El caudal de las bombas es tal que aproximadamente en una hora se llene el tanque de servicio, es decir, $2,92 m^3/h$, este es el caso más desfavorable ya que se ha tomado que el tanque inicialmente se encontrara vacío, en otra situación el caudal requerido será, menor.

5.1.2. Sistema de lubricación de Cojinetes del Motor Principal

Las principales características del aceite lubricante de cojinetes, son las siguientes:

- 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

En la Figura 7, del inicio del capítulo, se pueden observar que los tanques en los que se va a almacenar el aceite va a estar distribuido de la misma forma que se ha descrito al principio del apartado de la lubricación del motor principal, la temperatura de entrada permanece invariable.

En lugar de lubricar a los pistones, este circuito se encarga de lubricar a los cojinetes principales, los cojinetes de empuje, el amortiguador de vibraciones axiales, las turbosoplantes y refrigera el pistón, el cojinete de la cruceta y los cojinetes del pie del cigüeñal.

Una vez lubricados el aceite baja por gravedad al cárter y de éste al tanque estructural del doble fondo emplazado tanque que se emplaza debajo del motor principal, del que se aspirará comenzando así un nuevo ciclo.

En este sistema también existe un tanque almacén cuya misión es la de reponer el aceite consumido por el motor y disponer de una carga de respeto. Hay pues una tubería que lo

une con el tanque de servicio, en la que hay una válvula que se acciona cuando el nivel de este alcanza un determinado valor mínimo.

Existe otro tanque cuya misión es alojar el aceite que haya en el tanque de servicio en el caso de que haya que realizar una renovación total debida a su contaminación, tanque de aceite sucio. Este tanque también tiene comunicación con las centrifugas, pues en ocasiones la carga se puede recuperar tras su paso por las purificadoras.

El aceite empleado para la lubricación de los cojinetes tiene las siguientes características:

- Grado de viscosidad de SAE 30
- Grado de basicidad: TBN 5-10.

Seguidamente se van a definir los elementos que componen el sistema de aceite lubricante de los cojinetes.

5.1.2.1. Tanque de almacén de aceite de lubricación de cojinetes

El tanque de almacén de aceite de lubricación de cojinetes, tiene que contener el aceite necesario para rellenar el posible consumo que sufre el tanque de servicio. Pero por otro lado ha de ser capaz de renovar toda la carga de ese tanque en caso de que haya una contaminación grave del aceite y éste se tenga que trasladar al tanque de aceite sucio.

Por lo que el tanque de almacén de aceite es de $32,28 m^3$, siendo el grado de basicidad bajo.

5.1.2.2. Tanque de servicio de aceite de cojinetes

Es un tanque estructural situado en el doble fondo de la Cámara de Máquinas inmediatamente debajo del motor principal. El fabricante indica que la capacidad mínima del tanque de aceite lubricante del doble fondo es de $10,0 m^3$.

5.1.2.3. Tanque de aceite sucio del motor principal

El tanque de aceite sucio, como se ha especificado antes, ha de tener una capacidad semejante a la del tanque de servicio, y en este caso el buque dispone de un tanque de $29,22 m^3$, aplicándole el margen al igual que al resto de tanque se obtiene que el volumen total del tanque incluidos los refuerzos es de $32,14 m^3$, se toma el mismo volumen por si se da el caso de la situación más desfavorable de cambiar el aceite cuando el tanque se encuentre completamente lleno, ya que se haya contaminado. En

caso de que el tanque de aceite sucio sufra una avería, el tanque de servicio puede ser utilizado como tal, esta es la razón por la que se emplaza a proa del tanque de servicio.

5.1.2.4. Purificadora centrífuga de aceite de cojinetes

Se instala una purificadora centrífuga autolimpiable, ya que la cámara de máquinas que se ha instalado es del tipo desatendida, para el aceite de los cojinetes.

El fabricante del motor recomienda que el caudal de la purificadora de aceite lubricante de los cojinetes ($Q_{purif.cojinetes}$) sea el resultado del producto entre lo que la separadora debe ser capaz de tratar $0,136 \text{ l/kWh}$, por lo tanto el caudal que pasa por la purificadora centrífuga, con una máxima potencia de 8600 kW es:

$$Q_{purif.cojinetes} = 0,136 \frac{\text{l}}{\text{kWh}} \cdot 9960 \text{ kW} \quad (28)$$

Por lo que el caudal toma un valor de:

$$Q_{purif.cojinetes} = 1354,56 \text{ l/h} = 1,35 \text{ m}^3/\text{h}$$

Se emplea una purificadora del tipo TYC-100, con capacidad para 50 l/min , las dimensiones principales de la misma son:

Tabla 18. Dimensiones principales de la purificadora de aceite

Largo (mm)	Ancho (mm)	Alto (mm)
1500	1200	1300

5.1.2.5. Enfriador de aceite de cojinetes

Está dispuesto en el circuito de baja presión y justo antes de la ramificación del circuito de alta. Es un intercambiador de placas y el refrigerante será agua dulce. El sistema de refrigeración que se emplea para refrigerar al aceite es un sistema de refrigeración centralizado.

5.1.2.6. Bombas de circulación de aceite de cojinetes

Para la circulación del aceite de lubricación de los cojinetes se van a emplear dos bombas de husillo, en las que una se encuentra de respeto de la otra. Para determinar las características de las bombas que se han instalado, se han tenido en cuenta las especificaciones del motor, tiene una capacidad de $160 \text{ m}^3/\text{h}$.

5.1.2.7. Bombas de la unidad hidráulica de suministro de potencia

Las bombas de la unidad hidráulica de suministro de potencia sólo funcionan en el arranque del motor ya que posteriormente entran en funcionamiento las bombas accionadas por el propio motor, deteniéndose las bombas de la unidad hidráulica.

5.1.2.8. Bomba de trasiego de aceite de lubricación de cojinetes

Las bombas de trasiego de aceite lubricante de los cojinetes se encarga de hacer circular el aceite. Se instalan dos bombas de husillos de trasiego de aceite, donde la de respeto la que se encarga de bombear el aceite hacia la purificadora.

Por tanto el caudal de las bombas está condicionado por la cantidad de aceite que es capaz de tratar la purificadora, por lo que tiene que impulsar como máximo 50 l/min.

5.1.2.9. Bomba de alimentación de la purificadora de aceite

Para este servicio se emplea la bomba de trasiego de aceite de lubricación de cojinetes, como se ha indicado en el apartado anterior.

5.1.2.10. Precalentador de aceite de cojinetes para la purificadora

Se dispone de un intercambiador de calor que eleva la temperatura del aceite de los cojinetes del motor hasta los 95°C. El caudal que pasa a través del precalentado de aceite es el mismo que el de la purificadora de aceite de lubricación de lo cojinetes, es decir, un caudal de 1,35 m³/h.

5.2. Motores auxiliares

Los motores auxiliares, correspondientes a los grupos generadores, son motores de embolo buzo; es decir, la biela se une directamente con el pistón, por lo que no existe separación física entre el cilindro y el cárter. A diferencia de los motores principales, en los que sí que existía una separación en la zona del pistón lo que requería circuitos de aceite diferenciados, en el caso de los motores auxiliares no son necesarios.

Los motores auxiliares constan de un sistema de lubricación propio, son de cárter húmedo y carecen de tanques de retorno.

Los motores auxiliares al ser motores que pueden utilizar tanto combustibles pesados como ligeros, contaminan mucho el aceite cuando queman combustible pesado, por lo

que además de los sistemas que componen el sistema de lubricación del motor principal van a necesitar un sistema de purificación continuo del aceite.

Las funciones que debe cumplir el aceite son

- Reducir rozamientos y desgastes
- Refrigerar componentes
- Sellar el espacio entre segmentos y camisas
- Proteger de la corrosión.

El sistema de purificación de aceite está compuesto por una bomba de husillo que alimenta una purificadora, la propia purificadora centrífuga y un tanque de recirculación de aceite.

Los motores auxiliares instalados a bordo emplean un aceite que tiene las siguientes características:

- Grado de viscosidad SAE 40
- Grado de basicidad, depende del combustible que esté quemando el motor, en caso de que se encuentre operando con diésel empleará un aceite TBN 10 -30, en cambio cuando el motor opera con combustible pesado el aceite empleado será TBN 30-55.

5.2.1. *Tanque de almacén de aceite de motores auxiliares*

El tanque de almacén de aceite de motores auxiliares ha de tener la capacidad necesaria para compensar las pérdidas que se producen en el cárter de los motores auxiliares. El volumen de dicho tanque es de $28,8 \text{ m}^3$.

5.2.2. *Purificadora centrífuga de aceite de motores auxiliares*

Con el fin de calcular el caudal de las purificadoras de aceite que tiene que tener los motores auxiliares instalados a bordo, se ha estimado que el consumo de aceite de los motores auxiliares es el mismo que el del motor principal, por lo que el consumo de aceite, dentro de los parámetros establecidos, se ha fijado en $1,4 \text{ g/kWh}$.

El caudal de la purificadora de aceite del motor auxiliar es el obtenido del producto entre el consumo específico de aceite, la potencia de un motor auxiliar y el número de horas en las que se encuentra en funcionamiento, en este caso se han establecido que en 24 horas ha de ser capaz de purificar el volumen de aceite 4 veces. El resultado obtenido de esta operación es el siguiente:

$$Q_{Purif.Aceite.Aux} = \frac{1,4 \frac{g}{kWh} \cdot 780 kW}{0,89 \frac{t}{m^3} \cdot 10^6 \frac{g}{t}} 10^3 \frac{l}{m^3} = 1,227 \frac{l}{h} \quad (29)$$

5.2.3. Bombas de alimentación de las purificadoras

Las bombas de alimentación de las purificadoras tienen que transportar el aceite lubricante de los motores auxiliares desde el tanque de almacén hasta las purificadoras centrífugas.

5.2.4. Precalentador de aceite lubricante de las purificadoras

Se dispone de un intercambiador de calor que eleva la temperatura del aceite lubricante de los motores auxiliares hasta los 95°C. El caudal que circula a través del precalentador es el mismo que el de la purificadora de aceite de los motores auxiliares. El precalentador es del mismo tipo que el definido anteriormente.

5.2.5. Tanque de recirculación de aceite de la purificadora

El tanque de recirculación de aceite de la purificadora tiene que ser capaz de recibir el aceite lubricante de los motores auxiliares, que se recircula para evitar su paso por la purificadora, con el fin de que el caudal que llega sea constante, condición necesaria para que la temperatura permanezca constante durante la separación de la purificadora. El volumen de este tanque es de $2m^3$.

5.3.Ejes

Para el correcto funcionamiento de los ejes se dispone de sistemas de aceite para el eje intermedio en el que se instala una chumacera de apoyo y para el eje de cola.

5.3.1. Eje intermedio

El eje intermedio como se ha descrito antes, dispone de un una chumacera de apoyo. Una chumacera es un cojinete que rodea todo el eje y se encuentra sumergido en aceite. La lubricación es estática y el aceite que baña al cojinete actúa como lubricante y refrigerante.

5.3.2. Eje de cola

Se dispone de un sistema de aceite para el eje de cola. Este sistema, al igual que el anterior es es el encargado de lubricar y refrigerar los cojinetes y el eje de cola.

Como el buque proyecto tiene un número de revoluciones del eje relativamente bajo, la lubricación del eje se va a realizar por gravedad.

6. Sistema de refrigeración centralizado

Para este sistema se emplean dos fluidos distintos: agua dulce y agua salada. El agua salada no se puede emplear en todo el sistema de refrigeración debido a que el agua salada no tiene una temperatura constante y que ataca a los materiales férreos; por lo que solo se emplea en el circuito de refrigeración centralizada, que va a permitir enfriar el circuito de agua secundario de agua dulce, que será el fluido que circule por el interior del motor, mediante un intercambiador de calor.

Esta disposición de refrigeración centralizada, tiene las siguientes ventajas:

- Circuito corto de agua salada, el circuito es principalmente agua dulce.
- Abaratamiento en los mantenimientos, puesto que el agua dulce es menos corrosiva que el agua de mar.
- La temperatura puede regularse por cambio de flujo.
- Una única toma de agua de mar, que además de simplificar los circuitos ahorra costes constructivos.
- Todos los consumidores de refrigeración son conectables al intercambiador.
- Hay menos líneas de tubería, haciéndolo un sistema más simple

Pero por otro lado esta instalación tiene las siguientes desventajas:

- Conlleva saltos térmicos adicionales.
- Un mayor número de intercambiadores.
- Requiere una generación de agua dulce mayor que para un sistema de refrigeración directa.
- Mayor coste de tratamiento de agua dulce.

En la Figura 9 se puede ver el esquema del circuito:

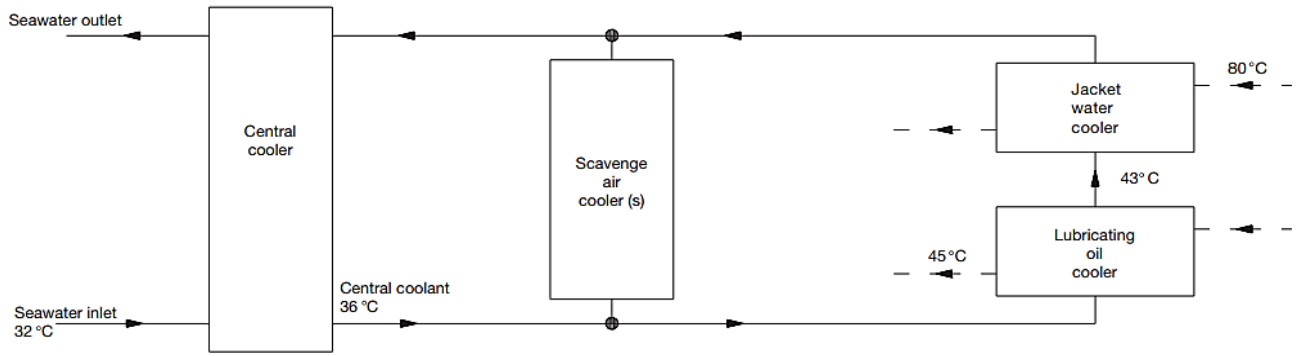


Figura 10. Diagrama del sistema de refrigeración central

Este sistema se puede descomponer en dos subcircuitos: el circuito de agua dulce y el circuito de agua salada.

En la Figura 10 se puede ver el esquema del circuito de refrigeración centralizada del motor

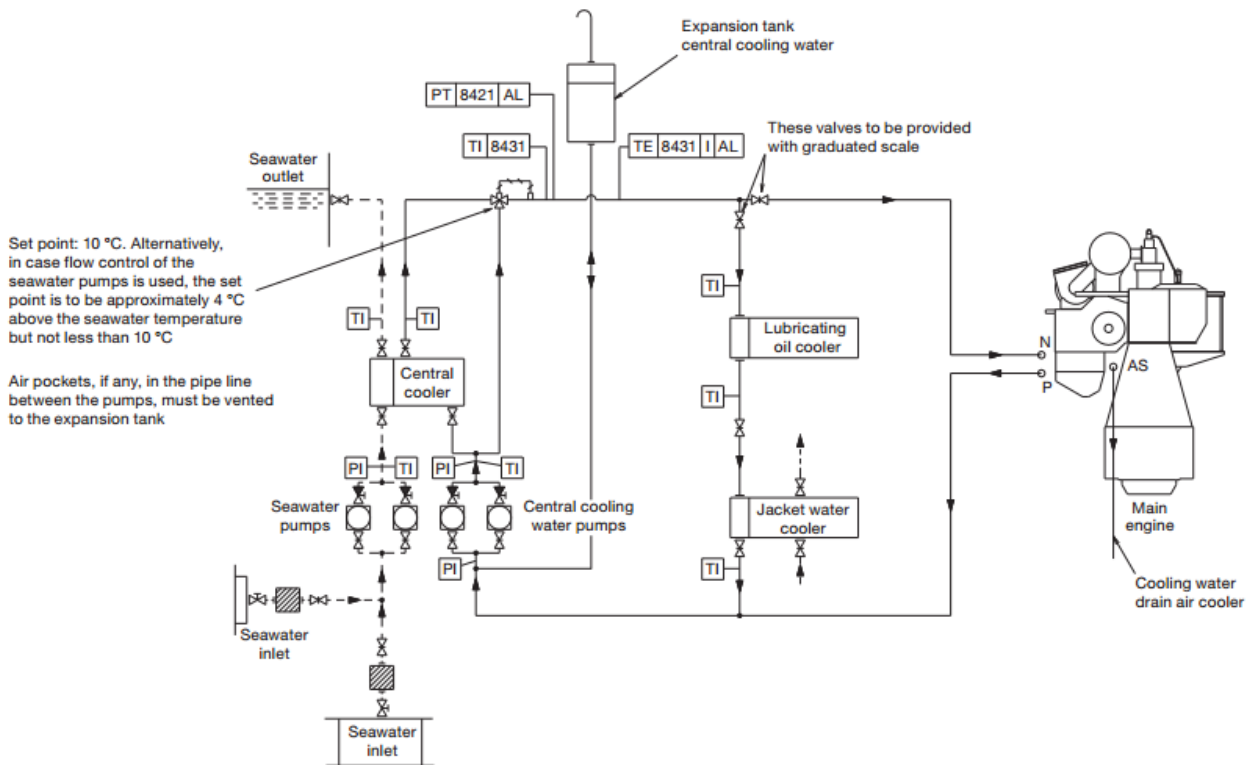


Figura 11. Esquema del circuito de refrigeración centralizada

6.1. Circuito de agua salada

El agua salada es aspirada a través de las tomas de mar, y filtrada posteriormente.

Una vez hecho esto, las bombas de este circuito la impulsan hacia el enfriador central, donde es extraído el calor del agua del circuito de baja temperatura. Por último se cierra el circuito de agua salada descargándose (el agua que proviene del intercambiador central) al mar.

6.1.1. Bombas de refrigeración de agua salada

Las bombas de refrigeración de agua salada son del tipo centrífugo. El caudal de las bombas, viene establecido por el fabricante del motor, es de $300\text{m}^3/\text{h}$, la presión de la bomba es de $2,5\text{ bar}$, la temperatura normal de trabajo se encuentra entre $0 - 32^\circ\text{C}$, la temperatura de trabajo es como máximo 50°C .

6.1.2. Enfriador central

El enfriador se encuentra en el casco del buque, el intercambiador puede ser de tubo o de placas hecho con material resistente al agua salada.

El enfriador central tiene una capacidad de disipación del calor de 5920 kW , un caudal de agua de enfriador de $185\text{ m}^3/\text{h}$, ña caída máxima de presión en el interior del enfriador es de $0,2\text{ bar}$, el caudal de agua salada es de $290\text{ m}^3/\text{h}$.

La caída de presión puede ser mayor dependiendo del diseño actual del refrigerador.

Los valores de la disipación de calor y del caudal de agua se basan en una potencia máxima, en el punto de funcionamiento L_1 y unas condiciones tropicales, es decir una temperatura del agua de $32\text{ }^\circ\text{C}$ y una temperatura ambiente de $45\text{ }^\circ\text{C}$.

6.1.3. Bombas de agua salada del enfriador central

Al igual que las bombas de refrigeración, son bombas del tipo centrífugo.

Las principales características de estas bombas son que tienen un caudal de $235\text{ m}^3/\text{h}$, la presión de la bomba es de $2,5\text{ bar}$, la temperatura normal de trabajo es de 80°C , mientras que la temperatura de diseño es como máximo 100°C .

6.2.Circuito de agua dulce de baja temperatura

En el enfriador centra, el agua dulce de este circuito circula por él impulsada mediante las bombas de circuito cerrado de enfriamiento centralizado, el circuito de agua dulce es el encargado de la refrigeración en el caso de los motores principales del agua de las camisas y del aceite lubricante, en cambio en los motores auxiliares se refrigera el aceite y los cilindros; se refrigera el aire de barrido de todos los motores y otros componentes como son: el servicio de aire comprimido, condensador de vapor, servicio de aire acondicionado, refrigerador de Gambuza, chumaceras y bocina.

La refrigeración de los motores auxiliares se lleva a cabo con un *by-pass* que dirige el agua dulce hacia ellos. El sistema de refrigeración a la vez se divide en dos, de tal forma que una de las ramas se dirige hacia las camisas y la otra para el aire de barrido y el aceite.

Una vez que ha refrigerado los distintos componentes, el agua retorna

El dimensionamiento del sistema de agua dulce al igual que el resto se ha dimensionado para el peor de los casos, es decir, para que sea capaz de trabajar en caso de que el motor principal y los dos auxiliares estén trabajando.

6.2.1. Válvula termostática del enfriador central

El circuito de baja temperatura tiene que estar equipado con una válvula de tres vías, que actúa mezclando el agua que viene del enfriador con el agua del circuito.

El sensor de temperatura de la válvula se sitúa en la entrada en la tubería, se tara de tal forma que no permite la circulación de agua con una temperatura por su interior a una temperatura inferior a 10 °C. Una temperatura por debajo de ésta el agua comienza a dilatarse lo que puede ocasionar problemas en el interior de las tuberías.

6.2.2. Sistema del agua de las camisas

Debido al refrigerador central la entrada del agua refrigerada es aproximadamente 4°C mayor en comparación con la del sistema agua salada de refrigeración. La entrada de datos son por lo tanto diferentes para el aire de barrido, el retorno del enfriador del aceite lubricante y el agua refrigerante de las camisas.

La disipación de calor y el caudal del enfriador central , está dado para una potencia máxima en unas condiciones ambientales tropicales, es decir, para una temperatura del agua salada de 32°C y una temperatura ambiente 45°C

6.2.3. *Refrigeración del aire de barrido*

El aire de barrido está integrado en el motor principal. La disipación de calor del aire de barrido es de 1140 kW, el caudal de agua del enfriador es de 185 m³/h, la temperatura de entrada del agua en el enfriador central es de 36°C.

6.2.4. *Bomba de agua dulce*

Se disponen dos bombas centrífugas, una de respeto de la otra. Cada una debe de dar el caudal de 235 m³/h a 2,5 bar.

6.2.5. *Bomba de agua dulce para servicio de puerto*

Se dispone de una bomba centrífuga capaz de abastecer a dos motores auxiliares más un 10%.

Mediante el catálogo del fabricante de motores se tiene que el caudal de agua del motor auxiliar 6L23/30H tiene un consumo de agua a baja temperatura de 55 m³/h, en cambio para el motor auxiliar de 5L16/24 es un caudal de 19,3 m³/h. por lo que el caudal de la bomba del puerto es de:

$$Q_{bomba.pto} = 1,1 \cdot (55 + 19,3) = 81,73 \text{ m}^3/h \quad (30)$$

6.2.6. *Refrigerador de aceite lubricante del motor principal*

Se disponen dos intercambiadores de placas y de acero inoxidable, uno de respeto del otro, para refrigerar el aceite de lubricación de cojinetes. Cada uno de los intercambiadores son capaces de refrigerar el equivalente de 1260 kW (especificaciones del motor auxiliar).

6.2.7. *Refrigerador de aceite lubricante de los motores auxiliares*

Los motores auxiliares llevan integrados los enfriadores de aceite, de agua de camisas. Cada intercambiador es capaz de refrigerar el equivalente de 110 kW (especificaciones del motor auxiliar).

6.3.Circuito de alta temperatura

El motor principal dispone de un circuito independiente de agua dulce de alta temperatura para la refrigeración de camisas dotado de dos bombas, con capacidad para enfriar el motor a plena carga. En este circuito, el agua caliente que ha refrigerado los cilindros, circula a través del generador de agua dulce, se enfría en el intercambiador de agua de camisas, y vuelve a entrar en el motor, completándose el ciclo.

6.3.1. Bomba de agua dulce para refrigeración de las camisas

Al igual que las anteriores la bomba de refrigeración de las camisas, tiene que ser del tipo centrífugo. El caudal de agua de las camisas es de $70 \text{ m}^3/\text{h}$, la presión de las bombas es de $3,0 \text{ bar}$, la temperatura de trabajo es de 80°C siendo la temperatura de diseño 100°C .

6.3.2. Enfriador de agua dulce para camisas del motor principal

El enfriador se encuentra en el casco y un intercambiador de calor o bien de tubos o láminas.

La disipación de calor es de 4930 kW , el caudal de agua de las camisas $60 \text{ m}^3/\text{h}$, la temperatura del agua de entrada de las camisas es de 80°C , la máxima caída de presión es de $0,2 \text{ bar}$, el caudal de agua del enfriador es de $75 \text{ m}^3/\text{h}$, y la temperatura de entrada del enfriador de agua es aproximadamente de 42°C .

6.3.3. Bomba de precalentamiento del agua de camisas

Es una bomba del tipo centrífugo, que opera con un caudal de $6,9 \text{ m}^3/\text{h}$ a una presión de 3 bar .

6.3.4. Precalentador de agua de camisas

Se instala un intercambiador de placas capaz de aumentar la temperatura del agua de refrigeración hasta una temperatura de 50°C .

6.3.5. Enfriador de agua dulce para camisas de los motores auxiliares

Los enfriadores de agua de camisas se encuentran integrados en los motores auxiliares.

Cada intercambiador debe ser capaz de refrigerar el equivalente de 369 kW (especificaciones del motor auxiliar).

6.3.6. *Tanque de desaireación*

La misión de este tanque es evitar la acumulación de gases y vapores en el circuito de agua dulce de alta, pues en este circuito el agua alcanza temperaturas próximas a su punto de ebullición.

La capacidad de este tanque recomendada por el fabricante del motor es de $0,16 \text{ m}^3/h$.

6.4.Elementos comunes del sistema de refrigeración

6.4.1. *Tanque de expansión*

Su misión es la de compensar las variaciones de volumen debidas a cambios de temperatura, reponer las pérdidas de agua dulce en los circuitos de alta y baja temperatura, y garantizar, con su carga estática que en ningún momento la presión en el sistema sea inferior a la atmosférica, la cual podría producir la evaporación del agua y la inmediata pérdida de refrigeración en los diferentes enfriadores

El volumen total del tanque de expansión tiene que ser aproximadamente el 10% del volumen total del agua de refrigeración de las camisas.

7. Sistema de aire comprimido

7.1.Compresores principales

Se instalan al menos dos compresores que sean capaces de suplir toda la capacidad instalada. Dicha capacidad dependerá del tipo de motor instalado, en el caso de que el motor sea reversible y tenga que realizar 12 arrancadas, se instalará un compresor de 270 m^3 . En cambio, si se instara un motor no reversible y solo tenga que realizar como mínimo 6 arrancadas la capacidad, establecida por el fabricante es de 150 m^3 . Como las palas de la hélice son fijas, el motor es reversible por lo que lo escogido es lo que se ha mencionado en primer lugar, la presión establece el fabricante es de 30 en ambos casos.

7.2. Botellas principales

El número y capacidad de las botellas va a depender de si el motor es reversible o no lo es. En el primer de los casos ha de ser capaz de realizar 12 arrancadas por lo que dispone de 2 botellas de $4,5 m^3$ cada una de las botellas, por otro lado si el motor no fuera reversible las botellas solo necesitan realizar 6 arrancadas mediante 2 botellas de $2,5 m^3$ cada una de las botellas, esto es lo especificado en el catálogo del fabricante del motor principal. La presión a la que se encuentran las botellas es de 30 bares cada una de las botellas.

Por el motivo explicado anteriormente la opción a escoger es la primera es decir 2 botellas de $4,5 m^3$.

7.3. Botella de aire para motores auxiliares

Estas botellas se alimentan desde las botellas principales, pero tiene que ser capaz de dar servicio durante 6 horas y trabajan a presiones muy inferiores en comparación con las anteriores, se encuentran a una presión comprendida entre 4 y 7 *bares*. Se instalan 2 botellas de $1,75 m^3$.

7.4. Botella de aire de servicio

Se utiliza para distintos servicios tales como la maquinaria del taller, limpieza de tomas de mar, filtro de aceite de los motores, etc.

Se instala una botella con capacidad para $33 m^3$, rellena bien desde el compresor de servicio, o bien desde las botellas principales.

7.5. Compresor de aire de emergencia y de servicio

Son compresores que tienen una capacidad de $20 m^3/h$, la presión de los compresores va a ser de 9 *bares* para el compresor de emergencia y de 7 *bares* para el compresor de servicio.

8. Servicio de ventilación de Cámara de Máquinas

El cálculo del servicio de ventilación se va a realizar mediante la aplicación de la normativa de la ISO 8861:1998⁴.

Los objetivos del sistema de ventilación en Cámara de Máquinas son los que se muestran a continuación:

- Evacuar el calor perdido en el motor, generador y los equipos auxiliares, así como el calor generado en la estructura a causa de la radiación solar.
- Alimentación segura y eficiente del motor con aire para la combustión.
- Aportación de aire de refrigeración para el generador y electromotores de las auxiliares.
- Evitar las condiciones perjudiciales de trabajo para las personas que se encuentran en su interior, facilitando así el servicio y el mantenimiento por parte del personal.
- Limitación de la temperatura superficial de determinadas piezas y materiales.
- Expulsión de vahos de máquinas.
- Eliminación de mezclas peligrosas gas/aire en caso de fugas de instalaciones con riesgo de explosión. Para llevar a cabo estas funciones de forma adecuada y eficiente, hay una serie de procedimientos que han de cumplirse:
- El sistema de ventilación de cámara de máquinas debe permitir estanqueidad para el correcto funcionamiento del sistema de extinción de incendios por CO₂.
- La presión en el interior de la cámara de máquinas debe ser ligeramente superior a la presión atmosférica.

8.1. Ventilación normativa ISO 8861:1998

Según lo indicado en la normativa, la temperatura ambiente exterior se debe tomar como 35°C, mientras que el incremento máximo de temperatura, desde la cámara de máquinas a la entrada del guardacalor, es de 12,5°K.

El flujo de aire total (Q) a la sala de máquinas debe ser al menos el valor más alto de estas dos expresiones que se muestran a continuación:

⁴ UNE-EN ISO 8861:1998, *Construcción Naval. Ventilación de la sala de máquinas de barcos de motor diésel. Requisitos de diseño y base de cálculo*, AENOR.

$$Q = q_c + q_h \quad (31)$$

$$Q = 1,5 \cdot q_c \quad (32)$$

8.1.1. Flujo de aire para combustión

8.1.1.1. Cantidad de flujo de aire para la combustión

La cantidad de flujo de aire para la combustión (q_c) debe calcularse, medido en metros cúbicos por segundo, como sigue:

$$q_c = q_{dp} + q_{dg} + q_b \quad (33)$$

Siendo:

- $q_{dp} \equiv$ es el flujo de aire para la combustión del motor principal diésel, expresado en m^3/s .
- $q_{dg} \equiv$ es el flujo de aire para la combustión de los motores generadores diésel, expresado en m^3/s .
- $q_b \equiv$ es el flujo de aire para la combustión de la caldera, expresado en m^3/s .

8.1.1.2. Flujo de aire para la combustión del motor principal diésel

El flujo de aire para la combustión del motor principal diésel, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$q_{dp} = \frac{P_{dp} \cdot m_{ad}}{\rho} \quad (34)$$

- $P_{dp} \equiv$ es la potencia normalizada de servicio del motor de propulsión principal diésel a la máxima potencia de salida continua, en este caso vale $9960 kW$.
- $m_{ad} \equiv$ es el aire necesario para la combustión del motor diésel, en este caso toma un valor de $2,028 \cdot 10^{-3} kg/(kW \cdot s)$.
- $\rho \equiv$ es la densidad del aire a $35^\circ C$, $70 \%HR$ y a $101,3 kPa$, toma un valor de $1,13 kg/m^3$.

Por lo que introduciendo estos datos en la ecuación (34), queda:

$$q_{dp} = \frac{9960 \text{ kW} \cdot 2,028 \cdot 10^{-3} \text{ kg}/(\text{kW} \cdot \text{s})}{1,13 \text{ (kg/m}^3\text{)}} = 17,89 \text{ m}^3/\text{s}$$

8.1.1.3. Flujo de aire para la combustión del motor diésel generador

El flujo de aire para la combustión del motor diésel generador, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$q_{dg} = \frac{P_{dg} \cdot m_{ad}}{\rho} \quad (35)$$

- $P_{dg} \equiv$ es la potencia normalizada de servicio del motor de propulsión diésel generador a la máxima potencia de salida continua, en este caso vale 780 kW.
- $m_{ad} \equiv$ es el aire necesario para la combustión del motor diésel generador, en este caso toma un valor de $2,028 \cdot 10^{-3} \text{ kg}/(\text{kW} \cdot \text{s})$.
- $\rho \equiv$ es la densidad del aire a 35°C , 70 %HR y a 101,3 kPa, toma un valor de $1,13 \text{ kg/m}^3$.

Por lo que introduciendo estos datos en la ecuación (35), queda:

$$q_{dg} = \frac{(2 \cdot 780) \text{ kW} \cdot 2,028 \cdot 10^{-3} \text{ kg}/(\text{kW} \cdot \text{s})}{1,13 \text{ (kg/m}^3\text{)}} = 2,8 \text{ m}^3/\text{s}$$

8.1.1.4. Flujo de aire para la combustión de calderas

El flujo de aire para la combustión de la caldera, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$q_b = \frac{m_s \cdot m_{fs} \cdot m_{af}}{\rho} \quad (36)$$

- $m_s \equiv$ es la capacidad de vapor total de la caldera, en kilogramos de vapor por segundo, en este caso toma un valor de $0,64 \text{ kg}_{vapor}/\text{s}$.
- $m_{fs} \equiv$ es el consumo de combustible, en kilogramos de combustible por kilogramo de vapor, como no se conoce se toma el valor establecido por la normativa de $0,077 \text{ kg}_{combustible}/\text{kg}_{vapor}$.

- $m_{af} \equiv$ es el aire necesario para la combustión, medido en kilogramos de aire por kilogramo de combustible, como no se conoce se toma el valor establecido por la normativa de $15,7 \text{ kg}_{\text{aire}}/\text{kg}_{\text{combustible}}$.
- $\rho \equiv$ es la densidad del aire a 35°C , $70 \% \text{HR}$ y a $101,3 \text{ kPa}$, toma un valor de $1,13 \text{ kg}/\text{m}^3$.

Por lo que introduciendo estos datos en la ecuación (35), queda:

$$q_b = \frac{0,64 \frac{\text{kg}_{\text{vapor}}}{\text{s}} \cdot 0,077 \frac{\text{kg}_{\text{combustible}}}{\text{kg}_{\text{vapor}}} \cdot 15,7 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{combustible}}}}{1,13 \frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{m}^3}} = 0,68 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por lo tanto la cantidad de flujo de aire para la combustión (q_c), introduciendo los valores hallados en la expresión (33), queda:

$$q_c = 17,89 + 2,8 + 0,68 = 21,37 \text{ m}^3/\text{s}$$

8.1.2. Flujo de aire para evacuación de la emisión de calor

La cantidad de flujo de aire necesaria para la evacuación de calor (q_h) debe calcularse, expresado en metros cúbicos por segundo, como sigue:

$$q_h = \frac{\phi_{dp} + \phi_{dg} + \phi_b + \phi_p + \phi_g + \phi_{el} + \phi_{ep} + \phi_t + \phi_o}{\rho \cdot c \cdot \Delta T} - 0,4 \cdot (q_{dp} + q_{dg}) - q_b \quad (37)$$

Donde:

- $\phi_{dp} \equiv$ es la emisión de calor del motor diésel de propulsión principal, en kilovatios.
- $\phi_{dg} \equiv$ es la emisión de calor de los motores diésel del generador, en kilovatios.
- $\phi_b \equiv$ es la emisión de calor de las calderas, en kilovatios.
- $\phi_p \equiv$ es la emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación, en kilovatios.
- $\phi_g \equiv$ es la emisión de calor del generador eléctrico refrigerado por aire, en kilovatios.
- $\phi_{el} \equiv$ es la emisión de calor de las instalaciones eléctricas, en kilovatios.

- $\phi_{ep} \equiv$ es la emisión de calor de las tuberías de escape incluidas las calderas alimentadas por llamas de gas, en kilovatios.
- $\phi_t \equiv$ es la emisión de calor de los tanques de calefacción, en kilovatios.
- $\phi_o \equiv$ es la emisión de calor de otros componentes, en kilovatios.
- $q_{dp} \equiv$ es el flujo de aire para combustión del motor diésel de propulsión principal, en metros cúbicos por segundo.
- $q_{dg} \equiv$ es el flujo de aire para combustión del motor diésel del generador, en metros cúbicos por segundo.
- $q_b \equiv$ es el flujo de aire para combustión de la caldera, en metro cúbicos por segundo.
- $\rho \equiv$ es la densidad del aire a $35^{\circ}C$, $70 \%HR$ y a $101,3 kPa$, toma un valor de $1,13 kg/m^3$.
- $c \equiv$ es la capacidad de calor específico del aire, toma un valor de $1,01 kJ/(kg \cdot K)$.
- $\Delta T \equiv$ es el aumento de temperatura del aire en la sala de máquinas, es decir, la diferencia entre la temperatura de entrada y la de salida medida en las condiciones de diseño. La temperatura de salida debe medirse a la salida de la sala de máquinas al guardacalor o chimenea sin instalaciones sensibles al calor, toma un valor establecido de $2,5 K$.

8.1.3. Cálculo de la emisión de calor

8.1.3.1. Emisión de calor del motor principal diésel de propulsión

La emisión de calor del motor diésel de propulsión principal (ϕ_{dp}), debe tomarse, en kilovatios, como sigue:

$$\phi_{dp} = P_{dp} \cdot \frac{\Delta h_d}{100} \quad (38)$$

- $P_{dp} \equiv$ es la potencia normalizada de servicio del motor de propulsión principal diésel a la máxima potencia de salida continua, en este caso vale $9960 kW$.
- $\Delta h_d \equiv$ es la pérdida de calor del motor diésel, como se desconoce se emplea la gráfica contenida en el reglamento que da de manera directa el valor de la emisión de calor del motor diésel.

Entrando en la gráfica se obtiene:

$$\phi_{dp} = 160 \text{ kW}$$

8.1.3.2. Emisión de calor del motor diésel de los generadores

La emisión de calor del motor diésel de los generadores (ϕ_{dg}), debe tomarse, en kilovatios, como sigue:

$$\phi_{dg} = P_{dg} \cdot \frac{\Delta h_d}{100} \quad (39)$$

- $P_{dg} \equiv$ es la potencia normalizada de servicio del motor diésel de los generadores a la máxima potencia de salida continua, en este caso vale 780 kW.
- $\Delta h_d \equiv$ es la pérdida de calor de los motores diésel de los generadores, como se desconoce se emplea la gráfica contenida en el reglamento que da de manera directa el valor de la emisión de calor del motor diésel.

Entrando en la gráfica se obtiene:

$$\phi_{dg} = 38 \text{ kW}$$

8.1.3.3. Emisión de calor de la caldera

La emisión de calor de la caldera de fluido térmico (ϕ_b), se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\phi_b = m_s \cdot m_{fs} \cdot h \cdot \frac{\Delta h_b}{100} \cdot B_1 \quad (40)$$

- $m_s \equiv$ es la capacidad de vapor total, en kilogramos de vapor por segundo, en este caso toma un valor de 0,64 kg_{vapor}/s.
- $m_{fs} \equiv$ es el consumo de combustible, en kilogramos de combustible por kilogramo de vapor, como no se conoce se toma el valor establecido por la normativa de 0,077 kg_{combustible}/kg_{vapor}.
- $h \equiv$ es el más bajo valor calorífico del combustible en kilojulios por kilogramos como no se conoce se toma el valor establecido por la normativa de 40200 kJ/kg.

- $\Delta h_b \equiv$ es la pérdida de calor, en porcentaje, al máximo rendimiento continuo de la caldera, se halla mediante la gráfica del reglamento tomando un valor de 0,8%
- $B_1 \equiv$ es una constante que se aplica a la ubicación de la caldera y otros intercambiadores de calor en la sala de máquinas, toma un valor de 0,1.

Por lo tanto, el valor de la emisión de calor de la caldera es de:

$$\phi_b = 0,64 \frac{kg_{vapor}}{s} \cdot 0,077 \frac{kg_{combustible}}{kg_{vapor}} \cdot 40200 \frac{kJ}{kg} \cdot \frac{0,8}{100} \cdot 0,1 = 1,58 kW$$

8.1.3.4. Emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación

La emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación (ϕ_p), debe calcularse en kilovatios, como sigue:

$$\phi_p = m_{sc} \cdot \frac{\Delta h_p}{100} \quad (41)$$

- $m_{sc} \equiv$ es la consumo total de vapor total, en kilovatios $0,64 kg_{vapor}/s$.
- $\Delta h_p \equiv$ es la pérdida de calor de las tuberías de vapor y condensación, en porcentaje del consumo de vapor en kilovatios, como no hay dato se toma el que da el reglamento de 0,2%.

Por lo tanto el valor de la emisión de calor de las tuberías de vapor y condensación es de:

$$\phi_p = 0,64 \cdot \frac{0,2}{100} = 0,13 kW$$

8.1.3.5. Emisión de calor del generador eléctrico

La emisión de calor del generador refrigerado por aire (ϕ_g) debe calcularse en kilovatios, como sigue:

$$\phi_g = P_g \cdot \left(1 - \frac{\eta}{100}\right) \quad (42)$$

Donde

- $P_g \equiv$ es la potencia de los generadores instalados, en kilovatios, toma el valor anteriormente indicado de 780 kW .
- $\eta \equiv$ es el rendimiento de generador en porcentaje, como no hay datos específicos disponibles se emplea el 94%, según lo especificado en la normativa.

Por lo tanto la emisión de calor del generador refrigerado por aire vale:

$$\phi_g = (2 \cdot 780) \text{ kW} \cdot \left(1 - \frac{94}{100}\right) = 93,6 \text{ kW}$$

8.1.3.6. Emisión de calor de las instalaciones eléctricas

Como se desconocen los detalles de la instalación de las instalaciones eléctricas y de la iluminación (ϕ_{el}) se toma como cero.

$$\phi_{el} = 0 \text{ kW}$$

8.1.3.7. Emisión de calor de las tuberías de escape y de la caldera de descarga alimentadas con llama de gas

La emisión de calor de las tuberías de escape y de la caldera de descarga alimentada con llama de gas (ϕ_{ep}) se determina a partir de la gráfica determinada en el reglamento tomando Δt como 250 K , por tratarse de un motor de dos tiempos., el diámetro de la tubería de escape se ha fijado en 400 mm y una longitud de tubería de 16 m La emisión de gas es de:

$$\phi_{ep} = 0,25 \frac{\text{kW}}{\text{m}} \cdot 16 \text{ m} = 4 \text{ kW}$$

8.1.3.8. Emisión de calor de los tanques de calefacción

Como no se disponen de los mismos se toma:

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

8.1.3.9. Emisión de calor de otros componentes

Como no se disponen datos se ha tomado:

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

Por lo tanto el valor del flujo de aire para evacuación de la emisión de calor (q_h) es de:

$$q_h = \frac{160 + 38 + 1,58 + 0,13 + 93,6 + 0 + 4 + 0 + 0}{1,13 \cdot 1,01 \cdot 2,5} - 0,4 \cdot (17,89 + 2,8) - 0,68$$

$$q_h = 95,24 \text{ m}^3/\text{s}$$

8.1.4. *Resultados del flujo de aire total*

En primer lugar se calcula el flujo de aire total mediante la expresión (31):

$$Q = q_c + q_h = 21,37 + 95,24 = 116,61 \text{ m}^3/\text{s}$$

En cambio mediante la aplicación de la expresión (32), da como resultado:

$$Q = 1,5 \cdot q_c = 1,5 \cdot 21,37 = 32,06 \text{ m}^3/\text{s}$$

Por lo tanto el flujo de aire total a la sala de cámara de máquinas debe ser al menos de $116,61 \text{ m}^3/\text{s}$.

9. Sistema de gases de Exhaustación

Para el sistema de gases de exhaustación, la salida de los gases se va a realizar a través del guardacalor dispuesto sobre la Cámara de Máquinas.

El sistema de tuberías para la exhaustación conduce el gas desde la salida de la turbosoplante hasta la atmósfera.

En la Figura 11 se puede ver un esquema del sistema de exhaustación de los gases del motor principal, ya que este motor dispone de una sola turbosoplante.

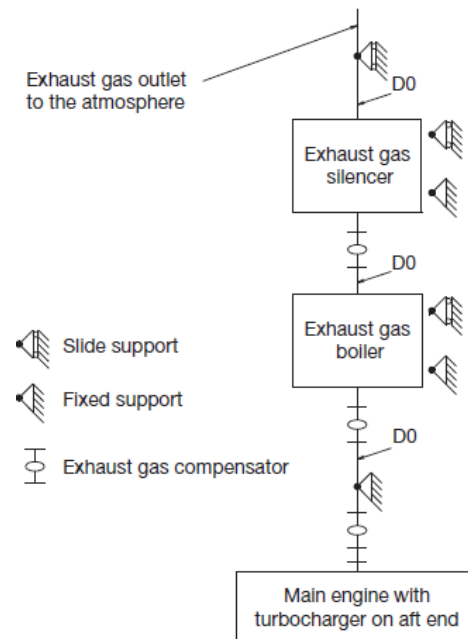


Figura 12. Esquema del sistema de los gases de exhaustación.

El sistema de exhaustación está formado por varios conductos de exhaustación independientes, con el fin de evitar los reflujos que cada uno de los conductos procedentes de una máquina a los conductos de otra, de tal modo que cada uno de los sistemas de exhaustación contiene elementos similares a los demás salvo los del motor principal. Las principales fuentes de gases de exhaustación son los que se muestran a continuación:

- Motor principal
- Motores auxiliares
- Motor diésel de emergencia
- Caldera
- Incinerador

Se conocen los caudales de los gases de exhaustación de los motores, recogidos en la información proporcionada por el fabricante.

El caudal de aire a evacuar del motor principal es:

$$Q_{Exhaust.MotorPpal} = 81380 \text{ kg/h}$$

El caudal de gases de la exhaustación es:

$$Q_{Exhaust.Aux} = 10856 \text{ kg/h}$$

El caudal del motor diésel de emergencia es de:

$$Q_{Exhaust.Emergencia} = 5710 \text{ kg/h}$$

Exceptuando el sistema de gases de exhaustación del motor principal, que éste cuenta con una caldera de gases de exhaustación, cada sistema cuenta con los siguientes elementos:

- Unidad parachispas
- Silenciador
- Juntas de expansión
- Tuberías

En la Figura 12 se puede apreciar un esquema del sistema de gases de exhaustación, que cumple con las normas establecidas por la sociedad de clasificación, ya que los elementos nombrados anteriormente van a provocar pérdidas de presión en las tuberías.

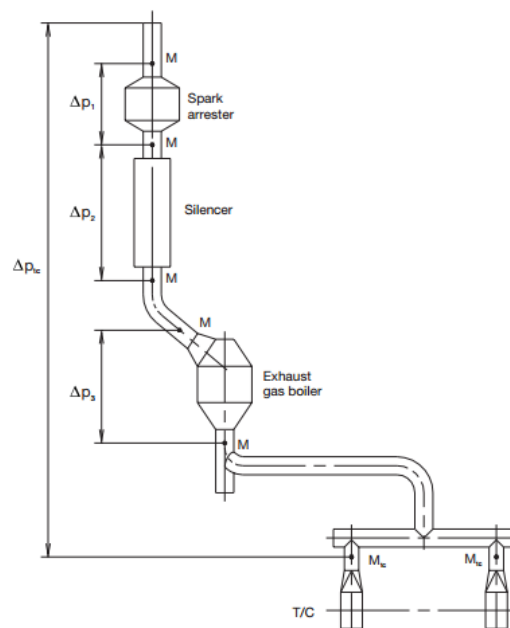
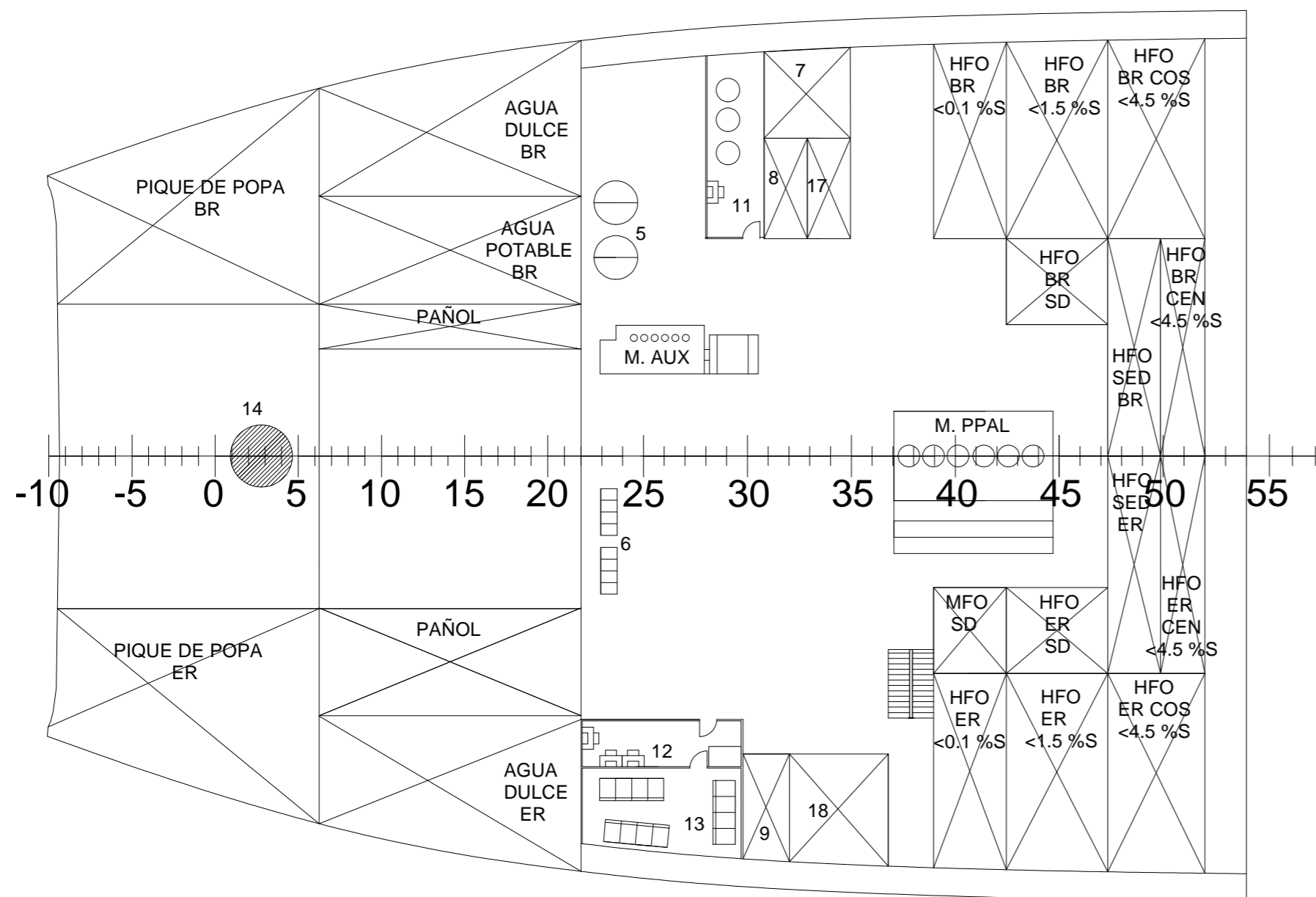
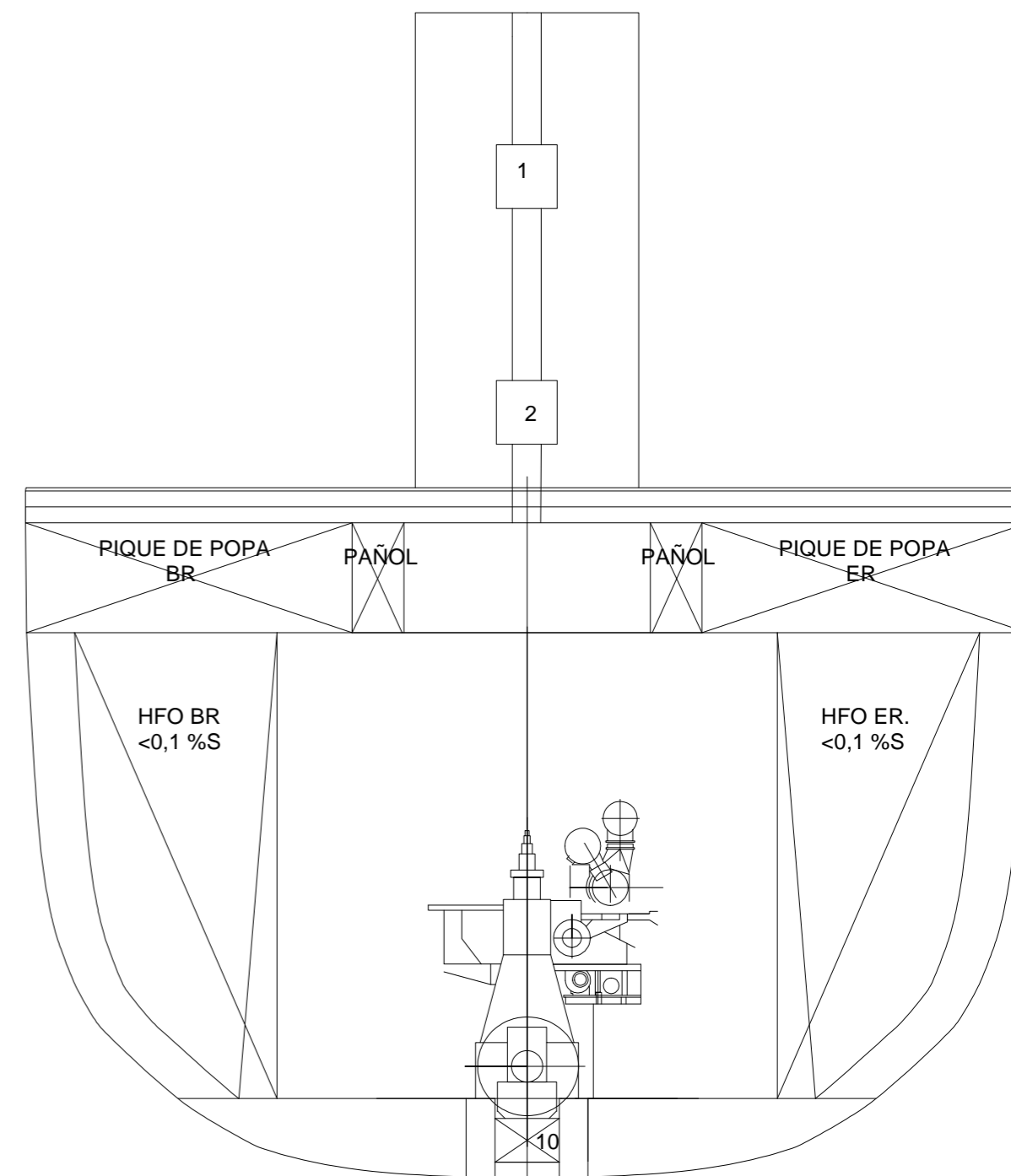
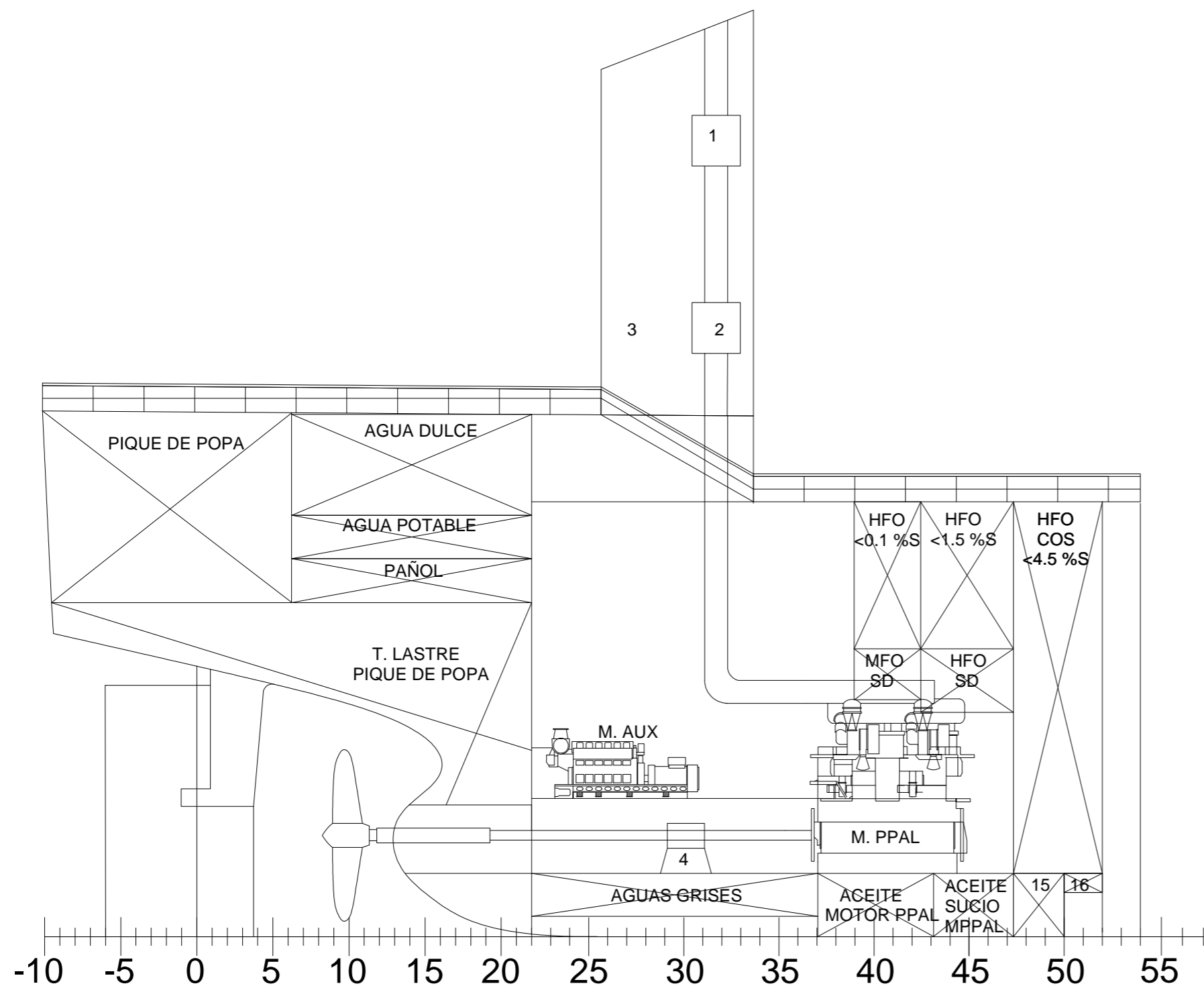


Figura 13. Esquema de las tuberías de exhaustación de los gases de exhaustación

ANEXO I: PLANO DE CÁMARA DE MÁQUINAS



- 1 SILENCIADOR
- 2 APAGACHISPAS
- 3 GUARDACALOR
- 4 CHUMACERA DE APOYO
- 5 BOTELLAS PRINCIPALES DE AIRE COMPRIMIDO
- 6 COMPRESORES PRINCIPALES
- 7 T. ACEITE ALMACENAMIENTO COJINETES
- 8 T. ACEITE SERVICIO COJINETES
- 9 T. ACEITE SERVICIO CAMISAS
- 10 T. ACEITE SUCIO DEL MOTOR PRINCIPAL
- 11 SALA DE SEPARADORAS
- 12 SALA DE CONTROL DE CM
- 13 SALA ELÉCTRICA (CUADRO PRINCIPAL)
- 14 SERVOTIMÓN
- 15 T. REBOSES Y DERRAMES DE COMBUSTIBLE
- 16 T. LODOS
- 17 T. ACEITE ALMACENAMIENTO CAMISAS
- 18 T. ACEITE ALMACENAMIENTO MOTORES AUXILIARES

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un buque granelero de 45000 TPM

Cuaderno 7

Cálculo de equipos y servicios

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1.	Introducción	5
2.	Sistemas de seguridad	5
2.1.	Sistema de achique.....	6
2.1.1.	Sistema de achique de bodegas	6
2.1.2.	Sistema de achique en Cámara de Máquinas.....	7
2.1.3.	Sistema de achique en otros locales	9
2.1.4.	Cálculo de tuberías	10
2.1.5.	Cálculo de bombas	15
2.1.6.	Agua de sentinas y lodos	16
2.2.	Sistema de lastre	18
2.2.1.	Captación de agua de mar.....	18
2.2.2.	El sistema de tuberías de lastre.....	19
2.2.3.	Aspiración, impulsión, distribución y descarga	20
2.2.4.	Red de tuberías	20
2.2.5.	Espacios a lastrar	22
2.2.6.	Tratamiento de agua de lastre.....	26
3.	Sistema contra incendios.....	27
3.1.	Tipos de incendios	27
3.2.	Principios básicos contraincendios de SEVIMAR	27
3.3.	Servicio de extinción de incendios por agua	28
3.3.1.	Conexión internacional a tierra.....	28
3.3.2.	Equipos fijos.....	29
3.3.3.	Equipos móviles	31
3.3.4.	Red de distribución.....	31
3.4.	Servicio de extinción de incendios mediante CO₂	32
3.4.1.	Cálculo de botellas de CO₂	32

3.5.	Mamparos	34
3.5.1.	Tipo de mamparos	34
3.5.2.	Definición de los espacios del buque	35
3.5.3.	Divisiones instaladas	35
4.	Sistema de Habilitación.....	36
4.1.	Sistema de agua dulce a bordo.....	36
4.1.1.	Sistema de agua dulce potable.....	36
4.1.2.	Tanque hidróforo	36
4.1.3.	Cálculo del sistema de agua dulce.....	37
4.1.4.	Cálculo de tanques.....	41
4.2.	Sistema de aguas servidas y basuras.....	42
4.2.1.	Sistema de aguas servidas	42
4.2.2.	Sistema de tratamiento de basuras y residuos	45
5.	Sistemas de casco	47
5.1.	Generalidades de los sistemas.....	47
5.1.1.	Amarre	47
5.1.2.	Fondeo	48
5.1.3.	Remolque.....	48
5.2.	Elementos del sistema.....	48
5.2.1.	Anclas	48
5.2.2.	Cadenas.....	49
5.2.3.	Molinete.....	49
5.2.4.	Caja de cadenas	50
5.2.5.	Estopor.....	51
5.2.6.	Escobén.....	51
5.2.7.	Maquinillas para maniobras de amarre en popa	51
5.2.8.	Bitas	51

5.2.9.	Alavantes	52
5.3.	Cálculo de las características de los sistemas de amarre, remolque y fondeo .	52
5.3.1.	Cálculo del numeral de equipo	52
5.3.2.	Características de la cadena	54
5.3.3.	Cálculo de la potencia del molinete.....	54
5.3.4.	Cálculo de la velocidad de zarpado	55
5.3.5.	Cálculo de la velocidad en la condición de avería.....	55
5.3.6.	Cálculo de la Caja de cadenas	56
5.3.7.	Cálculo del Tubo de Escobén	57
5.3.8.	Amarre	58
5.3.9.	Remolque.....	58
5.4.	Sistemas acceso.....	59
5.4.1.	Escala real.....	59
5.4.2.	Escalas del práctico	59
5.4.3.	Ascensor	59
6.	Sistema de salvamento	59
6.1.	Embarcaciones de supervivencia y botes de rescate.....	59
6.1.1.	Embarcaciones de supervivencia.....	59
6.1.2.	Botes de rescate	60
6.1.3.	Balsas salvavidas	60
6.2.	Dispositivos individuales.....	60
6.2.1.	Aros salvavidas.....	60
6.2.2.	Chalecos salvavidas	61
6.2.3.	Trajes de inmersión	61
7.	Bibliografía.....	62
	ANEXO I: TABLA PARA EL CÁLCULO DE LAS TUBERÍAS	63

ANEXO II: CROQUIS DE LOS VOLÚMENES EMPLEADOS PARA EL CÁLCULO DE LAS BOTELLAS DE CO ₂	64
ANEXO III: CROQUIS DE LOS MAMPAROS INSTALADOS.....	65
ANEXO IV: CROQUIS DEL VOLUMEN DE LAS SUPERESTRUCTURAS, PARA EL CÁLCULO DEL NUMERAL DE EQUIPO.....	66
ANEXO V: TABLAS PARA EL CÁLCULO DE ANCLAS.....	67
ANEXO VI: ESQUEMA DE LOS SISTEMAS A BORDO	68
ANEXO VII: ESQUEMA DE LOS SISTEMAS DE HABILITACIÓN	69

1. Introducción

En el presente cuadernillo se van a describir los equipos que forman parte de los sistemas de seguridad, los sistemas de habilitación, los sistemas de casco y el sistema de salvamento.

Los sistemas de seguridad se dividen en: el sistema de achique, en el que la reglamentación empleada es la Regla 35-1 del SOLAS, y el sistema de lastre, ambos por afectar a la seguridad del buque han de cumplir con el Convenio de Seguridad de la Vida Humana en la Mar, estos circuitos se disponen independientes uno del otro.

Por otro lado se encuentra el sistema contra incendios, de manera independiente.

Los sistemas de habilitación se descomponen en: el sistema de agua potable y por último el sistema de aguas servidas y basuras.

El sistema de casco se compone por el sistema de fondeo, amarre y remolque.

Con el fin de definir el sistema de salvamento se ha empleado el capítulo III del SOLAS.

En el Anexo VI se recoge el plano con el sistema de distribución de los sistemas de seguridad y el sistema contra incendios. En cambio en el Anexo VII se recoge un plano con la disposición de los sistemas de la habilitación.

2. Sistemas de seguridad

El agua que se encuentra a bordo ha de posicionarse, según lo establecido en las diferentes normativas, en los siguientes espacios:

- a) En tanques colocados con el fin de contenerla, como puedan ser los tanques de lastre, los tanques de agua dulce, tanques de compensación, etc.
- b) En compartimentos situados por debajo de la cubierta de francobordo o bien en espacios dentro de superestructuras intactos o bien en casetas sobre la cubierta de francobordo, con las respectivas medidas de estanqueidad.
- c) Resto del buque. Este espacio ha de disponer de los medios para poder devolver el agua al mar con facilidad ya sea por gravedad ya mediante portas de desagüe.

Los espacios del tipo b) requieren de los medios del sistema de achique para poder conducir el agua a las sentinas situadas en la parte inferior del buque y expulsarla mediante bombas al mar.

En el Anexo VI se ha realizado un esquema de los sistemas a bordo.

2.1.Sistema de achique

En primer lugar se va a definir la posición de los

Desde el punto de vista de importancia del espacio a achicar se pueden considerar tres categorías diferentes:

- Aspiraciones de achique en bodegas.
- Aspiraciones de achique en los locales de máquinas.
- Aspiraciones de achique en otros locales del buque.

Antes de comenzar con la descripción del achique de los espacios nombrados, se ha de definir los principales elementos que componen el sistema de achique, estos son:

- El colector principal de achique de sentinas que se sitúa en la cámara donde se encuentran las bombas de achique y a través del cual aspiran por sus correspondientes ramales y cajas de válvulas el fluido a achicar.
- Los ramales de tubería de achique comienzan en el colector principal y se dirigen al lugar deseado, disponiendo de una boca de aspiración por ramal.

El sistema de achique ha de ser capaz de achicar cualquier local estanco, por lo menos mediante una aspiración, cuando el buque, con asiento normal, esté adrizado o escorado menos de 5°.

2.1.1. Sistema de achique de bodegas

En el buque, al tratarse de un buque con doble fondo se instalan aspiraciones de achique a popa de los pantoques las aspiraciones se dispondrán en pozos situados en las esquinas de cada banda.

Las aspiraciones de las sentinas en las bodegas se efectúan a través del colector general de sentinas, dispuesto a lo largo del túnel de tuberías, que se situará en el espacio vacío del doble fondo, con ramales a cada uno de los pozos. Los pozos de aspiración se prolongarán hasta la zona libre. En las mencionadas zonas libres se colocarán válvulas de retención y de cierre en cada ramal, la apertura y cierre de dichas válvulas se realiza mediante un accionamiento a distancia desde la cubierta.

En la Figura 1 se ha realizado un esquema de la disposición de los elementos de achique en la zona de bodegas del buque.

2.1.2. Sistema de achique en Cámara de Máquinas

La situación de las aspiraciones en la Cámara de Máquinas ha de ser tal que permita el achique del agua contenida en ellas por dos aspiraciones por lo menos, cuando el barco se encuentra sin trimado y adrizado o bien escorado menos de 5°.

Para llevar a cabo la tarea de achicar el agua contenida se ha de instalar dos aspiraciones a cada banda, ya que el suelo de la Cámara de Máquinas o techo del doble fondo no tiene una pendiente superior a 5° hacia crujía.

Por otro lado al tratarse de un buque que dispone de la planta propulsora a popa del mismo, ha de tener dos aspiraciones extra a proa de la Cámara de Máquinas situadas una a cada banda.

Las aspiraciones de la Cámara de Máquinas al tratarse de un local que posee aguas sucias, es decir, el agua contienen unos mayores contenidos de impurezas, se ha de colocar al final de todas las aspiraciones una Cajas de Fango.

El sistema de achique de cámara de máquinas, al igual que en el sistema de achique de bodegas, consta de una red de tuberías, es decir de ramales, que enlazan con el colector principal.

El colector podrá aspirar de los pozos de achique del mamparo de popa de la bodega más próxima a la Cámara de Máquinas.

Como en el doble fondo de este espacio se llevan diferentes productos que no es aconsejable su mezcla, se colocarán cofferdams entre los diferentes tanques de almacenamiento de estos productos. La aspiración de estos cofferdams se realizará mediante campanas de aspiración.

El control de los índices de contaminación es determinante en este espacio, ya que el fluido alojado en estos espacios puede no tener el índice adecuado para su salida al mar.

El fluido que no cumpla con los requisitos establecidos ha de pasar por unos separadores de aguas aceitosas, cuya impulsión se realizara mediante bombas del tipo alterativo.

Dentro del sistema de achique de Cámara de Máquinas se pueden distinguir 4 subsistemas, que se describen a continuación.

2.1.2.1.Sistema Principal

Este sistema entrará en funcionamiento cuando exista una entrada incontrolada de agua de mar en la Cámara de Máquinas. Las bombas que aspiran de la red de tuberías en este caso serán las principales serán del tipo centrífugo y auto aspirantes. Las características de las bombas y de las tuberías se calculan a partir de la normativa del SEVIMAR, que se dimensionaran posteriormente.

En esta situación se pretende achicar un caudal importante de agua con salida directa al mar sin pasar por separadores de sentina y con poca presión de descarga. Para realizar esta función de manera satisfactoria tanto la red de tuberías como las bombas principales de achique deben encontrarse dañadas.

2.1.2.2.Sistema de aspiración directa

Este sistema ha de disponer de dos aspiraciones una a cada banda conectándose cada una de ellas a una tubería, las aspiraciones directas, que irán directamente a las bombas principales de achique sin pasar por el colector principal. La finalidad de esto es que a pesar de que el colector principal de sentinas se encuentre fuera de servicio, se podrá achicar los espacios de máquinas, siempre que las bombas principales se encuentren en un estado óptimo.

2.1.2.3.Sistema de emergencia o socorro

La bomba de mayor caudal no dedicada al achique instalada en la Cámara de Máquinas que se tendrá de reserva en caso de fallo de los sistemas anteriores. La válvula de aspiración de este sistema tendrá un volante colocado a una determinada distancia del plano del suelo para poder abrir y conectar aunque el espacio se encuentre parcialmente inundado.

2.1.2.4.Sistema ordinario

Este sistema es el empleado en las operaciones normales de la Cámara de Máquinas, donde se realizan pequeños achiques de las aguas que entran en su interior y que será habitual que se encuentren mezcladas con aceites, combustibles u otros fluidos empleados por las máquinas que se encuentran en la Cámara de Máquinas. El agua aspirada al contener fluidos contaminantes, se ha de pasar a través de la separadora de

aguas aceitosas que funciona, como se ha indicado anteriormente, mediante bombas de desplazamiento positivo del tipo rotativo o alternativo.

2.1.3. Sistema de achique en otros locales

2.1.3.1. Local de popa

Los locales situados a popa del mamparo estanco de popa y por debajo de la cubierta principal, un porcentaje elevado de este local se emplea para el almacenamiento de diversos fluidos. Se achica mediante imbornales cuyo diámetro no es inferior a 35 mm, que irán provistos de grifos con cierres automáticos, visibles y accesibles.

2.1.3.2. Pañol del servomotor

Situado a popa del mamparo estanco de popa de Cámara de Máquinas, el achique se puede realizar de dos formas distintas, la primera de ellas es mediante un bombín manual o mecánicamente y la segunda de ellas es conectarlo con el pozo de sentinas de la Cámara de Máquinas a través de una tubería que tenga un diámetro mínimo de 35 mm.

2.1.3.3. Locales de proa

Como el pique de proa se ha destinado al almacenamiento, el achique se va a realizar a través de bombas accionadas mecánicamente

2.1.3.4. Caja de cadenas

La caja de cadenas ha de ir provista de su correspondiente sistema de achique que será una bomba mecánica o manual que se emplazará fuera de la Cámara de Máquinas. El achique de este espacio tiene la particularidad de que tiene que aspirar el agua y el fango arrastrado por la cadena.

2.1.3.5. Espacio vacío del doble fondo

El túnel de la línea de ejes se achica por medio de una tubería unida al colector principal de sentinas. Al tener una ligera inclinación hacia popa, ya que se pretende que no tenga un trimado negativo, el pocete se situará a popa del túnel cuyo diámetro será de 60 mm.

2.1.4. Cálculo de tuberías

Para llevar a cabo el cálculo del diámetro de las tuberías se ha de tener en cuenta la Tabla 1 adjuntada en el Anexo I, en la que se establece una relación entre el diámetro exterior de la tubería y el espesor de la misma.

Las tuberías se pueden clasificar en dos tipos: los colectores y los ramales. Los primeros se disponen en sentido longitudinal emplazado en el espacio libre del doble fondo en la zona de bodegas y en la Cámara de Máquinas, en cambio los segundos se disponen en sentido transversal, a popa de las bodegas y en la Cámara de Máquinas se dispone de dos ramales uno a proa y otro a popa de la misma.

En primer lugar se va a realizar el cálculo del colector principal que será el colector principal. Se emplea una fórmula para calcular el diámetro interior de la tubería del colector, la ecuación es la que sigue:

$$d_{colector} = 1,68 * \sqrt{L \cdot (B + D)} + 25 \quad (1)$$

Donde:

- L es la eslora el buque
- B es la manga del buque
- D es el puntal hasta la cubierta de francobordo

En cambio para el cálculo del diámetro de los ramales se emplea siguiente expresión:

$$d_{ramal} = 2,16 * \sqrt{L_{local} \cdot (B + D)} + 25 \quad (2)$$

El término de la expresión de L_{local} es la eslora correspondiente al local donde se encuentre el ramal.

Los resultados de la aplicación de ambas ecuaciones son milímetros.

Con el fin de realizar el cálculo de los colectores de las distintas bodegas es necesario haber realizado previamente el cálculo de los ramales de las mismas, ya que se emplea el valor del diámetro del ramal del local en el que se encuentra (D_r) y el diámetro del colector de la bodega que se encuentra más a proa (D_c), la relación mediante la cual se obtiene el valor del diámetro interior teórico es:

$$d_{cB_i} = \sqrt{d_{r_i}^2 + d_{c_{i+1}}^2} \quad (3)$$

Definidas ya las expresiones (1) y (2) se pueden calcular los diámetros de los distintos ramales y colectores del buque.

a) Diámetro del colector principal (C)

El diámetro interior teórico ($d_{int\ Teórico}$) del colector principal, es decir, el tramo de tubería que se encuentra en el interior de la Cámara de Máquinas en el sentido longitudinal se obtiene mediante la aplicación de la expresión (1).

$$d_c = 1,68 * \sqrt{180,52 \cdot (32,23 + 17,01) + 25}$$

$$d_c = 183,39\ mm$$

Una vez obtenido este resultado se buscan diámetros exteriores ($d_{exterior}$) próximos a este diámetro en la Tabla 1 del Anexo I, junto con el espesor correspondiente al diámetro escogido, se obtiene el valor del diámetro interior ($d_{int\ Real}$). Para comprobar la validez de este resultado se escogerá aquel diámetro cuya diferencia en valor absoluto sea menor.

En la Tabla 1 se recogen los valores de los diámetros obtenidos a partir de la Tabla 1 adjuntada en el Anexo I. Todos los valores recogidos en la tabla se expresan en milímetros.

Tabla 1. Selección del diámetro del colector principal

d_{ext}	e	$d_{int\ Real}$	$d_{int\ Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
177,80	5,00	167,80	183,39	15,59
193,70	5,40	182,90	183,39	0,49
219,10	5,90	207,30	183,39	23,91

Observando la diferencia existente entre los diámetros interiores exterior e interior, el diámetro exterior del colector seleccionado es el de 193,70 mm.

b) Aspiración directa (AD)

La aspiración directa tiene las mismas características que el colector principal

c) Aspiración de emergencia (AE)

El diámetro interior de la aspiración de emergencia es el de la boca correspondiente a la boca de emergencia.

d) Ramal de la Cámara de Máquinas (R_{CM})

El procedimiento de cálculo del ramal correspondiente a la Cámara de Máquinas es el mismo que el seguido para el del colector principal, a excepción de la expresión empleada para el cálculo del diámetro interior teórico (d_{intT}) se utiliza la (2).

$$d_{r_{CM}} = 2,16 * \sqrt{24 \cdot (32,23 + 17,01)} + 25$$

$$d_{r_{CM}} = 99,25 \text{ mm}$$

En la Tabla 2 se recogen los valores resultantes de la elección de los distintos diámetros exteriores.

Tabla 2. Selección del diámetro del ramal de la Cámara de Máquinas

d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
108	4,5	99,00	99,25	0,25
114,3	4,5	105,30	99,25	6,05
127	4,5	118,00	99,25	18,75

El diámetro exterior óptimo es el correspondiente a 108 mm.

e) Ramales de las bodegas 1, 3 y 5

El diámetro de los ramales de las bodegas 1, 3 y 5 va a ser el mismo ya que la eslora de las bodegas es la misma. La expresión empleada para el cálculo del diámetro interior teórico de las bodegas es el correspondiente a la fórmula (2), al igual que para el cálculo de los ramales de la Cámara de Máquinas.

$$d_{r_{B1}} = 2,16 * \sqrt{19,92 \cdot (32,23 + 17,01)} + 25$$

$$d_{r_{B1}} = 92,65 \text{ mm}$$

Por lo tanto, los valores correspondientes a este diámetro del ramal son los que se recogen en la Tabla 3:

Tabla 3. Selección del diámetro de los ramales de las bodegas 1, 3 y 5

d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
88,90	4,50	79,90	92,65	12,75
108,00	4,50	99,00	92,65	6,35
114,30	4,50	105,30	92,65	12,65

El valor tomado como diámetro exterior es el de 108,00 mm.

f) Ramales de las bodegas 2, 4 y 6

El diámetro de los ramales de las bodegas 2, 4 y 6 va a ser el mismo ya que la eslora de las bodegas es la misma. La expresión empleada para el cálculo del diámetro interior teórico de las bodegas es el correspondiente a la fórmula (2).

$$d_{r_{B1}} = 2,16 * \sqrt{23,24 \cdot (32,23 + 17,01)} + 25$$

$$d_{r_{B1}} = 98,07 \text{ mm}$$

Por lo tanto, los valores correspondientes a este diámetro del ramal son los que se recogen en la Tabla 3:

Tabla 4. Selección del diámetro de los ramales de las bodegas 2, 4 y 6

d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
88,90	4,50	79,90	98,07	18,17
108,00	4,50	99,00	98,07	0,93
114,30	4,50	105,30	98,07	7,23

Al igual que en las bodegas impares el diámetro exterior de las bodegas seleccionado es el de 108,00 mm.

g) Colector 5, 3 y 1

El diámetro interior teórico de los colectores correspondientes a los tramos 5, 3 y 1, se calculan a partir de la expresión (1), pero introduciendo el valor de la eslora de las bodegas 6, 4 y 2 en lugar de la eslora entre perpendiculares.

$$d_C = 1,68 * \sqrt{23,24 \cdot (32,23 + 1,017)} + 25$$

$$d_{C1} = d_{C3} = d_{C5} = 81,83 \text{ mm}$$

Por lo que para la selección del diámetro exterior de la tubería se lleva a cabo el procedimiento anterior. Los valores se recogen en la Tabla 5:

Tabla 5. Selección del diámetro del colector de la bodega 4 y 2

d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
82,50	4,5	73,50	81,83	8,33
88,90	4,5	79,90	81,83	1,93
114,3	4,5	105,30	81,83	23,47

h) Colector 4 y 2

El diámetro interior teórico de los colectores correspondientes a los tramos 4 y 2, se calculan a partir de la expresión (1), pero introduciendo el valor de la eslora de las bodegas 5, 3 y 1 en lugar de la eslora entre perpendiculares.

$$d_c = 1,68 * \sqrt{19,92 \cdot (32,23 + 17,01)} + 25$$

$$d_{c_1} = d_{c_3} = d_{c_5} = 77,62 \text{ mm}$$

Por lo que para la selección del diámetro exterior de la tubería se lleva a cabo el procedimiento anterior. Los valores se recogen en la Tabla 6:

Tabla 6. Selección del diámetro del colector de la bodega 5, 3 y 1

d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
70,00	4	62,00	77,62	15,62
76,10	4,5	67,10	77,62	10,52
82,50	4,5	73,50	77,62	4,12

A continuación se ha hecho una tabla resumen, Tabla 7, con todas las características de los colectores y los ramales de los distintos compartimentos, con el fin de poder comparar globalmente los valores de las distintas tuberías del sistema de achique.

Tabla 7. Resumen de las principales características de las tuberías de achique

	d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
Colector principal	193,70	5,40	182,90	183,39	0,49
Aspiración directa	193,70	5,40	182,90	183,39	0,49
Aspiración de emergencia	El d_{int} coincidirá con la boca de aspiración de emergencia				
Ramal CM	108,00	4,50	99,00	99,25	0,25
Ramal B6	108,00	4,50	99,00	98,07	0,93
Ramal B5	108,00	4,50	99,00	92,65	6,35
Ramal B4	108,00	4,50	99,00	98,07	0,93
Ramal B3	108,00	4,50	99,00	92,65	6,35
Ramal B2	108,00	4,50	99,00	98,07	0,93
Ramal B1	108,00	4,50	99,00	92,65	6,35
Colectores 5, 3 y 1	88,90	4,5	79,90	81,83	1,93
Colectores 4 y 2	82,50	4,5	73,50	77,62	4,12

2.1.5. Cálculo de bombas

2.1.5.1. Número de bombas

El número de bombas necesarias para el achique de los espacios del buque, al tratarse de un buque de no pasaje con una eslora superior a 90 metros, es de dos bombas centrífugas e independientes entre ellas.

2.1.5.2. Caudal de las bombas

El caudal (Q), expresado en m^3/h , de cada una de las bombas será tal que pueda imprimir al agua en colector principal de sentinas, una velocidad mínima de $122 m/min$, esto equivale a decir que la capacidad de las bombas es:

$$Q = \frac{5,75}{10^3} \cdot dm^3 \quad (4)$$

El coeficiente dm es el diámetro interior teórico del colector principal de sentinas expresado en milímetros.

O bien se puede hallar el caudal de impulsión a través de:

$$Q = v \cdot S \quad (5)$$

Donde:

- v es la velocidad mínima del fluido es decir $122 m/min$
- S es la superficie del colector hallada mediante la siguiente expresión:

$$S = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (6)$$

Introduciendo el valor del diámetro interior teórico del colector principal de la Tabla 10, se obtiene un valor del caudal, a partir de la combinación de las ecuaciones (5) y (6) de:

$$Q = 122 \frac{m}{min} \cdot 60 \frac{min}{h} \cdot \left(\pi \cdot \frac{0,183^2}{4} \right) = 192,5 m^3/h$$

Al tratarse de un buque que no lleva pasaje se permite que la capacidad de una bomba sea inferior a la capacidad reglamentaria si la diferencia se compensa por un exceso de capacidad de la otra bomba. El Bureau Veritas admite como diferencia a compensar hasta un 20% y el Lloyd's Register un 30%.

Se considerarían válidas la instalación de cualquiera de las tres opciones que se muestran a continuación:

- Dos bombas centrífugas e independientes con un caudal de $192,5 m^3/h$.

- Bureau Veritas. Una bomba de $231,0 \text{ m}^3/\text{h}$ y la otra de $154,0 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Lloyd's Register. Una bomba de $250,3 \text{ m}^3/\text{h}$ y la otra de $134,8 \text{ m}^3/\text{h}$.

Las bombas empleadas para el achique pertenecen al fabricante Alfa Laval y son del tipo LKH-70, que puede proporcionar los dos valores de los caudales propuestos.

2.1.5.3. Conexión de las bombas a la red de tuberías

La conexión de las bombas a la red de tuberías debe hacerse de tal manera que se permita el desmontaje de una bomba mientras la otra se encuentre en funcionamiento, haciendo posible que el funcionamiento del resto de equipos esenciales sea posible y especialmente el sistema contra incendios. Por otro lado, las aspiraciones directas deben poder ser usadas independientemente de las aspiraciones a través del colector de sentinas.

2.1.5.4. Emplazamiento de las bombas

Al ser un buque que no transporta pasaje, las Sociedades de Clasificación no especifican la localización de las mismas, pero el emplazamiento normal de las mismas es en el interior de la Cámara de Máquinas.

2.1.6. Agua de sentinas y lodos

2.1.6.1. Separador de sentinas

Los equipos encargados del achique ordinario de la Cámara de Máquinas al tratarse de equipos que tratan con fluidos que se encuentran contaminados con aceites y otros líquidos los cuales no pueden descargarse directamente en el mar según lo establecido por el Convenio Marpol. Los equipos empleados para este fin están bajo reglamentos de la IMO.

El separador instalado a bordo es el que separa los fluidos por coalescencia, ya que es el más empleado en este sector.

Se escoge el separador de sentinas CPS 2.5 MKII + EBM 14x1, perteneciente a Facet International. Las características del mismo son:

Tabla 8. Características del separador de sentinas

Longitud (mm)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Caudal (m^3/h)	Peso (kg)	Peso vacío (kg)
1145	850	1000	1	410	220

2.1.6.2. Capacidad mínima del tanque de lodos

La capacidad mínima del tanque de lodos (V_1), el volumen neto, se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$V_1 = k_1 \cdot C \cdot D + K_2 \cdot C \cdot D \quad (7)$$

Donde:

- k_1 es el factor constante que depende del tipo de combustible empleado, al tratarse de combustible pesado este adopta un valor de 0,01.
- k_2 este factor es constante el correspondiente a un combustible ligero adoptando un valor de 0,005.
- C es el consumo de combustible expresado por tonelada y día.
- D es la autonomía del buque expresada en días.

Por lo que la capacidad mínima del tanque de lodos es:

$$V_1 = 0,01 \cdot \left(170 \frac{g}{kW \cdot h} \cdot 9960 kW \cdot 10^{-6} \frac{t}{g} \cdot 24 \frac{h}{día} \right) \cdot \frac{12000 \text{ millas}}{15 \text{ nudos}} \cdot \frac{día}{24h} + 0,005$$

$$\cdot \left(170 \frac{g}{kW \cdot h} \cdot 780 kW \cdot 10^{-6} \frac{t}{g} \cdot 24 \frac{h}{día} \right) \cdot \frac{12000 \text{ millas}}{15 \text{ nudos}} \cdot \frac{día}{24h}$$

$$V_1 = \frac{12000 \text{ millas}}{15 \text{ nudos}} \cdot \frac{día}{24h} (0,01 \cdot 170 \cdot 9960 + 0,005 \cdot 170 \cdot 780) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{24}{día}$$

$$V_1 = 14,08 m^3$$

Hay que considerar que el tanque no se llena del todo y lo que ocupa la estructura, quedando entonces un volumen bruto del tanque de lodos (V_{TLodos}):

$$V_{TLodos} = \frac{V_1}{0,90 \cdot 0,98} \quad (8)$$

Introduciendo el valor de la capacidad mínima del tanque de lodos obtenido mediante la expresión (7), que da que el valor total del volumen del tanque de lodos es:

$$V_{TLodos} = \frac{14,08}{0,90 \cdot 0,98} = 15,96 m^3$$

2.2.Sistema de lastre

La carga de un buque varía sensiblemente durante el transcurso del viaje, como resultado del consumo de combustible, agua y provisiones, el transporte de cargas de distintas densidad. Para compensar estas diferencias de peso es necesario contar con una cierta cantidad de lastres con el que poder jugar con relativa facilidad en función de las necesidades de cada situación.

La cantidad de agua a lastrar es la suficiente para que el buque cumpla en todo momento las condiciones mínimas de estabilidad, calado y trimado.

Los espacios a lastrar se pueden clasificar en tres tipos: los finos de proa y popa, los espacios de doble fondo y otros espacios.

2.2.1. Captación de agua de mar

El agua de mar, además del lastrado del buque, sirve para la lucha contra incendios como medio extintor, para baldear, para la obtención de agua dulce, para servicios sanitarios, como refrigerante de los procesos térmicos.

La captación de agua de mar se lleva a cabo mediante pares de tomas de mar emplazadas una en cada uno de los pantoques de la Cámara de Máquinas. Las tomas de agua se encuentran conectadas mediante una gran tubería colector que atravesará la Cámara de Máquinas de banda a banda. Se dispone de una toma de mar alta que se encuentra un poco por debajo de la flotación del buque en la condición de rosca.

A continuación se va a describir los principales elementos que componen el sistema de captación de agua de mar:

- Cajas o tomas de mar. Son una abertura realizada en el casco, protegida por una rejilla colocada a paño con las chapas de forro, de material inoxidable, estas rejillas no se soldarán debido a que esto pueda provocar la corrosión, en su lugar se atornillarán con materiales inoxidables, contarán con un atmosférico a cubierta, con el fin de poder llenar completamente el cajón. En la pared interior se colocará una válvula que permita el paso del agua captada, a continuación de éste se coloca un filtro del tipo de canastilla, para poder abrirlo y proceder a la limpieza del mismo, después del filtro se encuentra una válvula de compuerta que conecta, a través del conector las dos tomas de mar. Al tratarse de un buque de gran tamaño que va a requerir de captaciones independientes de agua, empleadas para el lastrado y la lucha contra incendios.

- **Colector.** Es el tubo de gran diámetro que conecta las dos tomas de mar, suele disponer de una válvula de aislamiento en el centro del colector para así poder colocar bombas duplicadas a uno y a otro lado del mismo. El material que se emplea para la construcción de las mismas es acero galvanizado en caliente.
- **Injerto.** Los injertos han de estar protegidos por una válvula de cierre. Las aspiraciones de las tomas de mar han de emplazarse de menos a mayor caudal de forma que las bombas pequeñas y con poca capacidad de aspiración se encuentren en las tomas de mar o cerca de ellas.
- **Válvulas y bombas.** Para la aspiración y el aislamiento son mejores las válvulas de compuerta que las de cierre, ya que estas trabajan o abiertas o cerradas. Las bombas se emplazarán próximas al colector y si es posible por debajo de éste.

Con el fin de realizar el deslastrado del buque, el procedimiento a seguir es similar al lastrado pero la diferencia reside en que la diferencia de niveles entre el lastre del tanque y la flotación, es lo que origina la presión estática que impulsa el agua hacia el exterior del buque.

2.2.2. El sistema de tuberías de lastre

Las tuberías que conforman la red de servicios de los tanques de lastre de agua se han de disponer de tal forma que todos los tanques a los que den servicio, puedan ser totalmente llenados o achicados. Para poder llevar a cabo estas operaciones es necesario instalar dos sistemas de tuberías independientes: el primero de ellos se emplea para llenar y achicar el tanque por donde circula el agua de lastre y el segundo de ellos para dar salida o entrada al aire para permitir el llenado y vaciados sin que el tanque esté sometido a una elevada presión.

El sistema de lastrado ha de cumplir con las siguientes condiciones:

- 1) La tubería de lastrado y deslastrado ha de ser la misma. Se situará en la parte inferior y lo más a popa posible, debido al asiento del buque.
- 2) Independencia de circuitos.
- 3) Poder achicar un tanque de una banda y lastrar simultáneamente un tanque de la otra banda.

- 4) Las tuberías de aireación y rebose, se emplazan a proa y en la parte superior de los mismos, al contrario que las tuberías de lastrado, ya que al moverse el agua hacia la popa del tanque el aire se desplaza al contrario.
- 5) La posibilidad de lastrar por gravedad mediante la válvula que comunica al colector de tomas de mar con el de lastre.
- 6) La red de tuberías para el servicio de los tanques de lastre se dispone a través del túnel de tuberías situado en el doble fondo.

2.2.3. Aspiración, impulsión, distribución y descarga

El número de bombas instaladas normalmente es de dos, que serán del tipo alternativo.

La capacidad de deslastrado de un buque debe ser menos o como mucho igual a la capacidad de carga o descarga del barco lo normal es que se encuentre entre las 10 y 12 horas.

La altura de elevación no suele superar los 30 metros de columna de agua, las bombas empleadas para el lastrado de los tanques superiores de lastre son autocebadas con una gran capacidad y una presión diferencial baja.

Las bombas empleadas para el sistema de achique son de la casa Alfa Laval, y las bombas seleccionadas son del tipo LKH-60.

Siempre que se pueda realizar el lastrado por gravedad mediante las tomas de mar altas se realizará, al igual que el deslastrado de los tanques altos que también se realizará por gravedad.

2.2.4. Red de tuberías

Las tuberías de lastre se disponen, como se ha indicado anteriormente, a través del túnel de tuberías, en el cuál se disponen de dos colectores en el interior del mismo, uno a babor y otro a estribor de la línea de crujía, conectándose en el extremo de proa.

De los colectores se saca un ramal a la zona de popa de los tanques de lastre, con su correspondiente válvula de cierre accionada a distancia. Estas válvulas han de ser accesibles para su mantenimiento, su acceso se facilita con el túnel de tuberías. La red de tuberías se extiende hasta el pique de proa.

2.2.4.1. Cálculo de tuberías

Para realizar el cálculo del diámetro del colector principal del sistema de lastre se ha tomado el caudal como el de achique. Por lo tanto el valor del diámetro del colector vale:

$$Q_{lastre} = v \cdot \pi \cdot \frac{D_{lastre}^2}{4} \quad (9)$$

Siendo el caudal de lastre lo que sigue:

$$Q_{lastre} = Q_{achique} = 192,5 \text{ m}^3/\text{h} \quad (10)$$

La velocidad de circulación del fluido es la mínima a la que puede circular el fluido, es decir, la misma que en el caso anterior. Por lo que el diámetro del colector del sistema de lastre es de:

$$D_{lastre} = \frac{192,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 4}{122 \frac{\text{m}}{\text{min}} \cdot 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} \cdot \pi} = 0,183 \text{ m}$$

La tubería empleada se obtiene siguiendo el procedimiento del sistema de achique:

Tabla 9. Selección del colector de lastre

d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
177,80	5,00	167,80	183,39	15,59
193,70	5,40	182,90	183,39	0,49

La tubería tendrá un diámetro exterior de 193,70 mm.

Por otro lado, se calcula el diámetro del atmosférico que se emplea en los tanques, según lo establecido en la normativa, ha de ser un 25% inferior al diámetro del colector, por lo que el diámetro del atmosférico es:

$$D_{atmosférico} = 0,75 \cdot 193,7 = 145,28 \text{ m}$$

Tabla 10. Selección del colector de lastre

d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
152,4	4,5	143,4	145,28	1,88
168,3	4,5	159,3	145,28	14,02

Por lo tanto el diámetro exterior del atmosférico es de 152,4 mm.

2.2.5. *Espacios a lastrar*

2.2.5.1. *Finos de proa y popa*

Estos tanques son los que van a tener una mayor influencia en el trimado del buque, por estar más alejados del centro de gravedad.

Cuando se instalan estos tanques de lastre en los finos de proa y popa, se deben tomar unas precauciones especiales en lo referente a las tuberías que atraviesan el mamparo del pique de proa y popa.

Las reglas establecidas por las Sociedades de Clasificación especifican que el mamparo de colisión, mamparo del pique de proa, no ha de estar atravesado por más de dos tuberías. Dichas tuberías deben estar provistas de cierre, y de accionamiento hidráulico o neumático, y deben tener una posición accesible.

2.2.5.2. *Espacios del doble fondo*

Los tanques de doble fondo cuando se encuentran llenos hacen descender el centro de gravedad del buque, lo que es muy interesante desde el punto de vista de la estabilidad.

Los tanques del doble fondo se dividen, como se dispuso en el cuaderno 3 de disposición general, en cuatro tanques de doble fondo dos a cada banda y de dos tolvas en los pantoques del mismo.

En caso de que los tanques no se encuentren llenos por completo habrá que considerar la corrección por superficies libres.

2.2.5.3. *Tanques altos*

Como se dispuso en el cuaderno 2 de arquitectura naval, las bodegas constan con dos tanques altos, uno en cada costado del buque.

El llenado de estos tanques resulta útil para elevar el centro de gravedad del buque, disminuyendo así el centro de gravedad del mismo, que resulta de bastante utilidad cuando el buque tiene un exceso de estabilidad.

El espacio que quitan a las bodegas de carga, es un espacio no aprovechable de las mismas ya que la estiba de la carga en esos espacios es complicada.

Al encontrarse la parte inferior de estos tanques a 13 metros de la línea base, es decir, por encima del calado del buque, va a permitir una descarga directa al mar sin necesidad de emplear bombas ni red de tuberías.

El diámetro de las tuberías mediante las cuales se va a realizar la descarga de los tanques es el que se obtiene conocido el volumen de los tanques altos (V), la velocidad de descarga (v), el tiempo en el que se tiene que producir el deslastrado ha de ser como máximo de 10 horas, se establecen 5 horas suponiendo que puede haber momentos en el que la carga entre de manera más rápida. La velocidad de descarga por gravedad se obtiene a partir de la aplicación del teorema de Torricelli, es la que sigue:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (11)$$

Siendo h la altura del tanque de la tolva superior, al ser la altura del agua una variables se ponen en función de y , que es la distancia medida desde la parte superior del tanque al nivel del agua que hay en su interior, quedando la expresión (11) del siguiente modo:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot (4 - y)}$$

El caudal que sale a través del orificio (Q) se puede expresar como el producto de la velocidad de salida del agua (v), la superficie del orificio (S) y un coeficiente C :

$$Q = v \cdot S \cdot C \quad (12)$$

Sustituyendo el valor de la velocidad de salida en la expresión anterior queda:

$$Q = \sqrt{2 \cdot g \cdot (4 - y)} \cdot S \cdot C$$

Como se conoce que el caudal es variable, en función del tiempo y del volumen, queda:

$$Q \cdot dt = A \cdot dy \quad (13)$$

Donde A es el área de la superficie libre del fluido, que se puede expresar como el producto del largo del tanque por el ancho de agua, que hay en un instante t , es x :

$$A = 23,24 \cdot x \quad (14)$$

El ancho de la superficie libre del agua se puede expresar a partir de la siguiente ecuación en función de la forma que tiene el tanque:

$$x = 8 - 6,75 \cdot y/4 \quad (15)$$

Introduciendo los valores obtenidos del ancho de la superficie y del área de la misma en la expresión (13) queda:

$$Q \cdot dt = 23,24 \cdot \left(8 - \frac{6,75 \cdot y}{4}\right) \cdot dy$$

Por otro lado se sustituye el caudal por la expresión reflejada en la ecuación (12) quedando:

$$\sqrt{2 \cdot g \cdot (4 - y)} \cdot S \cdot C \cdot dt = 23,24 \cdot \left(8 - \frac{6,75 \cdot y}{4}\right) \cdot dy$$

Ordenando la expresión anterior queda:

$$\sqrt{2 \cdot g} \cdot S \cdot C \cdot dt = 23,24 \cdot \frac{\left(8 - \frac{6,75 \cdot y}{4}\right)}{\sqrt{4 - y}} \cdot dy \quad (16)$$

El tiempo de descarga es de 5 horas, que expresado en segundos es de 18000 segundos, y la altura del tanque es de 4 metros, integrando la ecuación (16) se obtiene:

$$\int_0^{18000} \sqrt{2 \cdot g} \cdot S \cdot C \cdot dt = \int_0^4 23,24 \cdot \frac{\left(8 - \frac{6,75 \cdot y}{4}\right)}{\sqrt{4 - y}} \cdot dy$$

Conociendo que el valor del coeficiente C es de 0,6, queda:

$$|S \cdot 0,6 \cdot t \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81}|_0^{18000} = \left| \frac{4 \cdot 39,22 \cdot (4 - y)^{\frac{3}{2}}}{3} - 2 \cdot (185,92 - 39,22 \cdot y) \cdot \sqrt{4 - y} \right|_0^4$$

Por lo que la superficie de salida es:

$$S = 35,2 \text{ cm}^2$$

El diámetro es el que se obtiene de despejar la siguiente ecuación:

$$35,2 = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \rightarrow d = 6,7 \text{ cm}$$

La tubería que se selecciona para la descarga por gravedad de las tolvas superiores es de 6,7 cm

A continuación en la Tabla 12. Tanques de lastre se recogen los valores de los espacios de lastrado, que se han calculado en el cuaderno 3 de disposición general, así como la posición de su centro de gravedad.

Tabla 11. Tanques de lastre

Tanque	Volumen Bruto (m ³)	Volumen Hierro (m ³)	Capacidad Total		Centro de gravedad		
			V.Netto (m ³)	Peso (t)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
T Ppr (C)	1710,47	68,419	1642,05	1684,744	172,7	0,00	6,22
B1 DF (Er)	379,270	15,171	364,099	373,566	156,1	5,38	1,07
B1 DF (Br)	379,270	15,171	364,099	373,566	156,1	-5,38	1,07
B1 TI (Er)	419,91	16,796	403,114	413,595	156,78	12,57	2,68
B1 TI (Br)	419,91	16,796	403,114	413,595	156,78	-12,57	2,68
B1 TS (Er)	153,127	6,125	147,002	150,824	155,99	12,3	14,18
B1 TS (Br)	153,127	6,125	147,002	150,824	155,99	-12,3	14,18
B2 DF (Er)	524,643	20,986	503,657	516,752	135,14	6,15	1,075
B2 DF (Br)	524,643	20,986	503,657	516,752	135,14	-6,15	1,075

Tanque	Volumen Bruto (m ³)	Volumen Hierro (m ³)	Capacidad Total		Centro de gravedad		
			V.Netto (m ³)	Peso (t)	X _G (m)	Y _G (m)	Z _G (m)
B2 TI (Er)	478,805	19,152	459,653	471,604	135,14	14,09	2,68
B2 TI (Br)	478,805	19,152	459,653	471,604	135,14	-14,09	2,68
B2 TS (Er)	508,375	20,335	488,040	500,729	135,14	12,93	15,46
B2 TS (Br)	508,375	20,335	488,040	500,729	135,14	-12,93	15,46
B3 DF (Er)	449,694	17,988	431,706	442,931	113,56	6,15	1,075
B3 DF (Br)	449,694	17,988	431,706	442,931	113,56	-6,15	1,075
B3 TI (Er)	410,404	16,416	393,988	404,232	113,56	14,09	2,68
B3 TI (Br)	410,404	16,416	393,988	404,232	113,56	-14,09	2,68
B3 TS (Er)	435,750	17,430	418,320	429,196	113,56	12,93	15,46
B3 TS (Br)	435,750	17,430	418,320	429,196	113,56	-12,93	15,46
B4 DF (Er)	524,643	20,986	503,657	516,752	91,98	6,15	1,075
B4 DF (Br)	524,643	20,986	503,657	516,752	91,98	-6,15	1,075
B4 TI (Er)	478,805	19,152	459,653	471,604	91,98	14,09	2,68
B4 TI (Br)	478,805	19,152	459,653	471,604	91,98	-14,09	2,68
B4 TS (Er)	508,375	20,335	488,040	500,729	91,98	12,93	15,46
B4 TS (Br)	508,375	20,335	488,040	500,729	91,98	-12,93	15,46
B5 DF (Er)	449,694	17,988	431,706	442,931	70,4	6,15	1,075
B5 DF (Br)	449,694	17,988	431,706	442,931	70,4	-6,15	1,075
B5 TI (Er)	410,404	16,416	393,988	404,232	70,4	14,09	2,68
B5 TI (Br)	410,404	16,416	393,988	404,232	70,4	-14,09	2,68
B5 TS (Er)	435,750	17,430	418,320	429,196	70,4	12,93	15,46
B5 TS (Br)	435,750	17,430	418,320	429,196	70,4	-12,93	15,46
B6 DF (Er)	524,643	20,986	503,657	516,752	48,82	6,15	1,075
B6 DF (Br)	524,643	20,986	503,657	516,752	48,82	-6,15	1,075
B6 TI (Er)	478,805	19,152	459,653	471,604	48,82	14,09	2,68
B6 TI (Br)	478,805	19,152	459,653	471,604	48,82	-14,09	2,68
B6 TS (Er)	508,375	20,335	488,040	500,729	48,82	12,93	15,46
B6 TS (Br)	508,375	20,335	488,040	500,729	48,82	-12,93	15,46
T Ppp (C)	2293,47	91,739	2201,731	2258,976	7,83	0,00	9,68
TOTAL	18452,42	806,52	19356,37	199859,64	95,34	0	6,54

2.2.6. *Tratamiento de agua de lastre*

Los estudios realizados en varios países ponen de manifiesto que muchas especies de bacterias, plantas y animales pueden sobrevivir en el agua de lastre y los sedimentos transportados por los buques, incluso después de viajes de varias semanas. La descarga de agua de lastre en puertos puede dar lugar al asentamiento de especies no deseadas que pueden alterar gravemente el equilibrio ecológico existente.

Los ecosistemas marinos sufren las consecuencias de este fenómeno, denominado “Transporte de pasajeros no deseados en el tanque de lastre” conllevando a la pérdida de su biodiversidad.

La OMI publicó las directrices para el control de agua de lastre en los buques a fin de reducir al mínimo las transferencias de organismos perjudiciales y agentes patógenos. Para solventar este problema se han abierto dos medidas de gestión:

- Intercambio de agua de lastre, mediante la cual todos los buques que efectúen movimientos de agua de lastre deberán, siempre que sea posible, efectuar el intercambio de agua de lastre a 200 millas de la costa y en una profundidad no inferior a 200 metros.
- Tratamiento del agua a bordo. Consiste en una serie de medidas para su tratamiento y control, el objetivo es lograr que toda la flota mundial esterilice las aguas de lastre en un corto periodo de tiempo.

El método empleado, siempre que se pueda, es la primera de las medidas enunciadas, aunque a parte se dispondrá de un sistema de tratamiento a bordo que se emplazará en el circuito de admisión y trabajará cuando sea requerido y en la aspiración del agua para así poder realizar la descarga en el momento deseado, evitando así que el agua tenga que pasar por la unidad de tratamiento en la descarga, simplificando el circuito para los tanques de lastre altos que podrán realizar la descarga directa al mar.

La planta de tratamiento de agua de lastre seleccionada, pertenece a la casa Auramarina, y es del tipo Crytal Ballast 250.

3. Sistema contra incendios

El sistema contra incendios del buque va a estar compuesto por distintos tipos de extinción de incendios como son: por agua, mediante rociadores, agua nebulizada y por dióxido de carbono.

El croquis del sistema, como se ha indicado anteriormente, se ha recogido en el Anexo VI, de este cuaderno.

3.1. Tipos de incendios

Los incendios se pueden clasificar en cinco tipos de pendiendo del tipo de material que se encuentre en combustión:

- 1) Incendio de clase A. Los incendios de clase A son los producidos por materias sólidas combustibles que al arder producen llamas y brasas, excepto metales.
- 2) Incendio de clase B. Los incendios de clase B son los producidos por sustancias combustibles líquidas que al quemarse originan llamas y sólidos.
- 3) Incendio de clase C. Los incendios de clase C son los producidos por sustancias que arden en estado gaseoso y a presión.
- 4) Incendio de clase D o M. Los incendios de clase D o M son los producidos por metales ligeros combustibles
- 5) Incendio de clase E. Los incendios de clase E son los producidos por equipos e instalaciones eléctricas o incendios de las clases anteriores que se encuentren en presencia de equipos eléctricos con tensión.

3.2. Principios básicos contraincendios de SEVIMAR

El reglamento en el que se basa la prevención, detección y extinción del fuego es el SEVIMAR. Los principios en los que se fundamenta son los que siguen:

- Prevención
 - 1) División del buque en zonas verticales principales mediante mamparos límites con resistencia estructural y térmica.
 - 2) Separación entre alojamientos y el resto del buque con mamparos límites con resistencia estructural y térmica.
 - 3) Uso restringido de materiales combustibles.

- Detección
 - 4) Detección de cualquier incendio en la zona en la que se origine.
- Extinción
 - 5) Contención y extinción de cualquier incendio en el espacio que se origine.
 - 6) Protección de los medios de evacuación y de los accesos a posiciones para combatir el incendio.
 - 7) Pronta disponibilidad de los equipos extintores.
 - 8) Reducción el mínimo del riesgo de inflamación de los gases emanados por la carga.

Para poder realizar una protección integral de incendios con el fin de minimizar y reducir los daños a personas, instalaciones, estructuras y carga que puedan producirse por un incendio. Los medios aplicados se clasifican en pasivos y activos.

Los medios pasivos son aquellos que sin actuar sobre los factores de incendio tienen una gran influencia sobre la cadena del mismo en su propagación y consecuencia; para ello se disponen de controles de calor y humo, mamparos y cubiertas con resistencia al fuego y zonas principales tanto verticales como horizontales.

Por otro lado, los medios activos actúan directamente para detectar y extinguir el incendio, para este último se clasificarán en función del agente extintor empleado. A continuación se definirán los distintos sistemas de extinción del fuego en función del agente extintor.

3.3.Servicio de extinción de incendios por agua

El agua empleada en la lucha contra incendios procederá de la conexión internacional a tierra, dimensionada por el SEVIMAR y localizadas a cada banda del buque. Los elementos que componen este sistema se dividen en equipos fijos y móviles.

3.3.1. Conexión internacional a tierra

El abastecimiento de agua en la situación de buque en dique o en puerto cuando los medios a bordo sean insuficientes o inoperantes, deben hacerse mediante con medios de tierra. El SEVMAR especifica que se requiere al menos una conexión internacional a tierra a cada banda del buque y cuya situación sea accesible. Las dimensiones de las tomas internacionales a tierra son las que se recogen en la Tabla 13. Dimensiones normalizadas conexión internacional a tierra.

Tabla 12. Dimensiones normalizadas conexión internacional a tierra

Descripción	Dimensiones
Diámetro exterior	178 mm
Diámetro interior	64 mm
Diámetro de círculo de pernos	132 mm
Ranuras en la brida	4 agujeros de 19 mm de diámetro espaciados con distancias intermedias iguales en el círculo de pernos del diámetro citado y prolongados por una ranura hasta la periferia de la brida
Espesor de la brida	14,5 mm (mínimo)
Pernos y tuercas	4 juegos de 16 mm de diámetro y 50 mm de longitud.

La presión para la que está proyectada la brida es de 10,5 kg/cm².

3.3.2. Equipos fijos

- Orificios de captación de agua. Se instalarán bajo la línea de la flotación del buque en rosca y separadas de otros orificios pertenecientes a otros sistemas, la altura será la misma que la de las bombas contra incendios. El número de orificios también coincidirá con el número de bombas.
- Bombas contra incendios. A tratarse de un buque de gran tamaño el número mínimo requerido de bombas es de dos más una bomba extra en caso de emergencia. La bomba será del tipo centrífuga, pudiendo coincidir con las bombas de achique o lastre.

La capacidad de las bombas contra incendios han de exceder al menos un tercio del caudal de achique por lo que se ha de cumplir:

$$Q_{CI\ TOTAL} \geq \frac{4}{3} Q_{achique} \quad (17)$$

Por lo tanto el valor mínimo del caudal contraincendios (Q_{CI}) es:

$$Q_{CI\ TOTAL} \geq \frac{4}{3} \cdot 192,5 = 256,67 \text{ m}^3/\text{h}$$

Como se han de instalar dos bombas (Q_{CI}) y una de emergencia ($Q_{CI\ emergencia}$), el caudal de cada una de las bombas es:

$$Q_{CI} = \frac{256,67}{2} = 128,33 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{CI\ emergencia} = 0,8 \cdot \frac{256,67}{2} = 102,67 \text{ m}^3/\text{h}$$

La presión de trabajo según lo establecido por el SEVIMAR depende del tipo de buque y del arqueado bruto del mismo, en este caso la presión mínima en todas las bocas es de 7 kg/cm^2 .

- Tuberías. El colector dependerá de la capacidad requerida de las dos bombas contra incendios. El diámetro se calculará a partir del valor del caudal hallado anteriormente, para ello es necesario establecer que la velocidad de circulación del agua es de 2 m/s , el reglamento establece que se encuentre entre $2 \div 3 \text{ m/s}$. Por lo tanto queda:

$$Q_{CI} = v \cdot S \quad (18)$$

Siendo S el valor de la superficie del colector y v la velocidad de circulación del agua en el circuito del sistema contra incendios.

A partir de la expresión (14), se obtiene un valor del diámetro de:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{CI}}{v \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 128,33 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot \frac{\text{h}}{3600 \text{ s}}}{2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \pi}} = 0,151 \text{ m}$$

A continuación se realiza el mismo procedimiento que se ha realizado para dimensionar las tuberías del sistema de achique. En la Tabla 14. Selección del diámetro del colector se recogen los valores de la misma

Tabla 13. Selección del diámetro del colector

d_{ext}	e	$d_{int Real}$	$d_{int Teórico}$	$ d_{intR} - d_{intT} $
139,70	4,5	130,70	150,60	19,90
152,40	4,5	143,40	150,60	7,20
168,3	4,5	159,30	150,60	8,70

Por lo tanto el diámetro del colector seleccionado es que tiene un diámetro exterior de $152,4 \text{ mm}$ y un espesor de $4,5 \text{ mm}$.

Los ramales tendrán un diámetro suficiente para mantener el funcionamiento simultáneo de dos mangueras contra incendios.

Se dispondrá de las válvulas necesarias para una correcta circulación del agua contra incendios.

- Bocas contra incendios o hidrantes. Son puntos de la red empleados para la toma de agua mediante conexiones a la que se acoplan mangas de salida u otros

elementos. Su número y distribución será tal que al menos dos chorros que no emanen de la misma boca puedan dirigirse sobre un punto cualquiera del buque, siendo de fácil acceso.

- Válvulas de contra incendios. Según el propósito de las válvulas, se puede realizar la siguiente clasificación:
 - Válvulas principales de corte, la misión principal de estas válvulas es controlar el agua en la aspiración e impulsión de las bombas contra incendios.
 - Válvulas de retención de clapeta, protege a las bombas cuando estas no se encuentran en funcionamiento.
 - Válvulas de seguridad, controlan la presión del circuito reduciéndola cuando esta es muy elevada.
 - Válvulas de distribución.

3.3.3. Equipos móviles

- Mangueras. Son tubos flexibles que conducen el agua desde las bocas a las posiciones más próximas al fuego. En los buques de carga se colocará una manguera por boca además de una manguera cada treinta metros.
- Lanzas. Piezas conectadas a las mangueras que permiten lanzar el agua direccionalmente.
- Cañones o monitores fijos. Tubo acoplado al ramal con una boquilla, pudiendo girar en conjunto en cualquier plano.

3.3.4. Red de distribución

Las bombas contra incendios impulsan el agua y la conducen a través del colector por la red de distribución para llegar a todos los puntos necesarios. El método más eficaz es el de bucles o circuitos cerrados, frente al sistema de distribución radial. El sistema de bucles es el instalado a bordo, como se aprecia en el esquema del Anexo VI. En la Figura 1 se puede apreciar el esquema en un buque de menor tamaño.

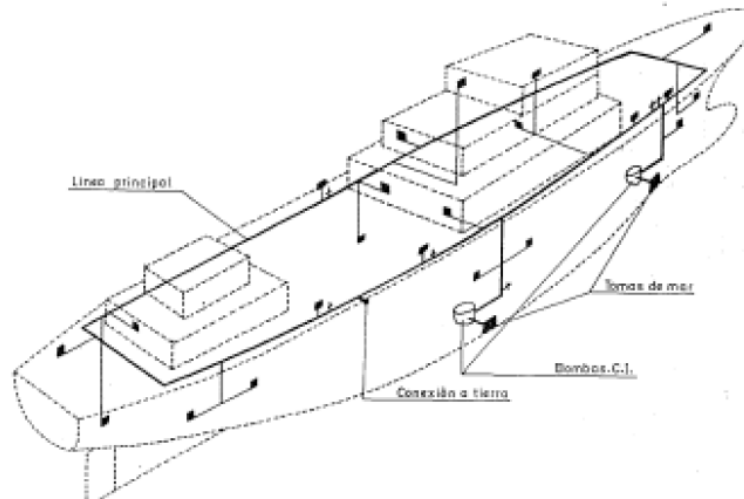


Figura 1. Sistema anular o de bucle o sistema cerrado

3.4. Servicio de extinción de incendios mediante CO_2

La extinción del fuego mediante el CO_2 se lleva a cabo mediante la inundación del local con el gas. Las aplicaciones pueden ser de dos tipos: mediante la inundación total, empleado en los locales donde se encuentran equipos eléctricos y electrónicos ya que la extinción del fuego mediante agua supone que los equipos se estropeen, o bien mediante la inundación local en la que se aplica el gas sobre las superficies de combustión y cualquier zona a la que el fuego pueda expandirse.

El sistema de disparo del CO_2 depende de la ocupación del local, si suele haber personal en el interior del local se ha de disponer de un mecanismo de alarma acústico y sonoro previo a la inundación del local, en el caso de que el local no suela estar ocupado el disparo se realiza a distancia.

El sistema de distribución se realiza mediante conexiones flexibles desde las botellas al colector fijo que manda el CO_2 a los sectores protegidos mediante válvulas.

3.4.1. Cálculo de botellas de CO_2

En primer lugar se definen los espacios a proteger, que en este caso es la Cámara de Máquinas, el espacio destinado al guardacalor y a la chimenea y por último las bodegas. Este último se toma el volumen de la mayor bodega, que será la bodega 6, 4 o 2.

Los volúmenes de estos espacios se han calculado a partir del programa de diseño *Rhinoceros*. En el Anexo II se pueden apreciar cómo se han definido los siguientes volúmenes.

- Volumen de la Cámara de Máquinas: $8169,5 \text{ m}^3$.
- Volumen del guardacalor y chimenea: 356 m^3 .
- Volumen de la Bodega: $9562,3 \text{ m}^3$.

Para conocer qué volumen tienen que cubrir las botellas de CO_2 se toma el mayor de las siguientes opciones:

- a) El 40% del volumen de la Cámara de Máquinas.

A este volumen se le añade el correspondiente a las dos botellas de arranque (V_{BOT}), definidas en el cuaderno correspondiente a la Cámara de Máquinas, tiene un volumen de $4,5 \text{ m}^3$ y una presión en el interior de 30 kg/cm^2 , a la presión y temperatura a la que se encuentra la Cámara de Máquinas.

Se aplica la Ley de Boyle y Mariotte, expresión (15), para obtener el volumen que tienen estas botellas a la presión correspondiente.

La presión P_2 es de $1,1 \text{ atm}$ ya que la temperatura en el interior de la Cámara de Máquinas es más elevada, de 55°C , mientras que la temperatura ambiente es de 18°C .

$$V_2 = \frac{(V_1 \cdot P_2)}{P_1} \quad (19)$$

Sustituyendo los valores definidos queda:

$$V_2 = \frac{4,5 \text{ m}^3 \cdot \frac{30 \text{ kg}}{\text{cm}^2} \cdot 0,968 \frac{\text{atm}}{\text{kg}}}{1,1 \text{ atm}} = 118,8$$

Como se tienen dos botellas, el volumen total de las botellas es:

$$V_{BOT} = 2 \cdot V_2 = 237,6 \text{ m}^3$$

$$0,4 \cdot (V_{CM} + V_{BOT}) = 0,4 \cdot (8169,51 + 237,6) = 3362,84 \text{ m}^3$$

- b) El 35% del volumen de la Cámara de Máquinas y el guardacalor

$$0,35 \cdot (V_{CM} + V_{BOT} + V_{Guardacalor+Chimenea})$$

$$0,35 \cdot (8169,51 + 237,6 + 723) = 3195,36 \text{ m}^3$$

c) El 30% del volumen de la bodega mayor.

$$0,3 \cdot V_{Bod} = 0,3 \cdot 9562,3 = 2868,7 \text{ m}^3$$

Por lo que tomando el mayor volumen obtenido de los tres cálculos realizados, y conocida la densidad del CO₂ y el peso del contenido de botella se puede averiguar el número de botellas requerido.

$$\text{Peso de CO}_2\text{requerido} = \frac{V_{m\acute{a}x}}{\rho_{CO_2}} \quad (20)$$

Introduciendo en la expresión (16) el valor del volumen máximo de los tres obtenidos queda:

$$\text{Peso de CO}_2\text{requerido} = \frac{3362,84}{0,56} = 6005,07 \text{ kg}$$

Conocido que el peso de CO₂ en una botella es de 45 kg se han de instalar a bordo un mínimo de:

$$n_{botellas} = \frac{6005,07}{45} = 133,45 \approx 134 \text{ botellas}$$

Las botellas se emplazarán en un local destinado a su almacenaje, que se encontrará sin comunicación directa con los espacios de máquinas ni con los espacios de acomodación. Además de las botellas se encontrarán los recipientes y componentes asociados a los mismos.

3.5.Mamparos

3.5.1. Tipo de mamparos

Con el fin de llevar a cabo los Principios Básicos Contra incendios de SEVIMAR, se han de instalar una serie de mamparos verticales y horizontales cuyo material dependerá en función de los requerimientos del local. Las divisiones son las que siguen:

- Clase A. Se encuentra formada por mamparos y cubiertas que cumplen con las siguientes características:
 - 1) Son de acero u otro material equivalente.
 - 2) Están convenientemente reforzada.
 - 3) Se construyen de tal forma que impide el paso del humo y las llamas hasta el final de la hora de ensayo.
 - 4) Aisladas con material incombustible aprobado, haciendo que la cara expuesta no supere una temperatura de 139°C. Se distinguen varios subtipos

de mamparo A, en función del tiempo de exposición a 180°C: “A-60”, “A-30”, “A-15” y “A-0”.

- Clase B. Se componen por mamparos, cubiertas, cielos rasos y forros interiores que cumplen con las siguientes condiciones:
 - 1) Impide el paso de las llamas durante la primera media hora de ensayo.
 - 2) Aisladas con material incombustible aprobado, haciendo que la cara expuesta no supere una temperatura de 139°C. Se distinguen varios subtipos de mamparo A, en función del tiempo de exposición a “B-15” y “B-0”.
 - 3) Formada por materiales incombustibles aprobados.
- Clase C. Son las construidas con materiales incombustibles aprobados, aunque no es necesario que se ajusten a las prescripciones relativas al paso de humo.

3.5.2. *Definición de los espacios del buque*

A continuación se van a definir los espacios del buque para poder definir el tipo de mamparo que rodeará dicho espacio. El reglamento establece los siguientes espacios en el buque:

- Espacios de alojamiento se compone de espacios públicos, pasillos, aseos y camarotes.
- Espacios de servicio están compuestos por: cocina, oficinas, pañoles, los talleres que no forman parte de los espacios de máquinas y otros espacios semejantes, así como los troncos de acceso a todos ellos.
- Puestos de control son los espacios donde se encuentran los aparatos de radiocomunicaciones o los principales aparatos de navegación.
- Espacios de máquinas son los espacios de categoría “A” para máquinas y todos los que contienen maquinaria propulsora, calderas, instalaciones donde se emplea el combustible, ventilación, así como los troncos de acceso a las mismas.

3.5.3. *Divisiones instaladas*

Se van a instalar mamparos de las distintas subclases del tipo de la Clase “A”. Por lo que los mamparos del tipo A-60 se instala en los espacios de maquinaria de la cubierta principal donde se encuentra el local de aire acondicionado, el local contra incendios y

un espacio destinado a la maquinaria de emergencia así como en la chimenea, los mamparos del tipo A-30 se encuentran en: la Cámara de Máquinas ya que esta cuenta, según lo que establece el reglamento, de un equipo fijo de extinción de incendios, además se dispone de este mamparo en el puente de mando del buque por disponer de los equipos electrónicos. De estos dos tipos de mamparos cabe destacar que no se va a encontrar en ellos ningún tipo de abertura o cristal. Por último se tiene la separación A-0 que se emplea para la cocina, los camarotes, los aseos, lavanderías y oficios.

Los mamparos pertenecientes a la Clase “B” del tipo B-15 se empleará para los troncos de subida, es decir en los tramos de escaleras. En lugar de este tipo de mamparo se podría instalar el mamparo A-0.

En el Anexo III se ha realizado un croquis de la situación de los mamparos.

4. Sistema de Habilitación

4.1.Sistema de agua dulce a bordo

Las necesidades de agua dulce a bordo de un buque pueden agruparse en tres grupos: agua dulce para la alimentación de calderas y maquinaria principal y auxiliar, agua dulce para servicios sanitarios y agua dulce potable.

El agua dulce del buque tiene dos orígenes bien distintos, por un lado puede ser embarcada durante la estancia en puerto del buque y por otro lado se puede producir a bordo. Ésta última se lleva a cabo mediante aparatos de osmosis inversa u osmotizadoras.

4.1.1. Sistema de agua dulce potable

El objetivo de este sistema es disminuir la acidez del agua dulce y se añaden las sales minerales necesarias para que el agua sea potable. Se mezcla con un clorinador para eliminar los posibles gérmenes.

4.1.2. Tanque hidróforo

Depósito cilíndrico que consta de dos purgas, la primera de ellas se encuentra la parte superior del mismo permitiendo la entrada y salida de aire y la segunda se encuentra en la parte de abajo para la extracción de los sedimentos.

El tanque tiene una sobrepresión de $0,5 \text{ kg/cm}^2$ para que el fluido pueda circular por las tuberías y llegar a todos los puntos.

La capacidad del tanque hidróforo se calculará a continuación.

4.1.3. *Cálculo del sistema de agua dulce*

4.1.3.1. Caudal de la bomba de alimentación del tanque hidróforo

En primer lugar se calcula el caudal de la bomba de alimentación del tanque hidróforo, para ello se emplea la siguiente expresión:

$$C_{\text{hidróforo}} = \frac{0,1 \cdot \text{tripulación}}{2} \quad (21)$$

El resultado de la ecuación (17) se expresa en l/s , por lo que se hace un cambio de unidades para m^3/h , introduciendo el número máximo de tripulantes en la expresión se obtiene que el valor del caudal de la bomba de alimentación del tanque hidróforo adopta un valor de:

$$C_{\text{hidróforo}} = \frac{0,1 \cdot 26}{2} = 1,3 \frac{l}{s} = 4,68 \frac{m^3}{h}$$

4.1.3.2. Volumen del tanque hidróforo

Seguidamente se calcula el volumen del tanque hidróforo mediante la siguiente ecuación:

$$V = Q \cdot \left(\frac{P_{ph} + 10}{e} \right) \quad (22)$$

De esta expresión se desconoce el volumen útil del tanque hidróforo (Q), la presión manométrica dentro del tanque para cuando para la bomba (P_{ph}) expresado en m.c.a. y la diferencia entre la presión de parada y la de arranque (e) también medido en m.c.a.

En primer lugar se calcula el coeficiente (Q):

$$Q = \frac{C}{2 \cdot g} \quad (23)$$

Donde:

- $C \equiv$ Es el caudal de la bomba de alimentación del tanque hidróforo, expresado en l/h .
- $g \equiv$ número máximo de arranques que puede tener la bomba, se ha tomado como valor máximo 6 *arrancadas/h*.

Sustituyendo el valor de estos dos coeficientes en la Expresión (19) se obtiene:

$$Q = \frac{4,68 \frac{m^3}{h} \cdot 1000 \frac{l}{m^3}}{2 \cdot 6 \frac{arrancadas}{h}} = 390 l$$

Se calcula ahora el valor de la presión manométrica dentro del tanque para cuando para la bomba (P_{ph}), donde la fórmula para calcularla es la que sigue:

$$P_{ph} = d + f + e - c \quad (24)$$

Donde:

- $d \equiv$ altura sobre la quilla del servicio de salida más alto, que se halla a 34,5 m sobre la línea base
- $f \equiv$ pérdida de carga por tubería, se establece un valor de 6 mca.
- $e \equiv$ diferencia entre la presión de parada y la de arranque, se encuentra entre: $1,5 \div 2 kg/cm^2$ por lo que se ha empleado el valor más desfavorable de $2 kg/cm^2$, es decir 20 mca.
- $c \equiv$ altura sobre la quilla del tanque hidróforo, se encuentra a 17 m de la línea base.

Por lo que el valor resultante de introducir los valores que se han definido recientemente en la expresión (20) es:

$$P_{ph} = 34,5 + 6 + 20 - 17 = 43,5 mca$$

Una vez obtenida la presión manométrica dentro del tanque, el volumen del tanque hidróforo, introduciendo los resultados en el expresión (18) es de:

$$V = 390 \cdot \left(\frac{43,5 + 10}{20} \right) = 1043,25 l$$

El tanque hidróforo seleccionado del fabricante Jowa, el que tiene una capacidad de 1500 litros, las características del tanque hidróforo son:

Tabla 14. Características tanque hidróforo

Volumen (m^3)	Diámetro (mm)	Peso (kg)	Espacio mantenimiento (mm)	Peso vacío (kg)
1500	1100	2180	800	300

4.1.3.3. Presión de la bomba de alimentación

Además del caudal de la bomba de alimentación del tanque hidróforo, es necesario calcular la presión de la misma. Para realizar dicho cálculo se emplea la siguiente ecuación:

$$P_{B.T.Hidr\acute{o}foro} = P_{pb} - (a - b) = d + f + e - b - a + b \quad (25)$$

Simplificando la ecuación queda:

$$P_{B.T.Hidr\acute{o}foro} = d + f + e - a$$

El único término que se desconoce es a , que es la altura, medida desde la línea base, del tanque almacén de agua sanitaria.

El almacén de agua sanitaria se dispone a popa del pique de popa a 13 m de la línea base.

Por lo que la presión de la bomba de impulsión del caudal del tanque hidróforo adopta un valor de:

$$P_{B.T.Hidr\acute{o}foro} = 34,5 + 6 + 20 - 13 = 47,5 \text{ mca}$$

4.1.3.4. Consumo de agua dulce

El consumo total de agua dulce en un día es la suma de los consumos del agua dulce de la tripulación ($C_{tripulación}$) y del agua dulce de los sistemas ($C_{sistemas}$):

$$C_T = C_{tripulación} + C_{sistemas} \quad (26)$$

1) Agua dulce para la tripulación

Se considera que el consumo de agua en un día y por tripulante es de 200 litros. Se estima que el número de tripulantes des de 26, por lo que el primer consumo es de:

$$C_1 = 26 \text{ tripulantes} \cdot 200 \frac{l}{\text{tripulante} \cdot \text{día}} = 5200 \frac{l}{\text{día}} = 5,2 \frac{t}{\text{día}} \quad (27)$$

2) Agua dulce para sistemas

El consumo de agua dulce para los sistemas se estima que es el doble del agua dulce sanitaria, por lo que vale:

$$C_2 = 2 \cdot 5,2 = 10,4 \frac{t}{\text{día}} \quad (28)$$

Por lo que introduciendo los valores obtenidos en las expresiones (23) y (24) se obtiene que el consumo total de agua dulce es de:

$$C_T = 5,2 + 10,4 = 15,6 \frac{t}{\text{día}}$$

La cantidad de agua dulce que tiene que generar la planta osmotizadora sería de 15,6 t/día, pero se aumenta la cantidad a 17 t/día, para que tenga un ligero margen.

4.1.3.5. Bombas de agua sanitaria fría y caliente

Con el fin conocer el caudal de las bombas que se encargan de impulsar el agua a los distintos locales del buque se ha de conocer los coeficientes de simultaneidad, así como el caudal de cada uno de los elementos que pueden dar agua, estos que se recogen en la Tabla 9

Tabla 15. Tabla de consumos y coeficientes de simultaneidad

Elementos	Nº	Caudal (l/m)	Sim. Frio	Sim. Caliente
Duchas	21	6	0,3	0,25
Lavabos	25	4	0,3	0,2
Water	25	10	0,33	0,33
Fregaderos	5	10	0,25	0,15
Lavadora	3	6	0,15	0,15

Por lo tanto se puede calcular los caudales mediante la siguiente ecuación:

$$Q = n \cdot Q \cdot C_{\text{simultaneidad}} \quad (29)$$

Quedando como caudales totales los que siguen:

$$Q_{\text{Agua fría}} = 160,50 \text{ l/m} = 9,93 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{Agua caliente}} = 144,20 \text{ l/m} = 8,66 \text{ m}^3/\text{h}$$

4.1.3.6. Equipo de potabilización de agua dulce

La potabilizadora de agua se sitúa tras el generador de agua dulce en el proceso de obtención de agua dulce sanitaria.

La capacidad de la potabilizadora es el consumo de la tripulación más la mitad del margen que se le ha añadido al total.

$$Q_{\text{potabilizadora}} = 1,5 \cdot C_1 \quad (30)$$

Introduciendo el consumo de la tripulación, obtenido mediante la expresión (23) se obtiene:

$$Q_{potabilizadora} = 1,5 \cdot 5,2 = 7,8 \text{ m}^3/\text{día} = 0,325 \text{ m}^3/\text{h}$$

A partir del caudal de agua potable que se emplea a bordo, se instala a bordo una potabilizadora, perteneciente a la casa Alfa Laval del tipo AQUA-65, que tiene las siguientes características:

Tabla 16. Características de la potabilizadora de agua dulce, AQUA-65

Longitud (mm)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Peso (kg)	Frecuencia (Hz)
1160	850	1385	700	50

4.1.4. Cálculo de tanques

4.1.4.1. Tanque de almacén de agua dulce

Se ha dispuesto de tres tanques para el agua dulce, uno de ellos para el agua dulce potabilizada y los otros dos se emplazados uno a estribor y el otro a babor dedicados al transporte de agua dulce para los sistemas del buque.

Los tanques se han sobredimensionado, debido a que el buque no va a generar agua potable constantemente, por ejemplo en las zonas cercanas a puerto o que se encuentre atravesando un canal o en la entrada a puerto, y al no generar agua dulce, se tiene que tomar los de estos tanque el agua requerida. El número máximo de días para los que el buque dispone agua, tomado en función de los consumos anteriores, es de 2 días. El resto de tiempo la planta osmotizadora se encontrará en funcionamiento.

Por lo que el valor del volumen de los tanques se recoge en la Tabla 16, se considera al igual que se ha hecho anteriormente que el volumen de los refuerzos es el 4% del volumen total:

Tabla 17. Volumen de los tanques de agua dulce

Tanque	V. Bruto (m ³)	V. Hierros (m ³)	V. Neto (m ³)
Agua dulce potabilizada	10,82	0,43	10,40
Agua dulce Er	44,25	1,77	42,55
Agua dulce Br	44,25	1,77	42,55
TOTAL	99,32	3,97	95,50

4.2. Sistema de aguas servidas y basuras

4.2.1. Sistema de aguas servidas

Las aguas servidas son aquellas que se abandonan una vez usadas, disponiéndolas en desagües, cursos o masas de agua. La evacuación de los residuos y aguas servidas de los barcos se regula a través de lo acordado para prevenir la contaminación de los buques¹

4.2.1.1. Tipos de aguas sucias

- Aguas negras son aguas de desagüe y otros residuos procedentes de cualquier tipo de inodoros, urinarios y tazas de WC.
- Aguas grises son aguas de desagüe procedentes de lavabos, lavaderos y conductos de salida situados en la enfermería, etc.

Este tipo de residuo se almacena en tanques denominados tanques de retención.

4.2.1.2. Descarga de aguas sucias

La descarga de aguas sucias en el mar se podrá realizar únicamente en estas condiciones, según lo establecido en el reglamento:

- a) La distancia mínima respecto a la costa ha de ser de al menos 4 millas, y la descarga se podrá realizar siempre y cuando las aguas sucias hayan sido desmenuzadas y desinfectadas. Si la carga no se desmenuza ni se desinfecta, la distancia mínima a la costa ha de ser de al menos 12 millas. En estos dos casos la velocidad a la que debe navegar el buque, para que se produzca la descarga de los tanques de retención, en ambos casos es de 4 nudos.
- b) El buque cuente con una instalación para el tratamiento de las aguas sucias que haya sido certificada por la Administración.

4.2.1.3. Conexión internacional a tierra

Al igual que en el abastecimiento de agua, la conexión internacional a tierra para la descarga han de reunir las siguientes características:

¹ Convenio Internacional para Prevenir la contaminación por lo buques del 2 de noviembre de 1973 (Convenio MARPOL).

Tabla 18. Dimensiones normalizadas conexión internacional a tierra

Descripción	Dimensiones
Diámetro exterior	210 mm
Diámetro interior	De acuerdo con el diámetro exterior del conducto
Diámetro de círculo de pernos	170 mm
Ranuras en la brida	4 agujeros de 18 mm de diámetro equidistantemente colocados en el círculo de pernos del diámetro citado y prolongados por una ranura de hasta la periferia de la brida por una ranura de 18 mm de ancho.
Espesor de la brida	16 mm
Pernos y tuercas	4 juegos de 16 mm de diámetro y de longitud adecuada

4.2.1.4. Descripción del servicio de aguas sucias

El equipo elegido está dotado de los elementos necesarios para el tratamiento de aguas sucias, esto es, desmenuzar y desinfectar las aguas sucias.

Para realizar esta labor se ha instalado una planta electrocatalítica, este sistema realiza el tratamiento mediante el empleo de un proceso electro-químico. El proceso utiliza una celda electrocatalítica, la cual produce hipoclorito de sodio desinfectante a partir del agua salada (agua de mar) y lo introduce directamente en la corriente de aguas negras, como este proceso tiene lugar mientras la corriente pasa entre los electrodos energizados de la celda también tiene lugar la descomposición de las moléculas orgánicas contenida en la corriente de aguas negras, estos variados grupos de reacciones ocurren en forma simultánea produciendo la eliminación rápida y casi total de los compuestos orgánicos y bacterias.

Se ha elegido este equipo ya que el número de personas que van el buque es reducido.

4.2.1.5. Cálculo de la capacidad de una planta de tratamiento de aguas sucias

a) Cálculo del volumen diario de aguas servidas a tratar

El volumen diario de aguas servidas a tratar (V_d) medido en $l/día$ se obtiene mediante la aplicación de la siguiente expresión:

$$V_d = C \cdot V_i \cdot F_0 \quad (31)$$

Siendo:

- $C \equiv$ el número de pasajeros
- $V_i \equiv$ volumen de agua servida generada, en $l/(persona \cdot día)$
- $F_0 \equiv$ Factor de permanencia a bordo

El volumen de agua servida generada (V_i), va a depender del sistema empleado para el flujo de las aguas residuales, que puede ser o bien mediante un sistema bajo vacío o bien un sistema de gravedad. En el buque se ha empleado este último, con el fin de reducir gastos, además de que los distintos baños se han situado según la disposición general en las mismas zonas para las distintas cubiertas para simplificar el sistema. Por lo tanto el volumen de agua servida es:

$$V_i = V_{a.negras} + V_{a.grises} \quad (32)$$

En la que el volumen de aguas negras ($V_{a.negras}$), para sistema de gravedad, es de:

$$V_{a.negras} = l_{pulsación} \cdot n_{pulsaciones} \quad (33)$$

El número de litros provenientes del WC en una pulsación ($l_{pulsación}$) es de $18 l/pulsación$. El número de pulsaciones ($n_{pulsaciones}$) que se realizan a lo largo de un día es de $6 pulsaciones$.

Por lo tanto el volumen de aguas negras, de una persona en un día, es de:

$$V_{a.negras} = 18 \frac{l}{pulsación} \cdot 6 pulsaciones = 108 \frac{l}{persona \cdot día}$$

El volumen de aguas grises, se obtiene a partir de los consumos de los distintos elementos, que realiza una persona en un día:

$$V_{a.grises} = V_{ducharas} + V_{lavavajillas} + V_{lavadora} \quad (34)$$

Los datos correspondientes a estos consumos son los que las Sociedades de Clasificación han establecido.

$$V_{a.grises} = 70 + 35 + 50 = 155 \frac{l}{persona \cdot día}$$

El factor de permanencia a bordo (F_0) depende del número de horas que se encuentre la tripulación a bordo, al encontrarse las 24 horas del día dicho factor toma un valor de:

$$F_0 = 1$$

El valor del volumen diario de aguas servidas a tratar es de:

$$V_d = 26 \cdot (108 + 155) \cdot 1 = 6838 l/día$$

b) Cálculo de la Demanda Biológica de Oxígeno (L_d)

La Demanda Biológica de Oxígeno (L_d) dependerá de la composición de las aguas servidas. se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$L_d = C \cdot L_i \cdot F_0 \quad (35)$$

Siendo L_i el coeficiente de procedencia de los valores medios, expresado en $kg/día$, tomando un valor total de 0,23. Por lo tanto:

$$L_d = 26 \cdot 0,23 \cdot 1 = 5,98 \text{ kg/día}$$

c) Nivel máximo de exigencia de la planta (S)

El nivel máximo de exigencia de la planta se halla mediante la siguiente expresión:

$$S = \frac{V_d}{F_0 \cdot 24} \cdot F_S \quad (36)$$

Donde el factor de máxima exigencia o norma promedio (F_S), va a depender del número de turnos de comedor y del tipo de buque, al tratarse de un buque de carga dicho factor vale 1.

El nivel máximo de exigencia de la planta adopta un valor de:

$$S = \frac{6838}{1 \cdot 24} \cdot 1 = 284,92 \text{ l/hora}$$

Por lo que el modelo de la planta de tratamiento de aguas sucias, pertenece a Facet International, de la compañía CLARCOR, el modelo elegido es STP-1,5. Las dimensiones principales del mismo se recogen en la siguiente tabla.

Tabla 19. Características de la potabilizadora de agua dulce, AQUA-65

Longitud (mm)	Ancho (mm)	Alto (mm)
2365	1675	1255

4.2.2. Sistema de tratamiento de basuras y residuos

Se define basura marina o deshechos como todos los objetos que no aparecen de manera natural en los ecosistemas marinos y costeros.

La normativa que trata cómo se debe actuar para combatir para reducir el impacto ambiental que generan los buques.

4.2.2.1. Reglas para prevenir la contaminación por las basuras de los buques

- Residuos de comida. Cuando se descarguen fuera de las zonas especiales²³ se hará a una distancia mínima de 12 millas a la costa.

Podrán ser echadas al mar y siempre que hayan pasado previamente por un "desmenuzador o triturador" y ello se efectúe tan lejos como sea posible de la tierra más próxima, prohibiéndose en todo caso hacerlo si la tierra más próxima se encuentra menos de 3 millas marinas. Dichas basuras estarán lo bastante desmenuzadas o trituradas como para pasar por cribas con mallas no mayores de 25 milímetros. En el caso de encontrarse en una zona especial se debe descargar a una distancia superior a 12 millas, habiéndose realizado la trituración previamente.

A los residuos provenientes de los trituradores de comida y de los lavavajillas se les aplica el tratamiento correspondiente a las aguas grises.

- Residuos sólidos. Tanto en las zonas especiales como en las que no lo son, se prohíbe echar a la mar toda materia plástica, la cabullería y redes de pesca, bolsas de plástico, tablas y otros elementos de embalaje que puedan flotar.

En zonas no consideradas como especiales se podrá realizar la descarga del resto de los deshecho siempre que hayan pasado previamente por el desmenuzador o triturador, y se encuentre a una distancia mayor de 3 millas.

En las zonas especiales se prohíbe la descarga de residuos sólidos.

Se estima que el volumen generado de residuos es de 2 *litros/persona* y que este se puede reducir en un 90% si es compactado o en 1/8 si es triturado.

Se toma la primera de las opciones a aplicar, es decir, la opción en la que se incluye la trituradora.

La trituradora seleccionada pertenece al fabricante Marine Brochure y se ha elegido el modelo S3/3N. La selección se ha realizado en función de la generación de residuos de persona en un día. Tiene una capacidad de 60 litros y es la que más se ajusta a los litros producidos de 52 litros, quedando un margen.

Las características de la trituradora son las que se recogen en la Tabla 21. Características de la trituradora:

² Convenio Internacional para Prevenir la contaminación por lo buques MARPOL 73/78, O.M.I.

³ Zonas especiales: extensión del mar en la que, por razones técnicas reconocidas en relación con sus condiciones oceanográficas y ecológicas y el carácter particular de su tráfico marítimo, se adoptan procedimientos especiales obligatorios para prevenir la contaminación del mar por las basuras. (Mar Mediterráneo, Mar Báltico, Mar Negro, Mar Rojo y la zona de los Golfos)

Tabla 20. Características de la trituradora

Longitud (mm)	Ancho (m)	Altura (m)	Potencia (kW)
750	630	1620	3

4.2.2.2. Incinerador

Con objeto de incinerar tanto los residuos sólidos como los lodos residuales de combustible o aceite, se ha instalado un incinerador, en una cámara independiente en la segunda plataforma de la cámara de máquinas.

El incinerador se emplea en los buques de gran tamaño, y se han de ajustar a la legislación vigente en cuanto a la contaminación atmosférica⁴.

El incinerador seleccionado en función de los litros de residuo sólido por persona, que se ha indicado anteriormente que es de 52 litros, y día, es el perteneciente a TeamTec OG200C, tiene una capacidad de 53 litros/carga.

Tabla 21. Características de la potabilizadora de agua dulce, OG200C

Longitud (mm)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Máx. Capacidad Térmica (kcal/h)	Peso (kg)
1350	1900	1960	400.000	3055

5. Sistemas de casco

5.1. Generalidades de los sistemas

5.1.1. *Amarre*

Las operaciones de amarre se efectúan en las zonas portuarias la velocidad a la que se realizan estas operaciones de atraque, en caso de que no se hagan mediante los remolcadores, está comprendida entre los 0,1 y 1 m/s.

Para llevar las amarras a tierra, se emplea el servicio de los amarradores que con ayuda de un bote trasladan el extremo libre de la estacha de amarre del buque a tierra. La estacha se encapilla en el noray. Las amarras llevan en un extremo libre una gaza para que puedan ser encapilladas en el noray.

Cuando el buque quede amarrado todos los cables han de tener la misma tensión, sino el único que trabajará es el que tiene una mayor tensión pudiendo faltar.

⁴ MARPOL- Anexo VI. Reglas para prevenir la contaminación atmosférica ocasionada por los buques.

5.1.2. *Fondeo*

Se denomina “fondeo” a la operación de dejar caer al fondo el ancla con su cadena o cable. Para fondera es necesario reducir la velocidad del buque y llevar el ancla “apeada” o a la “pendura” cuando está lo suficientemente arriada para permitir que su caña quede fuera del tubo del escobén.

El “apeo” del ancla se hace con la finalidad de que al aflojar los frenos del “barboten” el ancla no corra peligro de quedarse trabada en el escobén y que pueda caer al fondo en el momento preciso.

La finalidad del fondeo es fijar la posición del buque donde deba permanecer fondeado.

5.1.3. *Remolque*

La operación de remolque del buque se hace usualmente por medio de otro buque construido para tal fin, denominado remolcador. Los remolcadores se encuentran situados en los puntos estratégicos de las rutas comerciales.

La longitud del cabo de remolque debe hacerse coincidir con la distancia existente entre dos crestas de ola, con el fin de ambos buques sufran el efecto de frenado de la ola de manera simultánea.

El buque tiene instalado en la zona de proa bitas de remolque para que el buque pueda ser remolcado, los cables o cabos del propio buque ya que se han dimensionado de forma que se conoce que los medios donde se hace firme el cabo aguantarán correctamente la tensión del cabo y se romperá antes de que las bitas de remolque las arranquen.

5.2. Elementos del sistema

En el Anexo VII se dispone de un pequeño croquis de los elementos de los equipos de servicio en la cubierta principal en la zona de proa.

5.2.1. *Anclas*

Instrumento en forma de arpón o anzuelo doble, que unido a al extremo de un cabo, cable o cadena firme al buque y arrojado al agua, una vez que ha hecho presa en el fondo, sirve para impedir que el barco sea arrastrado por los vientos y las corrientes.

5.2.2. Cadenas

Las cadenas tienen diversas aplicaciones a bordo de los buques. Existen dos tipos de cadenas diferentes con contrate y sin, siendo el contrate la pieza que se coloca en el interior del eslabón en el sentido del eje menor para evitar que éste se deforme cuando trabaja a tracción.

Las cadenas sin contrate se emplean para la fijación de la inclinación de las plumas de carga, transmisión de esfuerzos, etc.

En cambio, las cadenas con contrate se emplean para el servicio de anclas. El tamaño de los eslabones que forman la cadena se definen a partir del diámetro d del redondo con el que se ha formado el eslabón. La longitud del eslabón es de $6 \cdot d$, mientras que el ancho del mismo es $3,6 \cdot d$. Los largos de la cadena tienen una longitud de $27,5 m$. Para la unión de dos largos de cadena se realiza mediante un grillete de unión.

Cuando se realiza esta unión, se modifican los extremos de cada largo de la cadena. El grillete de unión, que no tiene contrate, para que tenga la misma resistencia que el resto de eslabones ha de tener un diámetro mayor que el de los eslabones.

El grillete de unión tiene en sus extremos dos cabezas para pasar a través de ellas el bulón de cierre. La secuencia de eslabones sería: eslabón normal- eslabón final- eslabón grueso-eslabón final- eslabón normal.

5.2.3. Molinete

El molinete es la máquina que se emplea para arriar e izar las cadenas de anclas en las operaciones de fondeo y leva de anclas, se emplean también para la maniobra de las amarras en la zona de proa.

Los molinetes disponen de dos ruedas dobles situadas de manera vertical en el sentido de proa a popa, los barbotenes, en las que hay unas concavidades donde se engranan los eslabones de las anclas. También se dispone de capirones, que son unos tambores que se emplean para virar las amarras.

El molinete que se ha instalado a bordo es un molinete monoancla ya que los eslabones son de gran tamaño.

5.2.3.1. Formas de trabajo de molinete

Se consideran tres fases distintas de trabajo del molinete:

1) Haciendo el ancla

El buque se mueve en dirección del ancla, desde la posición inicial hasta colocarse casi encima del ancla. En esta fase se ayuda de la maquinaria propia del buque o de los remolcadores

2) Despegue del ancla del fondo

Se produce antes de que esté completamente vertical, por la disminución del poder de agarre al aumentar el ángulo formado por la dirección de tiro de la cadena y el fondo. La velocidad empleada será corta para obtener una mayor tracción.

3) Izado del ancla y de la cadena

Se produce desde el momento en el que el ancla se despega hasta que queda estibada en el escobén, en esta fase es en la que se decide la potencia del molinete, que se calculará posteriormente.

5.2.4. *Caja de cadenas*

Lugar donde se estiban las cadenas de las anclas, colocadas bajo el molinete de forma que la cadena resbale hacia ella. Al ser la cadena un elemento muy pesado, se tiene que tomar en cuenta la posición de la caja de cadenas para la estabilidad del buque. Se emplaza a proa del mamparo del pique de proa.

La cadena de cada ancla se estibara por separado, gracias a un mamparo de separación, que evita que puedan juntarse entre sí.

Los refuerzos que necesite la caja de cadenas en el exterior de la misma, para evitar que la cadena se desgaste al pasar por ellos. En el fondo de la caja de cadenas colocamos unos tablones de madera para evitar que la cadena descansa sobre la chapa. Se puede cubrir este fondo con una capa de cemento (50 mm), y colocar un imbornal para achicar agua o fango que pueda entrar.

Los tubos de gateras (cubierta-caja de cadenas) pueden tener una cierta inclinación para poder corregir ligeramente las dimensiones de la caja de cadenas o si emplazamiento respecto al molinete. Altura mínima que se requiere para la caja de cadenas es 1,2 m.

5.2.5. *Estopor*

El estopor es un artefacto de hierro colocado en la cubierta principal, entre el molinete y el escobén, que muerde la cadena reteniéndola, e impidiendo que la tensión pase completamente al molinete tanto durante la navegación como en el fondeo.

Se debe utilizar cuando la cadena este totalmente frenada, ya que no es un freno, solo hace firme la cadena al buque.

5.2.6. *Escobén*

El escobén es un conductos circular para el paso de las cadenas y anclas y alojamiento de la caña del ancla.

Las partes de las que se compone el escobén son: concha, boca y bocina. La concha es la pieza de salida y refuerzo de la amura, su pieza análoga pero en la cubierta es la boca, estos dos elementos están sometidos a un desgaste por rozamiento de la cadena, por lo que se realizan robustas. La bocina es el tubo que une las piezas anteriores las características de la misma se calculan en el siguiente apartado.

5.2.7. *Maquinillas para maniobras de amarre en popa*

Existen dos tipos de maquinillas:

- Cabrestante: eje de giro vertical y un solo tambor, por lo que puede realizar el tiro en cualquier dirección. Se han instalado dos de ellos para las maniobras de amarre.
- Chigre espía: eje horizontal con dos capirones a cada extremo del eje, que solo permite el tiro perpendicular al eje, pero puede trabajar con 2 amarras a la vez.

Ambos trabajan como los molinetes, y para calcular su potencia tendremos en cuenta el par, la velocidad de giro y el rendimiento de la maquinaria. La velocidad de recogida de la amarra suele ser de 30 m/min .

5.2.8. *Bitas*

Sirven para hacer firmes los cabos a la cubierta del buque. Formadas por una base del que salen dos cilindros verticales o algo inclinados, con la cabeza achatada para evitar que se salgan los cabos.

Se distinguen dos tipos de bitas, las bitas de amarre que se sitúan 4 tanto en proa como en popa; y las bitas de remolque se disponen 3 en proa y 2 en popa.

5.2.9. Alavantes

Son elementos que evitan que las amarras rocen sobre las cubiertas o tapas de regala y las guían en la dirección adecuada. Están formada por varios grupos de roletes. Se disponen en línea.

5.3. Cálculo de las características de los sistemas de amarre, remolque y fondeo

5.3.1. Cálculo del numeral de equipo

En primer lugar se va a calcular el equipo de fondeo del buque, para ellos es necesario realizar el cálculo del numeral de equipo (NA).

La expresión empleada para el cálculo del numeral de equipo es:

$$NA = \Delta^{\frac{2}{3}} + 2 \cdot B \cdot h + 0,1 \cdot A \quad (37)$$

Siendo:

- $\Delta \equiv$ El desplazamiento del buque correspondiente a la flotación en carga de verano, en t .
- $h \equiv$ altura efectiva, en m , entre la flotación en carga de verano y el techo de la caseta más elevada. Para el cálculo de h se desprecian el arrufo y la brusca. La expresión empleada para el cálculo de la misma es:

$$h = a + \sum_i h_i \quad (38)$$

- $a \equiv$ es la distancia entre la cubierta alta y la flotación en carga de verano, en m , medida en la perpendicular central.
- $h_i \equiv$ altura, en m , en crujía de cada piso de la superestructura o de caseta mayor de $0,25 \cdot B$.
- $A \equiv$ superficie lateral, en m^2 , del casco de la superestructuras y de las casetas de anchura superior a $0,25 \cdot B$ que se encuentren por encima de la flotación de verano.

Seguidamente se procede a calcular cada uno de los coeficientes que se han definido anteriormente.

En primer lugar se define las alturas de los pisos de la superestructura y castillo de proa (h_i), en la Tabla 12 se recogen los valores de h_i , de la manga de cada una de los pisos y del castillo (b_i) y de si estos valores de la manga son mayores a:

$$b \geq 0,25 \cdot B \quad (39)$$

El valor de la manga de cada uno de los espacios ha de ser superior a 8,058 m.

En el Anexo IV se ha realizado un croquis con el valor de los espacios de las superestructuras.

Se incluye el total de las alturas (h_i) empleadas para el cálculo de la altura efectiva (h):

Tabla 22. Altura, manga y eslora de las superestructuras

	Elemento	h_i (m)	b_i (m)	l_i (m)
1	Toldilla	3,54	27,875	21,94
2	Cubierta A	2,8	19,33	11,00
3	Cubierta B	2,8	19,33	11,00
4	Cubierta C	2,8	19,33	11,00
5	Cubierta D	2,8	19,33	11,00
6	Puente de Mando	2,8	13,3	11,00
7	Castillo	4,93	21,375	13,79
	TOTAL	22,47	-	

Como se puede apreciar la manga de todas las superestructuras es superior a la establecida en la expresión (35), por lo que se toma la altura de todas las superestructuras.

A continuación se calcula la superficie lateral (A), teniendo en cuenta todos los elementos de la superestructura:

$$A = a \cdot L_{pp} + h_1 \cdot l_1 + h_2 \cdot l_2 + h_3 \cdot l_3 + h_4 \cdot l_4 + h_4 \cdot l_4 + h_5 \cdot l_5 + h_6 \cdot l_6 + h_7 \cdot l_7 \quad (40)$$

Conocido el valor de todos los elementos de la expresión anterior se obtiene que la superficie lateral adopta un valor de:

$$A = 5,09 \cdot 180,52 + 299,652 = 1184,20 \text{ m}^2$$

Retomando la expresión (33) que define el Numeral de Equipo, se conoce que adopta un valor de:

$$NA = 57346^{\frac{2}{3}} + 2 \cdot 32,23 \cdot (5,09 + 22,47) + 0,1 \cdot 1184,2 = 3382,02$$

A continuación se ha de entrar en la Tabla 1 del Anexo V donde se recogen los valores del numeral de equipo y se toman los valores correspondientes al numeral de equipo inmediato inferior; es decir, para $NA = 3210$.

5.3.2. Características de la cadena

Según lo estipulado por el fabricante, Tabla 1 del Anexo V, el buque estará equipado con un total de 3 anclas del tipo Hall, 2 de ellas de servicio y la otra de respeto. La masa unitaria de las anclas es de 9900 kg.

En el caso de que hubiera un ancla espía le correspondería un peso de 3300 kg.

Las cadenas con concreto tienen un diámetro nominal de 87 mm mientras que la longitud total es de 660 m.

El número de largos de cadena se obtiene a partir de la longitud total de la cadena:

$$\text{Largos de cadena} = \frac{L_{Total}}{27,5} \quad (41)$$

Por lo que el número de largos de cadena es de:

$$\text{Largos de cadena} = \frac{660}{27,5} = 24 \text{ largos}$$

Le corresponde a cada ancla 12 largos de cadena.

La carga de rotura ($CR_{estachas}$) de las estachas es de 550 kN,

El peso del largo de una cadena se obtiene mediante los datos proporcionados por el fabricante de cadenas “Vicinay”, Tabla 4 del Anexo V, para el caso de un diámetro de cadena de 87 mm se obtiene un peso de largo de cadena de 4760 kg, con una carga de rotura de la cadena (CR_{cadena}) de 3850 kN.

5.3.3. Cálculo de la potencia del molinete

La potencia necesaria a instalar en el molinete ($Pot_{molinete}$) se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$Pot_{molinete} = \frac{0,87 \cdot (P_{cadena} + P_{ancla})}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{moliente \text{ fondeo}}} \cdot v_{izado} \quad (42)$$

Siendo:

- $Pot_{molinete} \equiv$ la potencia del molinete, en CV.

- $P_{cadena} \equiv$ el peso de tres largos de cadena, obteniéndose el peso de un largo de cadena

$$P_{cadena} = 3 \cdot 4760 = 14280 \text{ kg}$$

- $P_{ancla} \equiv$ es el peso de la cadena, en este caso tiene un valor de 9900 kg.
- $\eta_{moliente \text{ fondeo}} \equiv$ es el rendimiento del molinete en la situación de fondeo, se fija en el 46%.
- $v_{izado} \equiv$ es el valor de la velocidad de izado de la cadena, en este caso se toma una velocidad de 10 m/s.

Introduciendo estos valores en la expresión (38), el valor de la potencia del molinete es de:

$$Pot_{molinete} = \frac{0,87 \cdot (14280 + 9900)}{60 \cdot 75 \cdot 0,46} \cdot 10 = 101,63 \text{ CV}$$

5.3.4. Cálculo de la velocidad de zarpado

La velocidad de zarpado del buque ($v_{zarpado}$) se obtiene mediante la expresión que se define a continuación:

$$v_{zarpado} = \frac{Pot_{molinete} \cdot 60 \cdot 75 \cdot \eta_{moliente \text{ fondeo}}}{0,87 \cdot (P_{cadena} + P_{ancla}) + H_0} \quad (43)$$

El poder de agarre del ancla (H_0) se obtiene mediante:

$$H_0 = e \cdot P_{ancla} \quad (44)$$

El coeficiente e , correspondiente a las anclas del tipo Hall, toma un valor comprendido dentro del siguiente intervalo:

$$e = 2,5 \div 4,5 \quad (45)$$

Se toma el valor intermedio del intervalo anterior, es decir, que el coeficiente e vale 3,5.

Por lo que la velocidad de zarpado es de:

$$v_{zarpado} = \frac{101,63 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0,46}{0,87 \cdot (14280 + 9900) + (3,5 \cdot 9900)} = 3,778 \text{ m/s}$$

5.3.5. Cálculo de la velocidad en la condición de avería

La velocidad en la condición de avería se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$v_{avería} = \frac{Pot_{molinete} \cdot 60 \cdot 75 \cdot \eta_{moliente\ fondeo}}{0,87 \cdot (P_{cadena\ completa} + P_{ancla})} \quad (46)$$

En la condición de avería se ha de considerar el peso de una cadena completa, es decir, los 12 largos de cadena.

$$v_{avería} = \frac{101,63 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0,46}{0,87 \cdot (12 \cdot 4760 + 9900)} = 3,61\ m/s$$

Una vez obtenidas las distintas velocidades, se ha de comprobar que a la velocidad más baja o velocidad corta la estacha de amarre no se parte, para ello se averigua la velocidad a la que rompería la estacha con la tensión de rotura establecida por el fabricante, es decir, la velocidad corta. Para que la estacha no rompa la velocidad corta ha de ser superior a la velocidad mañas baja de las halladas anteriormente.

$$v_{corta} = \frac{Pot_{molinete} \cdot 60 \cdot 75 \cdot \eta_{amarre}}{CR_{estacha}} \quad (47)$$

El rendimiento de amarre (η_{amarre}) se fija en 66%, por lo que la velocidad corta (v_{corta}) toma el siguiente valor:

$$v_{corta} = \frac{101,63 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 0,66}{\left(\frac{550}{9,81} \cdot 1000\right)} = 5,384\ m/s$$

Al ser superior a la velocidad menor entre las halladas anteriormente, velocidad de zarpado y velocidad de avería, la estacha no rompería.

5.3.6. Cálculo de la Caja de cadenas

La caja de cadenas se puede dividir en tres espacios de manera independiente: la sentina, la zona donde se va a almacenar la cadena y el paso de hombre.

Se conoce la altura tanto de la sentina, que es de 0,5 metros como la del paso de hombre que es de 1,2 metros.

El diámetro de la caja de cadenas ($D_{Caja\ Cadenas}$) se encuentra relacionado con el diámetro del eslabón del siguiente modo:

$$D_{Caja\ Cadenas} = (26 \div 35) \cdot d_{eslabón} \quad (48)$$

Se toma un valor intermedio del intervalo anterior, haciendo que el diámetro de la caja de cadenas sea:

$$D_{Caja\ Cadenas} = 30 \cdot 0,087 = 2,61\ m$$

El volumen de la zona donde se almacena la cadena es:

$$V_{cadena} = 0,082 \cdot d_{eslabón}^2 \cdot L_{cadena completa} \cdot 10^{-4} \quad (49)$$

El valor del diámetro del eslabón ($d_{eslabón}$) se introduce en mm , mientras que el largo de la cadena completa ($L_{cadena completa}$) se introduce en m .

Por lo tanto el volumen de la zona de almacenamiento de la cadena es:

$$V_{cadena} = 0,082 \cdot 87^2 \cdot (12 \cdot 27,5) \cdot 10^{-4} = 20,48 m^3$$

Como se conoce el diámetro de este espacio, se puede calcular la altura de esta zona (h_{cadena}) y posteriormente el valor del volumen total de la caja de cadenas.

$$V_{cadena} = \frac{\pi \cdot D_{cadena}^2}{4} \cdot h_{cadena}$$

Por lo que la altura de la zona de almacenamiento de la cadena toma un valor de:

$$h_{cadena} = \frac{4 \cdot 20,48}{\pi \cdot 2,61^2} = 3,82 m \quad (50)$$

La altura total de la caja de cadenas (H) toma un valor de:

$$H = h_{sentinas} + h_{cadena} + h_{paso de hombre} \quad (51)$$

$$H = 0,5 + 3,82 + 1,2 = 5,52 m$$

El volumen total de la caja de cadenas es:

$$V_{CAJA CADENAS} = \frac{\pi \cdot D_{cadena}^2}{4} \cdot H = \frac{\pi \cdot 2,61^2}{4} \cdot 5,52 \approx 29,5 m^3$$

5.3.7. Cálculo del Tubo de Escobén

El cálculo del diámetro interior del tubo del escobén se puede llevar a cabo de tres modos distintos:

- 1) A partir de la Tabla 2 del Anexo V, entrando con el diámetro del escobén en la tabla se obtiene que el diámetro interior del escobén ($d_{int escobén}$) tiene un valor de $695 mm$.
- 2) Mediante la Tabla 3 del Anexo V, y tomando el mayor valor entre las dimensiones J y L , el diámetro del escobén es:

$$d_{int escobén} = 1,4 \cdot 378 = 529,2 mm$$

- 3) Mediante la siguiente expresión:

$$d_{int escobén} = d_{eslabón} \cdot ((100 - d_{eslabón}) \cdot 0,03867 + 7,5) \quad (52)$$

Introduciendo el diámetro del eslabón ($d_{eslabón}$) en la expresión anterior, queda que el diámetro del tubo de escobén es:

$$d_{int\ escobén} = 87 \cdot ((100 - 87) \cdot 0,03867 + 7,5) = 696,24\ mm$$

El espesor del tubo del escobén varía según se encuentre en la parte superior o inferior del tubo. En la parte superior se tiene un espesor de $0,6 \cdot d_{estabón}$, mientras que en la parte inferior se tiene un espesor de $0,7 \cdot d_{estabón}$.

El diámetro tomado para el cálculo del tubo del escobén es el hallado mediante el primer método.

$$espesor\ superior = 0,6 \cdot 87 = 52,2\ mm$$

$$espesor\ inferior = 0,7 \cdot 87 = 60,9\ mm$$

Por lo tanto el diámetro total del tubo del escobén ($d_{escobén}$) es:

$$d_{escobén} = d_{int\ escobén} + e_{inferior} + e_{superior} \quad (53)$$

$$d_{escobén} = 696,24 + 52,2 + 60,9 = 809,34\ mm$$

La longitud del escobén ($L_{escobén}$) se obtiene mediante la Tabla 3 del Anexo V, las dimensiones A y H señaladas en la Figura 1 del Anexo V.

$$L_{escobén} = A + H \quad (54)$$

$$L_{escobén} = 3460 + 716 = 4176\ mm$$

5.3.8. Amarre

Las amarras correspondientes por el numeral de equipo es de al menos 12 amarras, siendo la longitud de cada amarra de 200 m.

Estos valores se han obtenido a partir de la Tabla 1 incluida en el Anexo V.

5.3.9. Remolque

Las características de los cables de remolque, la longitud y la carga de rotura, se obtienen a partir de la Tabla 1 del Anexo V.

La longitud del cable de remolque es de 280 m mientras que la carga de rotura es de 1470 kN, es decir, 149,85 t.

5.4. Sistemas acceso

5.4.1. Escala real

Se colocar dos escalas reales de dos tramos de aproximadamente 11 m de longitud cada uno de los tramos de una escala. Se emplazan a cada banda del buque y son estibadas sobre la cubierta. Los peldaños son fijos, antideslizantes y curvos de manera que se pueda utilizar la escala con una inclinación entre 30° y 60° con la horizontal.

5.4.2. Escalas del práctico

Se disponen dos escalas de práctico, cuya longitud depende de la diferencia entre el puntal y el calado, en este caso toma un valor de 13 metros. El costado está provisto de barandilla fija y un paso con cadena a cada banda.

5.4.3. Ascensor

Se ha instalado a bordo un ascensor con una capacidad de 450 kg (6 personas) que se desplaza a una velocidad de 0,6 m/s. Las paradas las realiza en la zona de habilitación en todas las cubiertas de la misma.

6. Sistema de salvamento

Los sistemas de salvamento que se instalan en el buque son los que establece el capítulo III del SOLAS.

6.1.Embarcaciones de supervivencia y botes de rescate

6.1.1. Embarcaciones de supervivencia

Los buques de carga llevarán un bote salvavidas totalmente cerrado cuya capacidad conjunta en cada banda baste para dar cabida al número total de personas que vayan a bordo. El bote salvavidas tiene una capacidad para albergar hasta 30 personas, por lo que el número de botes es de uno.

Además ha de ir provisto de dos balsas salvavidas inflables o rígidas estibadas en un emplazamiento que permite su fácil traslado de una banda a otra en el mismo nivel de la cubierta expuesta y cuya capacidad conjunta basta para dar cabida al número total de personas que vayan a bordo, ya que la capacidad de cada una de las balsas es de 14 personas.

6.1.2. Botes de rescate

Lleva al menos un bote de rescate con capacidad para 26 personas. Los dispositivos aprobados para su puesta a flote se emplazan próximos a los espacios de alojamientos y servicio.

Se disponen de puestos de reunión próximos a los puntos de embarco, accesible desde las zonas de alojamiento y de trabajo. Dichos puntos se han de encontrar adecuadamente iluminados con el alumbrado.

6.1.3. Balsas salvavidas

Se dispone de dos balsas salvavidas que se ponen a flote por una u otra banda del buque, cuya capacidad conjunta da cabida al número total de personas que van a bordo. Las balsas salvavidas estarán equipadas con una trinca o un medio de sujeción equivalente que las suelte automáticamente cuando el buque se esté hundiendo.

Las balsas salvavidas podrán ir sujetas de tal manera que se puedan soltar a mano.

6.2. Dispositivos individuales

6.2.1. Aros salvavidas

Los aros salvavidas se distribuidos de modo que estén fácilmente disponibles a ambas bandas del buque, y, en la medida de lo posible, en todas las cubiertas expuestas que se extiendan hasta el costado del buque; habrá por lo menos uno en las proximidades de la popa; y estibados de modo que sea posible soltarlos rápidamente y no estarán sujetos de ningún modo por elementos de fijación permanente.

El número mínimo de aros salvavidas es de 12, según lo que indica la reglamentación para los buques de carga.

La mitad al menos del número de aros salvavidas irá provisto de luces de encendido automático, en este caso 6 de los aros. Por otro lado, dos de estos aros llevan señales

fumígenas de funcionamiento automático. Los aros que constan tanto de las luces de encendido o de las señales fumígenas se distribuirán de manera uniforme por ambas bandas del buque.

Cada aro salvavidas se marcará con letras mayúsculas del alfabeto romano el nombre del buque que lo lleve y su puerto de matrícula.

Las reglas empleadas del SOLAS son la Regla 7.1 y la Regla 32.1.

6.2.2. Chalecos salvavidas

Para cada una de las personas que vayan a bordo se proveerá un chaleco salvavidas. Los chalecos salvavidas se colocarán de modo que sean fácilmente accesibles y su emplazamiento estará claramente indicado.

Por otro lado, los chalecos salvavidas que se utilicen en botes salvavidas totalmente cerrados, salvo los botes salvavidas de caída libre, no deberán ser un obstáculo para entrar en el bote o sentarse, ni para ponerse los cinturones instalados en los asientos del bote.

En el caso de los buques de carga todos los chalecos salvavidas irán provistos de una luz para chaleco salvavidas.

6.2.3. Trajes de inmersión

Los buques de carga llevarán, por cada bote salvavidas que haya a bordo, al menos tres trajes de inmersión, el buque llevará ayudas térmicas destinadas a las personas que vayan a bordo a las que no se ha provisto de traje de inmersión.

Se dispone de al menos 6 trajes y 3 en el interior del bote de rescate. El resto de la tripulación que no disponga de traje de inmersión tendrá ayudas térmicas en los botes de rescate.

Para cada una de las personas designadas como tripulantes del bote de rescate o como miembros de la cuadrilla encargada del sistema de evacuación marino se proveerá un traje de inmersión de talla adecuada o un traje de protección contra la intemperie de talla adecuada.

7. Bibliografía

- 1) OTÓN TORTOSA, ESTEBAN. “*Apuntes de la asignatura de Sistemas Auxiliares*” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2013.
- 2) ALFA LAVAL, Productos y soluciones, <[http:// http://www.alfalaval.com/](http://www.alfalaval.com/)>
- 3) TEAMTEC, Incinerators < www.teamtec.no>
- 4) AURA MARINE, A working Ballast Water Treatment Solution Only Requires, Crystal Ballast.
- 5) FACET INTERNATIONAL, Clarcor company.
- 6) JOWA, Water Handling Systems, Hydrophore & Calofier.

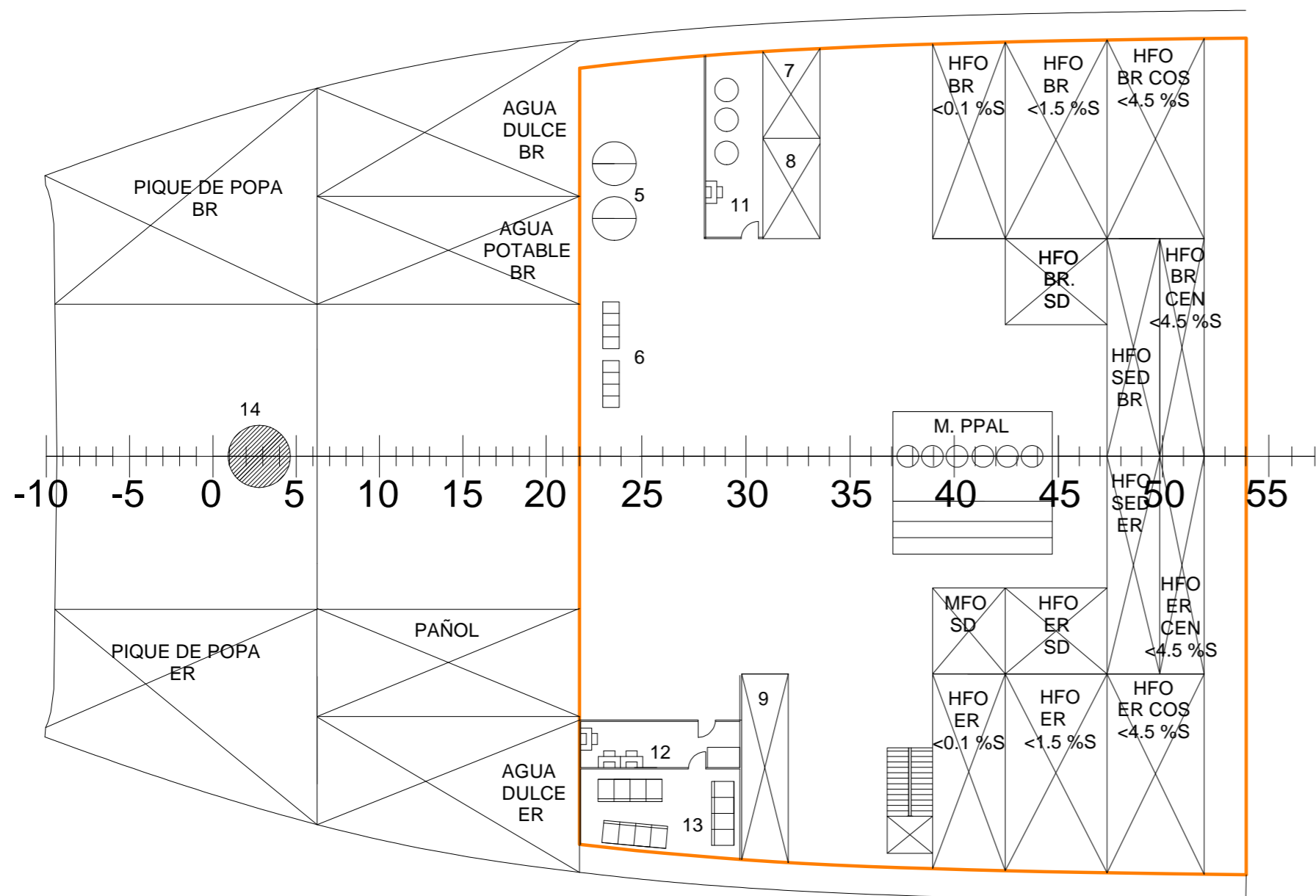
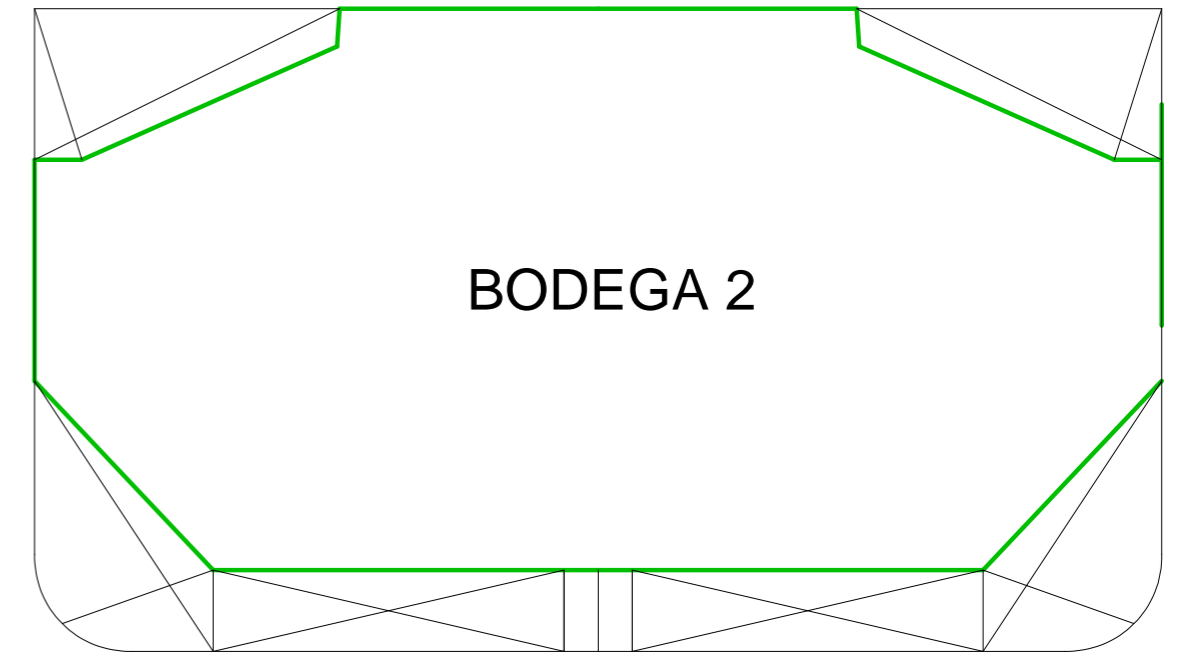
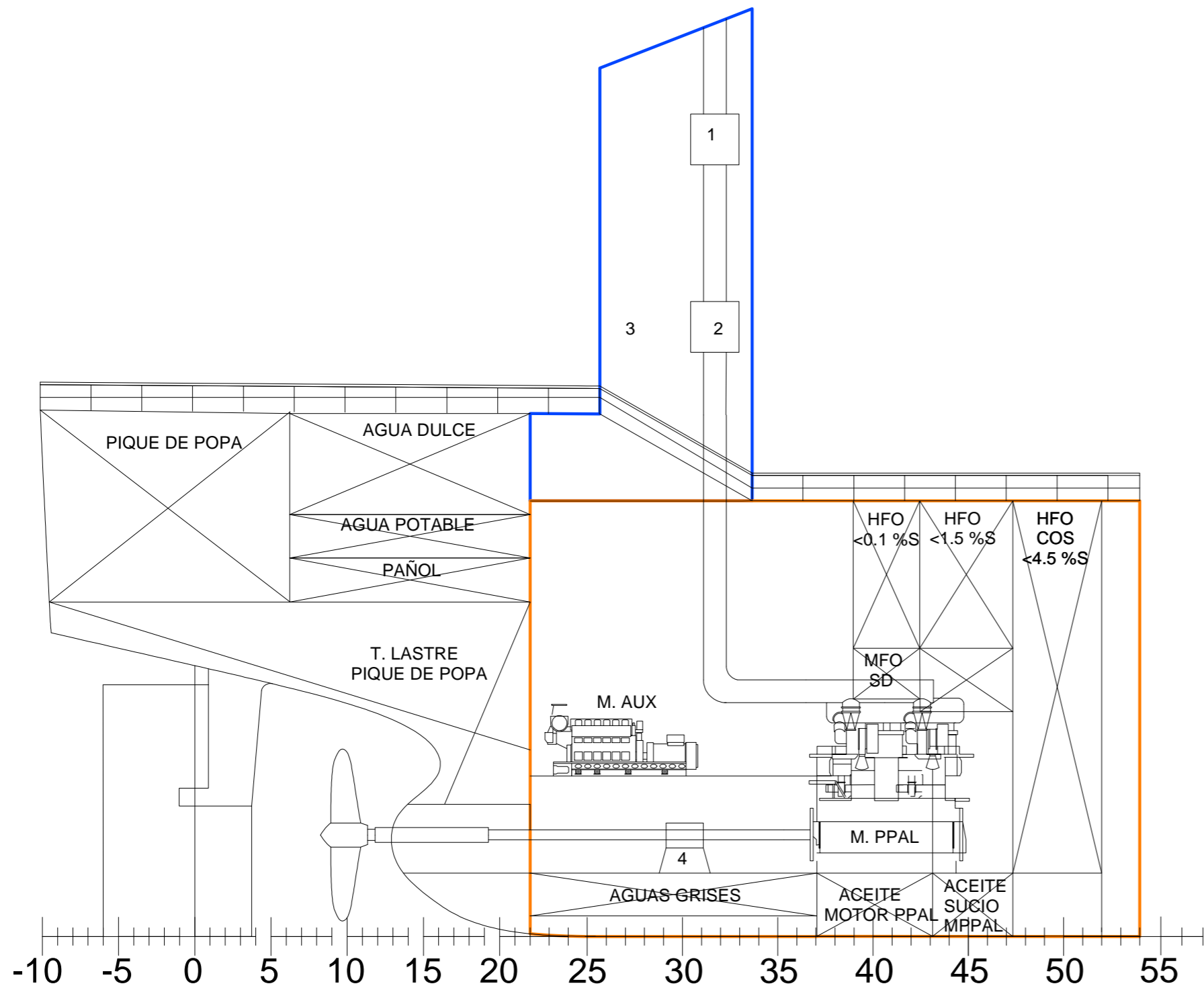
ANEXO I: TABLA PARA EL CÁLCULO DE LAS TUBERÍAS

ANEXO I

Tabla 1. Espesores de la tubería en mm en función del diámetro.

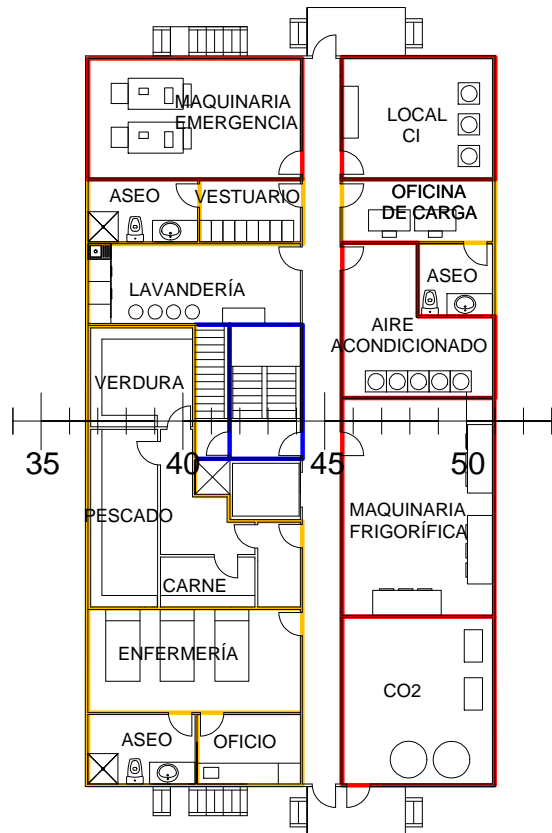
Diámetro exterior D (mm)		Tubería de lastre y agua salada (mm)
10,2	12	-
13,5	17,2	-
20		-
21,3	25	3,2
26,9	33,7	3,2
38	44,5	3,6
48,3		3,6
52	63,5	4
70		4
76,1	82,5	4,5
88,9	108	4,5
114,3	127	4,5
133	139,7	4,5
152,4	168,3	4,5
177,8		5
193,7		5,4
219,1		5,9
244,5	273	6,3
298,5	368	6,3
406	457	6,3

**ANEXO II: CROQUIS DE LOS VOLÚMENES EMPLEADOS PARA
EL CÁLCULO DE LAS BOTELLAS DE CO₂**

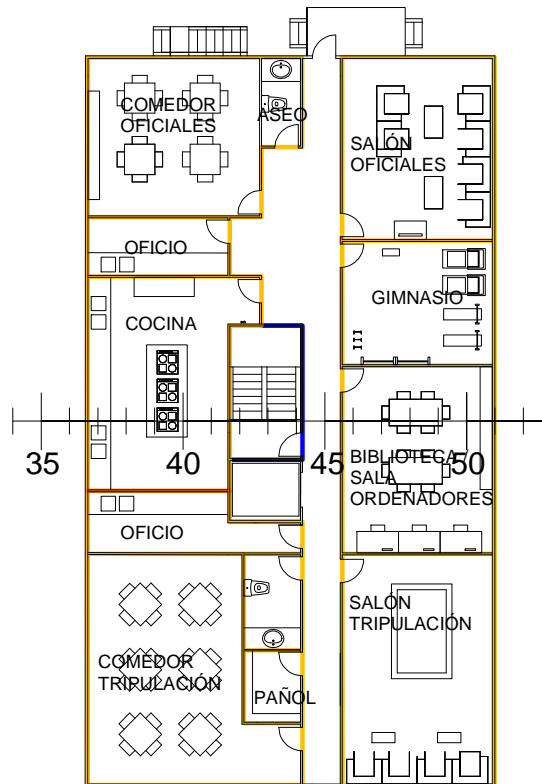


- CÁMARA DE MÁQUINAS
- CHIMENEA Y GUARDACALOR
- BODEGA 2

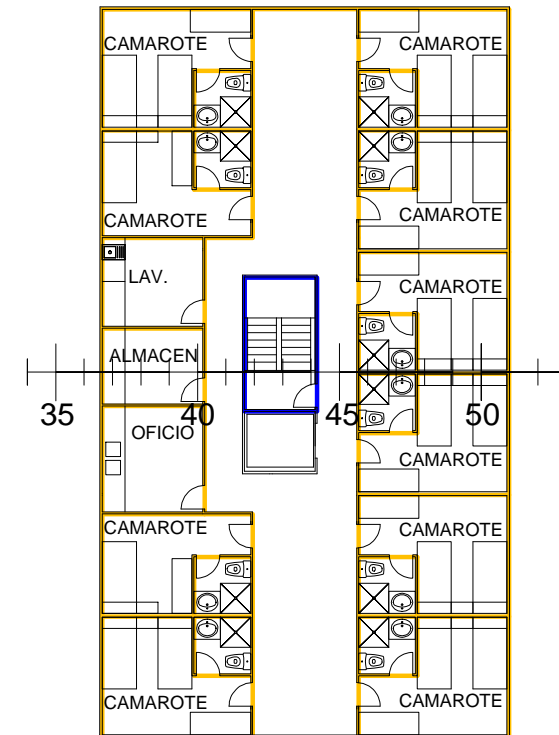
ANEXO III: CROQUIS DE LOS MAMPAROS INSTALADOS



CUBIERTA PPAL



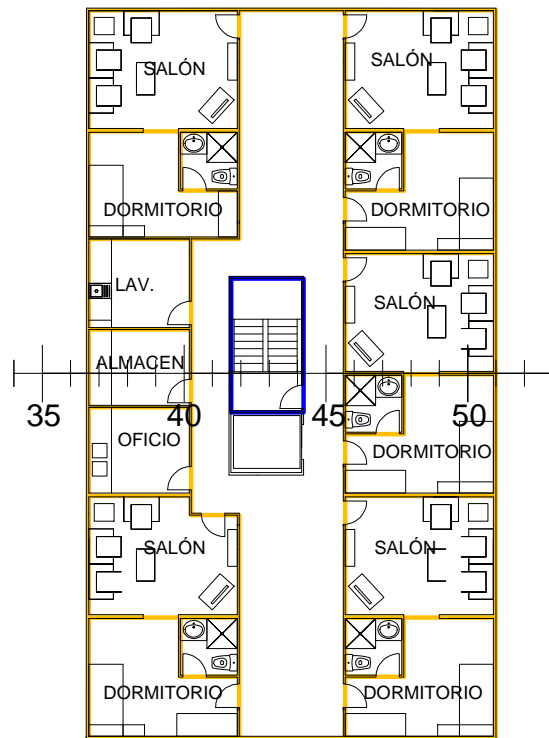
CUBIERTA A



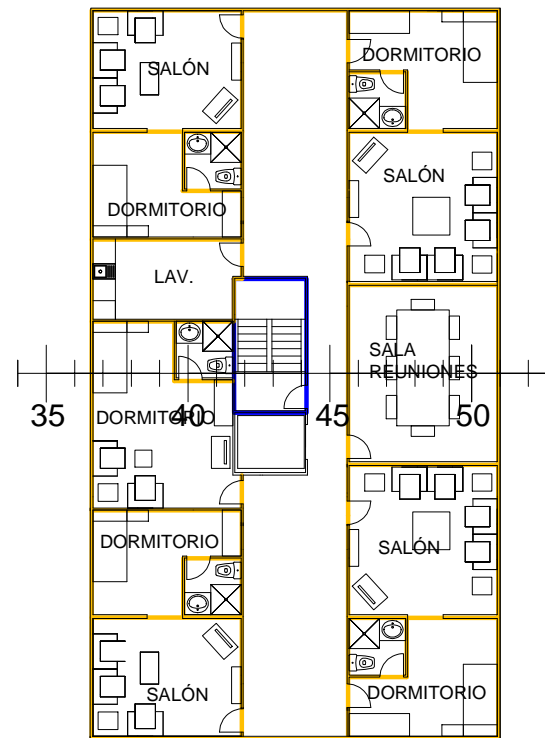
CUBIERTA B

— A 60 — A 30 — A 0 — B 15

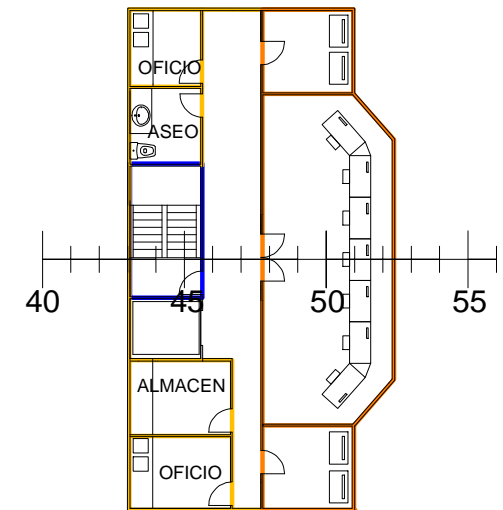
Universidad Politécnica de Cartagena		
GRANELERO 45000 TPM		
DISPOSICIÓN MAMPAROS		
ESCALA	ARCHIVO: Bulkcarrier.3dm	
1:200	FECHA: Septiembre 2015	
PLANO N°1	N° HOJAS: 1	FDO: MIRIAM CALVO MARTÍNEZ



CUBIERTA C



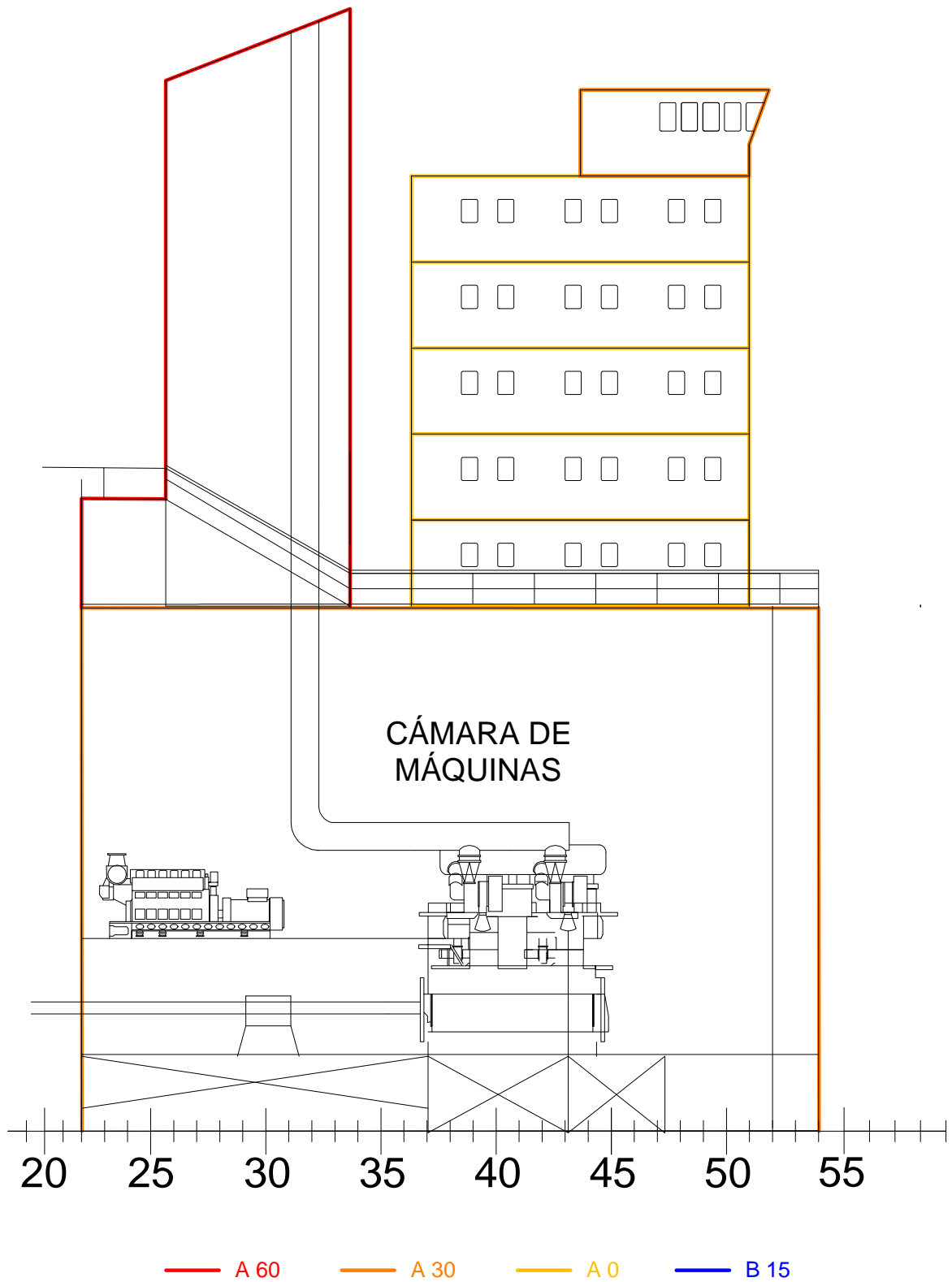
CUBIERTA D



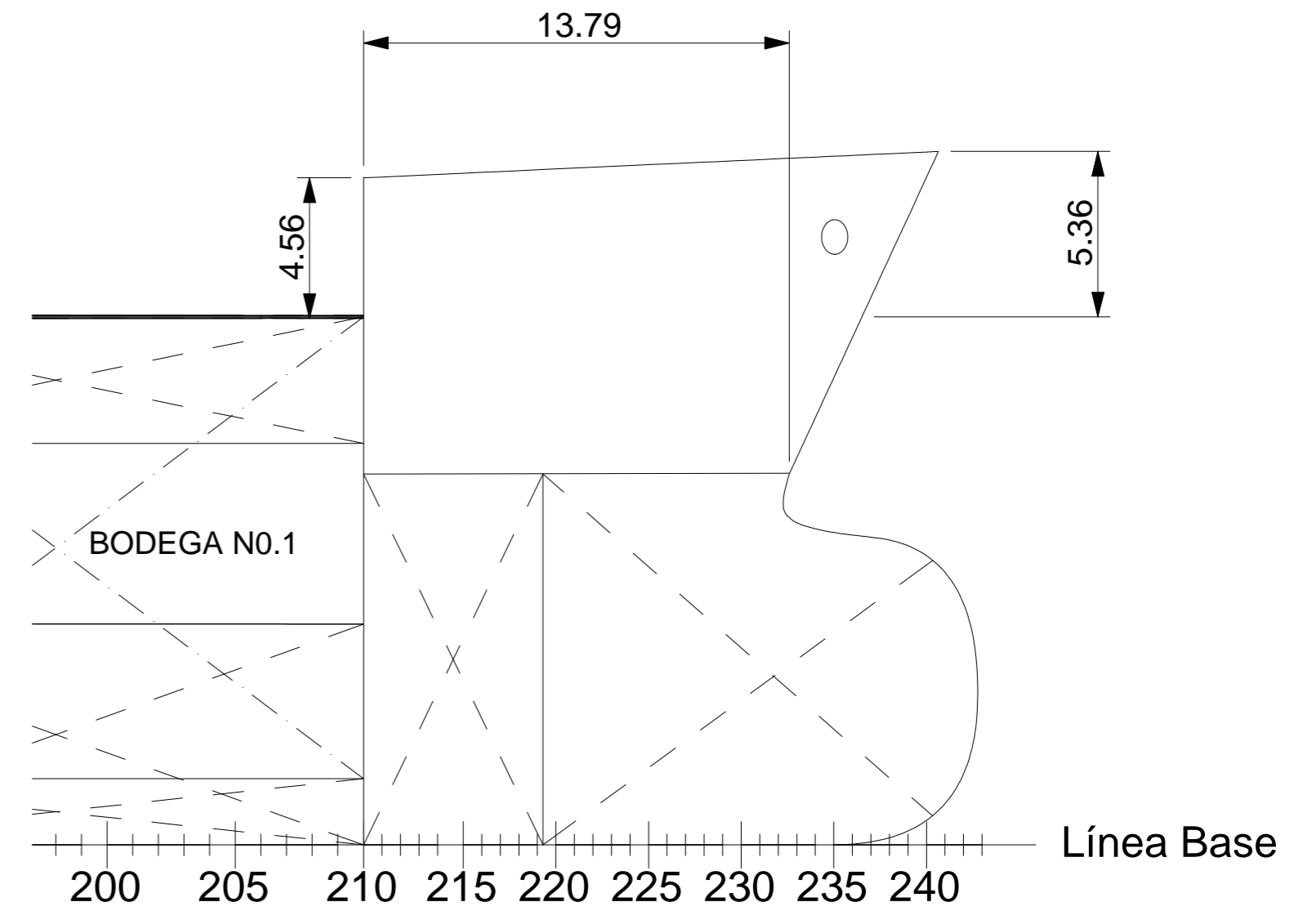
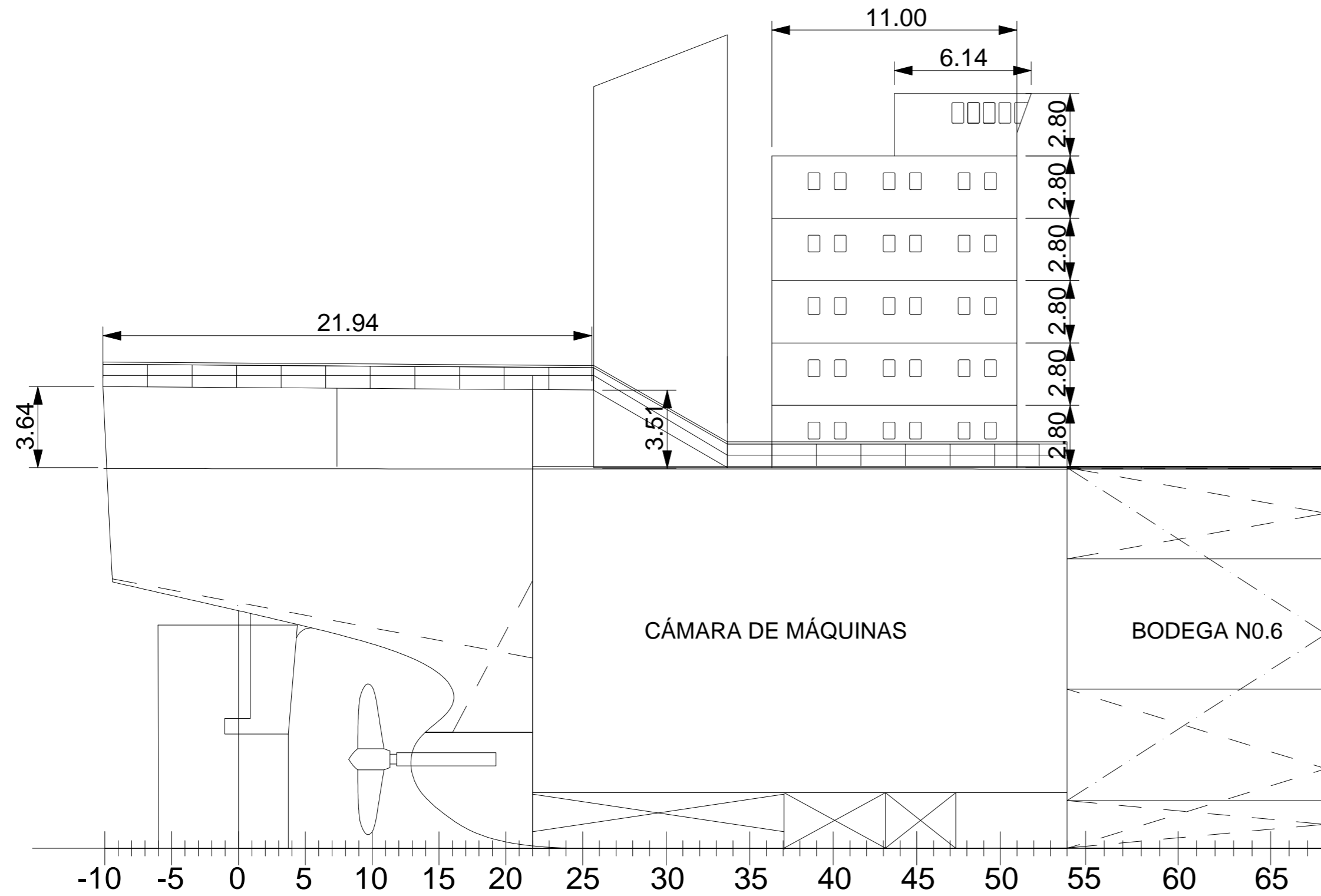
PTE MANDO

— A 60 — A 30 — A 0 — B 15

Universidad Politécnica de Cartagena		
GRANELERO 45000 TPM		
DISPOSICIÓN MAMPAROS		
ESCALA	ARCHIVO: Bulkcarrier.3dm	
1:200	FECHA: Septiembre 2015	
PLANO Nº1	Nº HOJAS: 1	FDO: MIRIAM CALVO MARTÍNEZ



**ANEXO IV: CROQUIS DEL VOLUMEN DE LAS
SUPERESTRUCTURAS, PARA EL CÁLCULO DEL NUMERAL DE
EQUIPO**



ANEXO V: TABLAS PARA EL CÁLCULO DE ANCLAS

Tabla 1. Características del ancla en función del numeral de equipo

ANCLAS - CADENAS - CORDAMEN

NA Superior	Ancias principales articuladas			Ancia de espia	Cadenas con concreto				Cables de acero galvanizado o estachas de fibra textil							
	Número			Masa unitaria	Masa (incluido el cepo)	Diámetro nominal			Longitud total	Remolque		Cable para el ancla de espia		Amarrias		
	de serv	respeto	total			Q1	Q2	Q3		Longitud	Carga de rotura	Longitud	Carga de rotura	Longitud de cable amarra	Número	Carga de rotura
					mm	mm	mm	m	m	kN	m	kN	m		kN	
2 380	2	1	3	7 350	2 450	87	76	66	605	240	1 450	220	745	200	5	480
2 530	2	1	3	7 800	2 600	90	78	68	632.5	260	1 470	220	770	200	6	480
2 700	2	1	3	8 300	2 770	92	81	70	632.5	260	1 470	220	805	200	6	490
2 870	2	1	3	8 700	2 940	95	84	73	632.5	260	1 470	220	840	200	6	500
3 040	2	1	3	9 300	3 120	97	84	76	660	280	1 470	220	880	200	6	515
3 210	2	1	3	9 900	3 300	100	87	78	660	280	1 470	220	910	200	6	550
3 400	2	1	3	10 500	3 500	102	90	78	660	280	1 470	250	950	200	6	585
3 600	2	1	3	11 100	3 700	105	92	81	687.5	300	1 470	250	990	200	6	615
3 800	2	1	3	11 700	3 900	107	95	84	687.5	300	1 470	250	1 010	200	6	645
4 000	2	1	3	12 300	4 100	111	97	87	687.5	300	1 470	250		200	7	645
4 200	2	1	3	12 900	4 300	114	100	87	715	300	1 470	250		200	7	655
4 400	2	1	3	13 500	4 500	117	102	90	715	300	1 470	250		200	7	665
4 600	2	1	3	14 100	4 700	120	105	92	715	300	1 470	250		200	7	675
4 800	2	1	3	14 700	4 900	122	107	95	742.5	300	1 470	250		200	7	685
5 000	2	1	3	15 400	5 100	124	111	97	742.5	300	1 470	250		200	8	685
5 200	2	1	3	16 100	5 350	127	111	97	742.5	300	1 470	250		200	8	695
5 500	2	1	3	16 900	5 600	130	114	100	742.5	300	1 470	250		200	8	705
5 800	2	1	3	17 800	5 900	132	117	102	742.5	300	1 470	250		200	9	705
6 100	2	1	3	18 800	6 200		120	107	742.5					200	9	715
6 500	2	1	3	20 000	6 650		124	111	770					200	9	725
6 900	2	1	3	21 500	7 150		127	114	770					200	10	725
7 400	2	1	3	23 000	7 650		132	117	770					200	11	725
7 900	2	1	3	24 500	8 150		137	122	770					200	11	735
8 400	2	1	3	26 000	8 650		142	127	770					200	12	735
8 900	2	1	3	27 500	9 150		147	132	770					200	13	735
9 400	2	1	3	29 000	9 650		152	132	770					200	14	735
10 000	2	1	3	31 000				137	770					200	15	735
10 700	2	1	3	33 000				142	770					200	16	735
11 500	2	1	3	35 500				147	770					200	17	735
12 400	2	1	3	38 500				152	770					200	18	735
13 400	2	1	3	42 000				157	770					200	19	735
14 600	2	1	3	46 000				162	770					200	21	735

Tabla 2. Diámetro del tubo del escobén en función del eslabón

Diámetro redondo eslabón	Diámetro escobén	Diámetro redondo eslabón	Diámetro escobén	Diámetro redondo eslabón	Diámetro escobén
12,5	136	50,-	472	95	731
14,-	152	52,-	487	97	739
16,-	172	54,-	501	100	750
17,5	187	56,-	515	102	757
19,-	202	58,-	529	105	767
20,5	217	60,-	543	107	774
22,-	231	62,-	556	111	785
24,-	251	64,-	569	114	793
26,-	269	66,-	582	117	801
28,-	288	68,-	594	120	807
30,-	306	70,-	606	122	811
32,-	324	73,-	624	124	815
34,-	342	76,-	641	127	820
38,-	376	78,-	651	130	824
40,-	393	81,-	667	132	827
42,-	409	84,-	682	137	831
44,-	425	87,-	695	142	834
46,-	441	90,-	710	147	835
48,-	457	92,-	718	152	

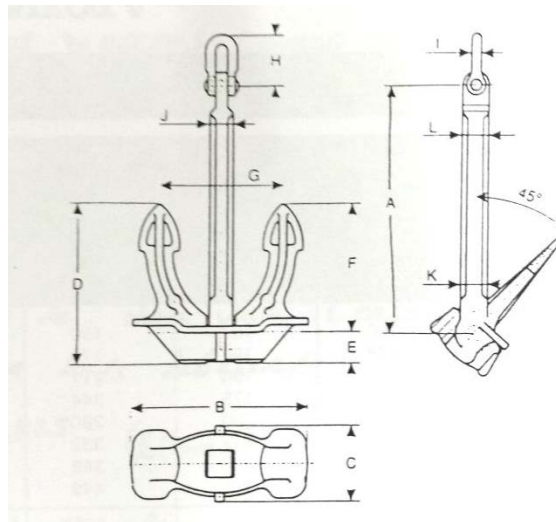


Figura 1. Dimensiones del ancla

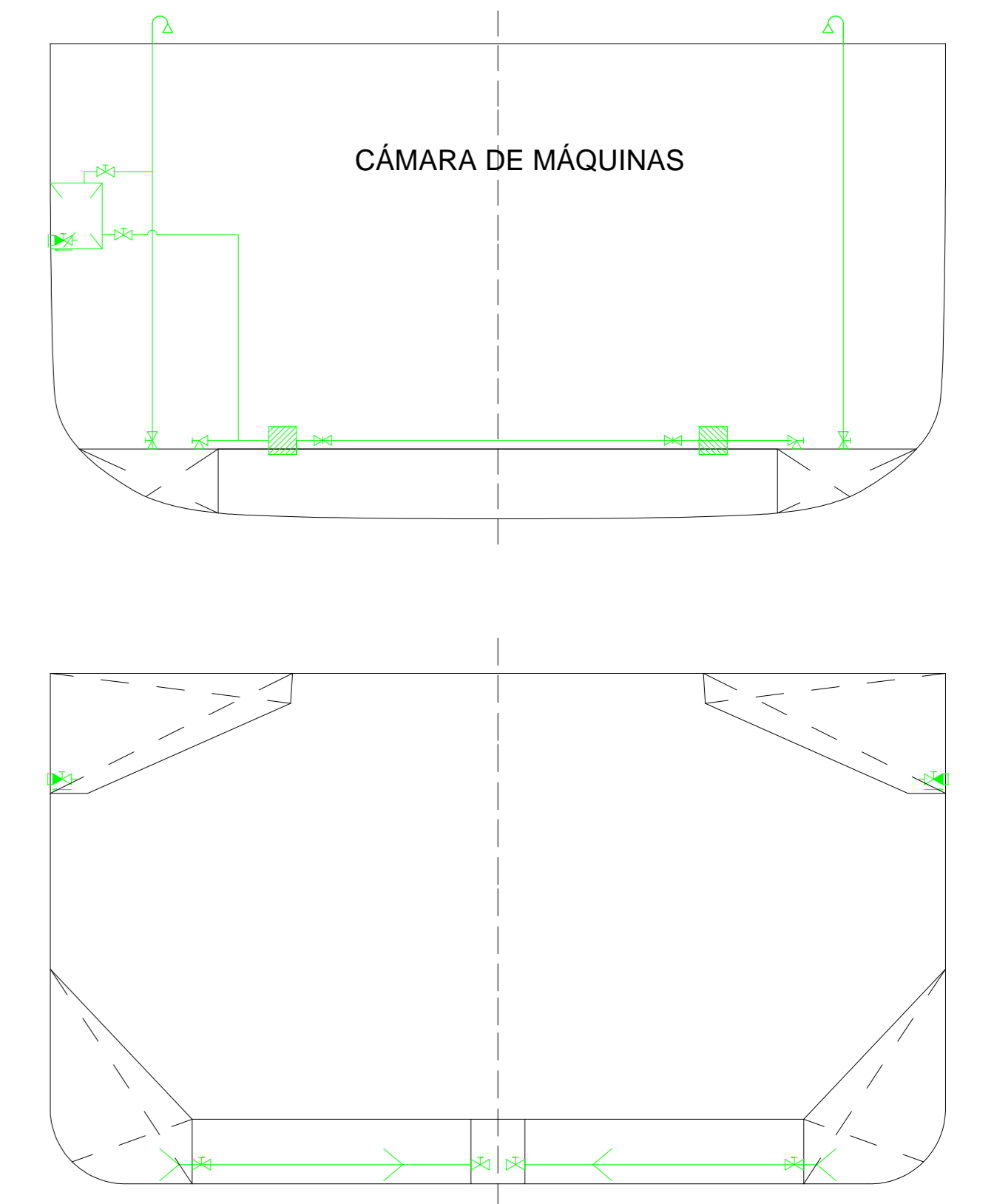
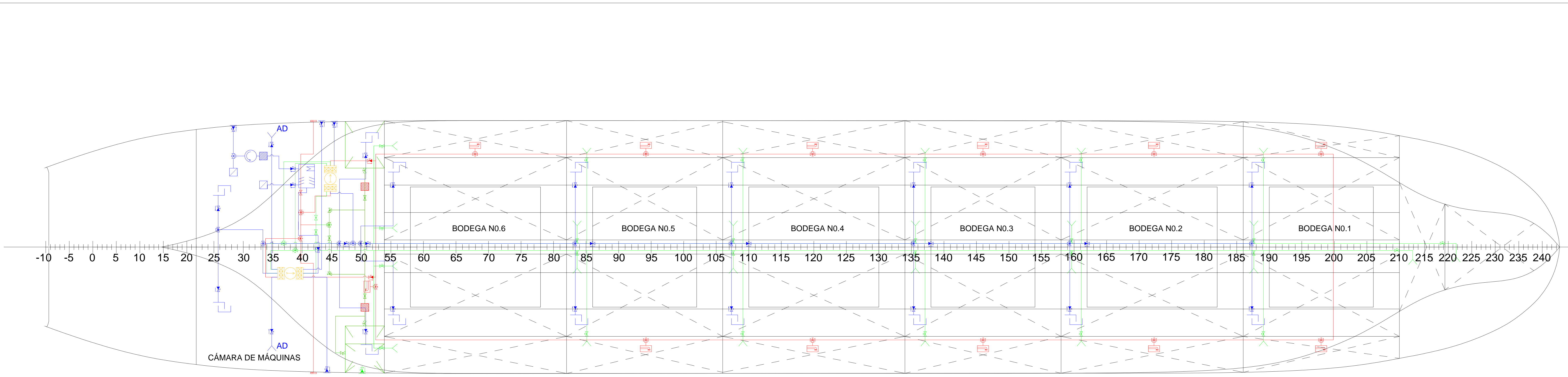
Tabla 3. Características del ancla en función del peso de la misma

Peso del ancla Anchor weight kg	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm	I mm	J mm	K mm	L mm
2640	2230	1590	620	1450	270	1180	1120	457	87	205	253	243
2850	2280	1630	640	1487	277	1210	1150	473	90	210	259	249
3060	2340	1670	650	1524	284	1240	1180	483	92	215	265	255
3300	2390	1710	670	1561	291	1270	1210	494	94	221	272	262
3540	2450	1750	680	1588	298	1290	1240	504	96	226	278	268
3780	2510	1790	700	1624	304	1320	1260	515	98	231	285	274
4050	2560	1830	710	1661	311	1350	1290	530	101	236	291	280
4320	2620	1870	730	1698	318	1380	1320	541	103	241	297	286
4590	2670	1910	750	1735	325	1410	1350	551	105	246	304	292
4890	2730	1950	760	1772	332	1440	1380	562	107	252	310	298
5250	2800	2000	780	1820	340	1480	1410	577	110	258	318	306
5610	2860	2040	800	1857	347	1510	1440	588	112	263	324	312
6000	2930	2090	820	1895	355	1540	1480	604	115	270	332	320
6450	3000	2140	840	1944	364	1580	1510	620	118	276	340	327
6900	3070	2190	850	1992	372	1620	1550	630	120	283	348	335
7350	3140	2240	870	2030	380	1650	1580	645	123	289	356	343
7800	3190	2280	890	2068	388	1680	1610	655	125	294	362	349
8300	3260	2330	910	2116	396	1720	1650	668	128	301	370	356
8700	3320	2370	920	2153	403	1750	1670	680	130	306	377	363
9300	3390	2420	940	2201	411	1790	1710	703	133	312	385	370
9900	3460	2470	960	2240	420	1820	1740	716	136	319	393	378

Tabla 4. Peso por longitud de cadena

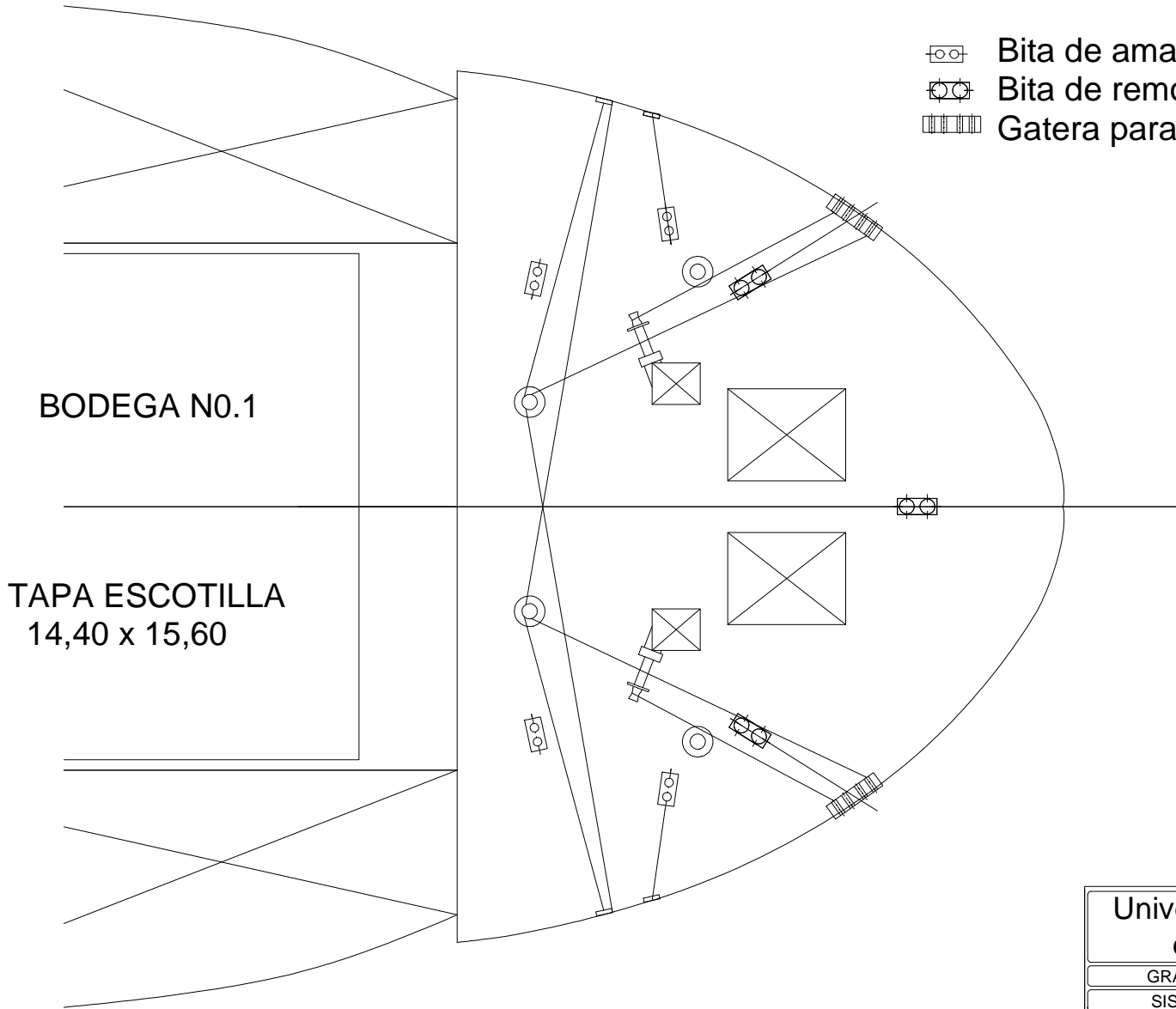
Cadena mm	GRADES 1, 2 AND 3						Weight Metric kg Imperial lb
	PROFICIAL			H.F. KING 150 AD			
	Grade 1 kg	Grade 2 kg	Grade 3 kg	Grade 1 kg	Grade 2 kg	Grade 3 kg	
16	76	107	150	107	150	216	160
17.5	89	127	179	127	179	256	190
19	105	150	211	150	211	301	225
20.5	123	175	244	175	244	349	265
22	140	200	280	200	280	401	300
24	167	237	332	237	332	476	360
26	194	278	389	278	389	556	420
28	225	321	449	321	449	642	490
30	257	368	514	368	514	735	565
32	291	417	583	417	583	833	635
34	328	468	655	468	655	937	720
36	366	523	732	523	732	1050	800
38	406	581	812	581	812	1160	895
40	448	640	896	640	896	1280	995
42	492	703	981	703	981	1400	1100
44	538	769	1080	769	1080	1540	1200
46	585	837	1170	837	1170	1680	1320
48	635	908	1280	908	1280	1810	1440
50	686	981	1370	981	1370	1960	1560
52	739	1060	1480	1060	1480	2110	1675
54	794	1140	1590	1140	1590	2270	1820
56	851	1220	1710	1220	1710	2430	1935
58	909	1290	1810	1290	1810	2600	2075
60	969	1380	1940	1380	1940	2770	2220
62	1030	1470	2060	1470	2060	2940	2365
64	1100	1560	2190	1560	2190	3130	2550
66	1160	1660	2310	1660	2310	3300	2695
68	1230	1750	2450	1750	2450	3500	2890
70	1290	1840	2580	1840	2580	3690	3030
73	1390	1990	2790	1990	2790	3990	3290
76	1500	2150	3010	2150	3010	4300	3555
78	1580	2260	3160	2260	3160	4500	3755
81	1690	2410	3380	2410	3380	4820	4035
84	1810	2580	3610	2580	3610	5160	4395
87	1920	2750	3850	2750	3850	5500	4760
90	2050	2920	4090	2920	4090	5840	5005
92	2130	3040	4260	3040	4260	6080	5200
95	2260	3230	4510	3230	4510	6440	5570
97	2340	3350	4680	3350	4680	6690	5760
100	2470	3530	4940	3530	4940	7060	6130
102	2560	3660	5120	3660	5120	7320	6505
105	2700	3860	5390	3860	5390	7700	6885
107	2790	3980	5570	3980	5570	7960	7140
111	2970	4250	5940	4250	5940	8480	7715
114	3110	4440	6230	4440	6230	8890	8085
117	3260	4650	6510	4650	6510	9300	8445
120	3400	4860	6810	4860	6810	9720	9110
122	3500	5000	7000	5000	7000	9990	9240
124	3600	5140	7200	5140	7200	10280	9700
127	3750	5350	7490	5350	7490	10710	10040
130	3900	5570	7800	5570	7800	11140	10420
132	4000	5720	8000	5720	8000	11420	10910
137	4260	6080	8510	6080	8510	12160	11720
142	4520	6450	9030	6450	9030	12910	12515
147	4790	6840	9560	6840	9560	13660	13295
152	5050	7220	10100	7220	10100	14430	14095
157	5320	7600	10640	7600	10640	15200	15475
162	5590	7990	11170	7990	11170	15970	16210






ANEXO VI: ESQUEMA DE LOS SISTEMAS A BORDO



- | | | | | |
|--------------------|---------------------------------|-----------------------------|---|------------------|
| Sistema de lastre | Separador centrífugo | Bomba centrífuga autocebada | Válvula de globo, de cierre y paso recto | Caja de válvulas |
| Sistema CI | Separador de agua | Pocete | Válvula de globo de 3 vías | Caja de fangos |
| Sistema de achique | Conexión internacional a tierra | Filtro | Válvula de retención y cierre de paso recto | Atmosférico |
| | | Aspiración directa | Válvula de compuerta | |
| | | Boca de incendios | Válvula de 4 vías, 3 en T y 1 por el fondo | |

ANEXO VII: ESQUEMA DE LOS SISTEMAS DE HABILITACIÓN



-  Bita de amarre
-  Rodete
-  Bita de remolque
-  Guía
-  Gatera para amarre

Universidad Politécnica de Cartagena		
GRANELERO 45000 TPM SISTEMAS DE CASCO		
ESCALA	ARCHIVO: Bulkcarrier.3dm	
1:200	FECHA: Septiembre 2015	
PLANO N°1	N° HOJAS: 1	

FDO : MIRIAM CALVO MARTÍNEZ

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un buque granelero de 45000 TPM

Cuaderno 8

Estimación de pesos y centro de gravedad del
buque en rosca

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1.	Introducción.....	3
2.	Peso del acero	4
2.1.	Peso del acero continuo	4
2.1.1.	Peso del acero continuo longitudinal.....	4
2.1.2.	Peso del acero continuo transversal.....	6
2.1.3.	Resumen del peso total del acero continuo	7
2.1.4.	Posición del centro de gravedad del acero continuo.....	9
2.2.	Pesos locales del acero.....	12
2.2.1.	Peso de los mamparos transversales.....	12
2.2.2.	Superestructura de popa.....	13
2.2.3.	Guardacalor y chimenea	14
2.2.4.	Superestructura de proa	15
2.2.5.	Piques de proa y popa.....	15
2.2.6.	Tanques no estructurales	16
2.2.7.	Peso total del acero local	17
2.3.	Peso acero total	17
3.	Peso de la maquinaria.....	18
3.1.	Peso maquinaria propulsora.....	18
3.1.1.	Peso del motor principal.....	18
3.1.2.	Peso restante de la maquinaria propulsora	18
3.2.	Peso restante	19
3.3.	Peso total de la maquinaria	20
4.	Peso del equipo y la habilitación	21
4.1.	Peso del equipo de fondeo y amarre	21
4.2.	Peso del equipo de salvamento y contraincendios.....	21
4.2.1.	Peso del equipo contraincendios.....	21
4.2.2.	Peso del equipo de salvamento.....	22
4.2.3.	Peso total del equipo de salvamento y contra incendios	22
4.3.	Peso de la protección anticorrosiva	22

4.3.1.	Peso de la pintura del buque	22
4.3.2.	Peso de la protección catódica del buque	23
4.3.3.	Peso total de la protección anticorrosiva	23
4.4.	Peso del equipo de gobierno	23
4.5.	Peso del equipo de los servicios de elevación: ascensor	24
4.6.	Peso de los equipos de acceso.....	24
4.6.1.	Peso de las escalas reales.....	24
4.6.2.	Peso de las escalas del práctico	24
4.6.3.	Peso de registros y escalas verticales	25
4.6.4.	Peso de puertas de acero	25
4.6.5.	Peso de portillos y ventanas.....	25
4.6.6.	Peso de escaleras exteriores.....	25
4.6.7.	Peso de las barandillas	26
4.6.8.	Peso total de los equipos de acceso	26
4.7.	Peso del equipo del servicio de carga	26
4.7.1.	Peso de las escotillas de acceso a bodegas	26
4.7.2.	Peso del equipo de acondicionamiento de bodegas.....	26
4.7.3.	Peso de los cierres de escotillas de carga	27
4.7.4.	Peso total de los equipos de servicio de carga.....	28
4.8.	Peso del equipo de habilitación.....	28
4.9.	Peso del equipo de navegación	28
4.10.	Resumen de los pesos de equipo y habilitación.....	29
5.	Peso en rosca	30
6.	Bibliografía.....	31

1. Introducción

En el presente cuadernillo se va a proceder a calcular el peso del buque en rosca así como la situación del centro de gravedad del mismo. El cálculo se va a realizar de manera estimativa, conociéndose el valor real de la misma durante la prueba de estabilidad del buque.

El peso en rosca del buque se descompone en tres grupos principales:

- Peso del acero
- Peso de la maquinaria
- Peso del equipo y la habilitación

Una vez que se hayan calculado las tres principales partidas de peso, se sumarán y se añadirá un margen de seguridad por aquellas partidas de peso que no se encuentran incluidas en las anteriores.

La posición del centro de gravedad del peso en rosca, se descomponen en los ejes de abscisa y ordenadas. El cálculo se realiza de manera directa ya que se conoce la posición de los mismos para cada partida de pesos anteriormente definida. La posición de la ordenada del centro de gravedad del mismo se puede realizar además por la aplicación de fórmulas ya definidas.

Los centros de gravedad calculados, se han establecido tomando como referencia la perpendicular de popa y la línea base.

2. Peso del acero

Con el fin de llevar a cabo el cálculo del peso del acero, se han de distinguir entre el peso del acero continuo y el peso local del acero. Las consideraciones a tener en cuenta son las que siguen:

- El peso del acero continuo se calcula mediante la aplicación del método de Aldwinckle.
- El peso local del acero, en el que es incluido el peso de los mamparos transversales, los piques de proa y popa, la chimenea, el guardacalor, etc. Se emplean para su cálculo diversas fórmulas en función del tipo de buque y el espacio considerado.

2.1. Peso del acero continuo

Para poder conocer el peso del acero continuo, se emplea el método de Aldwinckle, que se basa en el escantillonado de la cuaderna maestra y se extrapola el peso del acero continuo a lo largo del buque a partir del peso de la cuaderna maestra.

Para realizar el cálculo del mismo se ha de dividir el peso en longitudinal y transversal.

2.1.1. *Peso del acero continuo longitudinal*

El peso del acero continuo longitudinal para cualquiera de las secciones $((W_1)_i)$ se obtiene mediante la aplicación de la siguiente expresión:

$$(WL)_i = G(i)^{m(i)} \cdot (W_i)_{10} \quad (1)$$

Siendo:

- $(WL)_i$ es el peso del acero continuo longitudinal para cualquiera de las secciones, medido en t/m
- $G(i)$ Coeficiente del perímetro del casco en la sección “i” ($P(i)$) y el perímetro de la maestra ($P(10)$).

$$G(i) = \frac{2 P(i)}{2P(10)} \quad (2)$$

- $m(i)$ valor tabular en la sección “i”, que depende del tipo de buque.
- $(WL)_{10}$ es el peso por unidad de longitud en la sección media, expresado en t/m , se obtiene a partir del producto del área de la maestra (A_{10}) y la densidad del acero (ρ_{acero})

$$(Wl)_{10} = A_{10} \cdot \rho_{acero} \quad (3)$$

El peso por unidad de longitud en la sección media se ha obtenido en el cuaderno 5, cálculo de la cuaderna maestra. Que toma un valor de:

$$(Wl)_{10} = 21,277 \text{ t/m} \quad (4)$$

Una vez definidas cada una de las componentes de la expresión (1) se puede proceder a calcular el peso del acero continuo para cada una de las secciones. En la Tabla 1 se presentan los pesos longitudinales por metro de cada sección.

Tabla 1. Peso longitudinal por metro de cada sección

Cuadernas	Abcisa X_G (m)	Perímetro (m)	G(i)	m(i)	$(Wl)_i$ t/m
0 (Ppp)	0	27,358	0,429	3,45	1,146
1	9,026	34,292	0,537	3,30	2,742
2	18,052	48,587	0,762	2,67	10,282
3	27,078	54,837	0,860	2,21	15,227
4	36,104	60,813	0,953	1,60	19,706
5	45,13	63,152	0,990	1,29	20,999
6	54,156	63,634	0,997	1,00	21,222
7	63,182	63,758	0,999	1,00	21,263
8	72,208	63,801	1,000	1,00	21,278
9	81,234	63,802	1,000	1,00	21,278
10	90,26	63,799	1,000	1,00	21,277
11	99,286	63,799	1,000	1,00	21,277
12	108,312	63,799	1,000	1,00	21,277
13	117,338	63,772	1,000	1,00	21,268
14	126,364	63,655	0,998	7,00	20,943
15	135,39	63,266	0,992	6,77	20,101
16	144,416	62,023	0,972	6,00	17,961
17	153,442	58,539	0,918	4,67	14,236
18	162,468	51,381	0,805	3,31	10,393
19	171,494	43,560	0,683	2,36	8,645
20 (Ppr)	180,52	41,494	0,650	1,88	9,477

2.1.2. *Peso del acero continuo transversal*

En el caso del peso continuo transversal se lleva a cabo un procedimiento análogo al cálculo del peso longitudinal, pero se consideran en este caso los elementos transversales.

La ecuación empleada para el cálculo del peso continuo del acero transversal es la que se presenta a continuación:

$$(Wr)_i = Q(i)^{p(i)} \cdot (Wr)_{10} \quad (5)$$

Siendo:

- $(Wr)_i$ es el peso del acero continuo transversal, medido en t/m
- $Q(i)$ Coeficiente existente entre el área de la sección “i” ($A(i)$) y el área de la maestra ($A(10)$).

$$Q(i) = \frac{A(i)}{A(10)} \quad (6)$$

- $p(i)$ valor tabular en la sección “i”, que depende del tipo de buque.
- $(Wr)_{10}$ es el peso transversal de la cuaderna maestra, expresado en t/m , se obtiene a partir del producto del área de la maestra (A_{10}) y la densidad del acero (ρ_{acero})

$$(Wr)_{10} = A_{10} \cdot \rho_{acero} \quad (7)$$

El peso transversal de la cuaderna maestra por metro se ha obtenido en el cuaderno 5, cálculo de la cuaderna maestra. Que toma un valor de:

$$(Wr)_{10} = 10,71 t/m \quad (8)$$

Aplicando el procedimiento anterior se obtiene que el peso transversal por metro de la sección es el reflejado en la Tabla 2:

Tabla 2. Pesos transversal por metro de cada sección

Cuadernas	Abcisa X_G (m)	Área (m^2)	Q(i)	p(i)	(Wr) _i (t/m)
0 (Ppp)	0	175,251	0,321	0,50	6,073
1	9,026	244,792	0,449	0,65	6,365
2	18,052	370,415	0,680	0,78	7,923
3	27,078	467,710	0,858	0,88	9,359
4	36,104	527,968	0,969	0,94	10,393
5	45,13	531,464	0,975	0,99	10,444
6	54,156	542,656	0,995	1,00	10,661
7	63,182	545,025	1,000	1,00	10,708
8	72,208	545,128	1,000	1,00	10,710
9	81,234	545,128	1,000	1,00	10,710
10	90,26	545,128	1,000	1,00	10,710
11	99,286	545,128	1,000	1,00	10,710
12	108,312	545,128	1,000	1,00	10,710
13	117,338	545,128	1,000	1,00	10,710
14	126,364	543,873	0,998	1,00	10,685
15	135,39	540,453	0,991	0,99	10,619
16	144,416	529,306	0,971	0,94	10,418
17	153,442	493,638	0,906	0,88	9,815
18	162,468	401,442	0,736	0,78	8,436
19	171,494	231,510	0,425	0,65	6,138
20 (Ppr)	180,52	79,793	0,146	0,50	4,098

2.1.3. Resumen del peso total del acero continuo

Para estimar el peso del acero continuo ($W_{A.continuo}$), se ha empleado el método de Simpson a lo largo de todas las secciones, la fórmula empleada es la correspondiente al primer método:

$$W_{A.continuo} = \frac{h}{3} \cdot \sum (W(0) + 4 \cdot W(1) + 2 \cdot W(2) + 4 \cdot W(3) + \dots + 4 \cdot W(19) + 1 \cdot W(20)) \quad (9)$$

Siendo:

- h es el intervalo de integración que se corresponde a la separación existente entre las cuadernas, en este caso toma un valor de 9,026 m.
- $W(i)$ es el peso de acero de la sección "i".

El peso del acero continuo se ha calculado a partir de la siguiente tabla en la que se reflejan las operaciones realizadas:

Sección	$(Wr)_i$ t/m	$(Wl)_i$ t/m	$Wr_i + Wl_i$	FS	$FS \cdot (Wr + Wl)$
0 (Ppp)	1,146	6,073	7,219	1	7,219
1	2,742	6,365	9,107	4	36,429
2	10,282	7,923	18,205	2	36,409
3	15,227	9,359	24,587	4	98,346
4	19,706	10,393	30,099	2	60,198
5	20,999	10,444	31,443	4	125,773
6	21,222	10,661	31,883	2	63,767
7	21,263	10,708	31,971	4	127,886
8	21,278	10,710	31,988	2	63,975
9	21,278	10,710	31,988	4	127,952
10	21,277	10,710	31,987	2	63,974
11	21,277	10,710	31,987	4	127,948
12	21,277	10,710	31,987	2	63,974
13	21,268	10,710	31,978	4	127,912
14	20,943	10,685	31,629	2	63,258
15	20,101	10,619	30,720	4	122,881
16	17,961	10,418	28,378	2	56,757
17	14,236	9,815	24,051	4	96,202
18	10,393	8,436	18,829	2	37,658
19	8,645	6,138	14,784	4	59,134
20 (Ppr)	9,477	4,098	13,574	1	13,574
SUMA	-	-	-	-	1581,226

Por lo que el peso total del acero continuo es de:

$$P_{A.continuo} = 4757,3809 \text{ t}$$

En la Gráfica 1 se han representado los distintos valores del peso del acero tanto longitudinal como transversalmente, así como la suma de ambos.

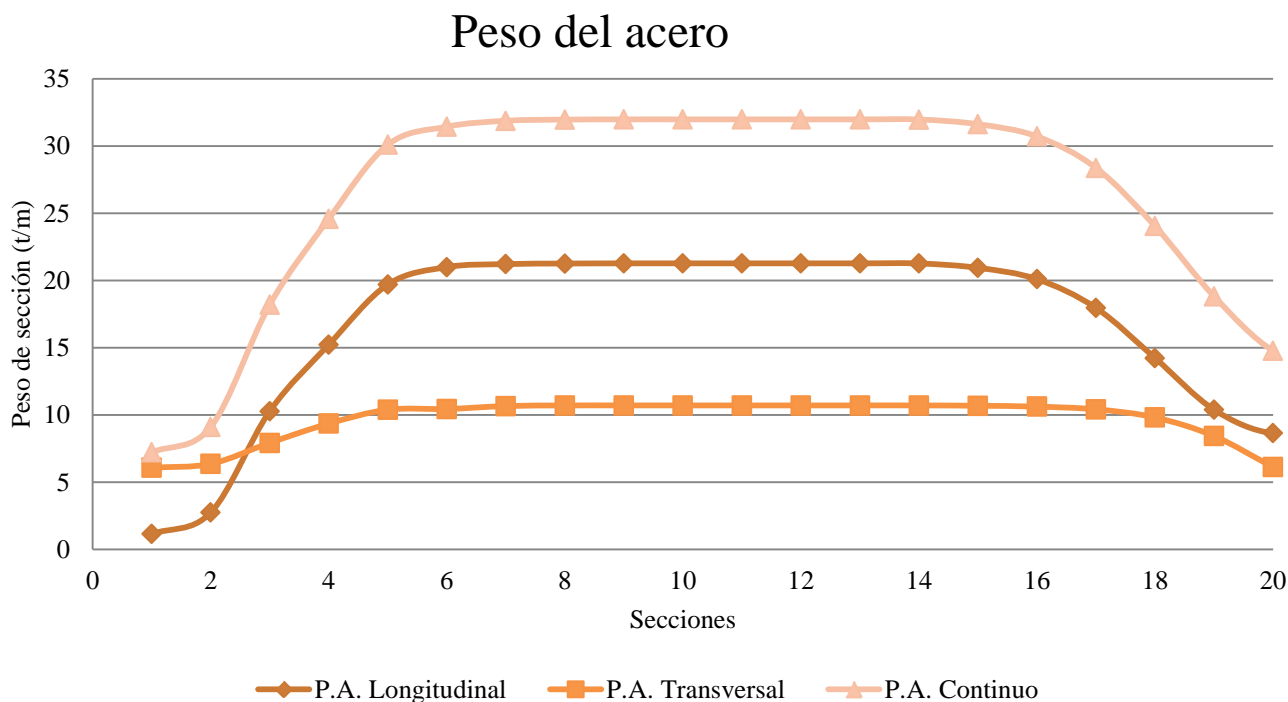


Figura 1. Representación del peso de las secciones

2.1.4. Posición del centro de gravedad del acero continuo

Con el fin de obtener la posición longitudinal del centro de gravedad del acero continuo se aplica la fórmula que se expone a continuación:

$$X_G = \frac{\sum_{i=0}^{20} (X_g(i) \cdot W(i))}{\sum_{i=0}^{20} W(i)} \tag{10}$$

Siendo $X_G(i)$ la posición longitudinal del centro de gravedad de la sección “i”, se expresa en metros.

En la siguiente tabla se recogen las operaciones que se han realizado para hallar dicho centro de gravedad:

Tabla 3. Posición longitudinal del centro de gravedad

Sección	$X_g(i)$ (m)	$W(i)$ (t/m)	$X_G \cdot W(i)$
0 (Ppp)	0	7,219	0,000
1	9,026	9,107	82,202
2	18,052	18,205	328,631
3	27,078	24,587	665,754
4	36,104	30,099	1086,696
5	45,13	31,443	1419,029
6	54,156	31,883	1726,673
7	63,182	31,971	2020,018
8	72,208	31,988	2309,764
9	81,234	31,988	2598,516
10	90,26	31,987	2887,147
11	99,286	31,987	3175,861
12	108,312	31,987	3464,576
13	117,338	31,978	3752,220
14	126,364	31,629	3996,743
15	135,39	30,720	4159,227
16	144,416	28,378	4098,296
17	153,442	24,051	3690,366
18	162,468	18,829	3059,089
19	171,494	14,784	2535,293
20 (Ppr)	180,52	13,574	2450,449
SUMATORIO	-	538,394	49506,552

Por lo que el centro de gravedad del acero continuo es de:

$$X_G = \frac{49506,552}{538,394} = 91,952 \text{ m}$$

En cambio para el cálculo de la posición vertical del centro de gravedad del acero continuo se aplica la siguiente expresión:

$$Z_G = \frac{\sum_{i=0}^{20} (Z_g(i) \cdot W(i))}{\sum_{i=0}^{20} W(i)} \quad (11)$$

En la Tabla 5 se recogen la posición vertical del centro de gravedad de cada una de las secciones, así como el valor del peso de la sección:

Tabla 4. Posición vertical del centro de gravedad de las secciones

Sección	$Z_G (i)$ (m)	$W(i)$	$Z_G \cdot W(i)$
0 (Ppp)	14,856	7,219	107,242788
1	13,666	9,107	124,457869
2	10,698	18,205	194,748281
3	9,350	24,587	229,886121
4	8,810	30,099	265,158873
5	8,658	31,443	272,23723
6	8,631	31,883	275,189314
7	8,625	31,971	275,742963
8	8,623	31,988	275,82248
9	8,623	31,988	275,825816
10	8,623	31,987	275,816843
11	8,623	31,987	275,816843
12	8,623	31,987	275,816843
13	8,623	31,978	275,738164
14	8,623	31,629	272,728277
15	8,649	30,720	265,709624
16	8,713	28,378	247,248968
17	8,913	24,051	214,357714
18	9,357	18,829	176,181818
19	9,788	14,784	144,698493
20 (Ppr)	6,349	13,574	86,1846639
SUMATORIO		538,394	4806,610

Introduciendo los valores en la expresión (11) se obtiene que la posición vertical del centro de gravedad es de:

$$Z_G = \frac{4806,610}{538,394} = 8,977 \text{ m}$$

2.2. Pesos locales del acero

Como se encuentra indicado al inicio del capítulo, en el peso local del acero se incluye el peso de los mamparos, los piques de proa y popa, el guardacalor, la chimenea, etc. Con el fin de poder hallar el valor de los mismos se emplean fórmulas en función del tipo de buque y del espacio que se está analizando en dicho momento.

2.2.1. Peso de los mamparos transversales

Para la estimación de los pesos de mamparos transversales se utiliza la siguiente expresión:

$$W_{mamparos} = a \cdot B^b \cdot D^c \cdot R^d \quad (12)$$

Siendo:

- a es un coeficiente en función del tipo de mamparo instalado, al ser liso toma un valor de 0,0141.
- b para un buque granelero toma un valor de 1,2.
- c para un buque granelero toma un valor de 1,6.
- d para un buque granelero toma un valor de 1.
- B es la manga de trazado
- D es el puntal de trazado
- R es la relación entre el área del mamparo y la cuaderna maestra, siendo el valor de este último de $545,128 \text{ m}^2$.

En la Tabla 6 se recogen los valores del área de cada uno de los mamparos, la relación R , el peso de los mamparos y el centroide de cada uno de los mamparos:

Tabla 5. Áreas y centros de gravedad de los mamparos

MAMPAROS	Área (m^2)	R	W (t)	X_G (m)	Z_G (m)
Pique de popa	333,40	0,61	51,798	13,20	14,09
Proa de Cámara de Máquinas	533,58	0,98	82,899	37,20	8,78
Bodega 6-5	545,66	1,00	84,777	60,44	8,64
Bodega 5-4	546,15	1,00	84,853	80,36	8,64
Bodega 4-3	546,47	1,00	84,903	103,60	8,65
Bodega 3-2	545,95	1,00	84,821	123,52	8,66
Bodega 2-1	525,41	0,96	81,630	146,76	8,78

MAMPAROS	Área (m ²)	R	W (t)	X _G (m)	Z _G (m)
Pique de proa	331,34	0,61	51,479	166,68	9,70
SUMATORIO			607,160		

Por lo que el peso de los mamparos que se encuentran en el buque es de:

$$W_{mamparos} = 607,160 \text{ t}$$

Y las coordenadas del centro de gravedad de los mamparos transversales, aplicando las fórmulas (10) y (11), es:

$$X_{G \text{ mamparos}} = 91,48 \text{ m}$$

$$Z_{G \text{ mamparos}} = 9,24 \text{ m}$$

2.2.2. Superestructura de popa

Con el fin de realizar el cálculo del peso y el centro de gravedad de la superestructura de popa se emplea la ecuación que se enuncia a continuación:

$$W_{\text{superestructura de popa}} = a \cdot V^b \quad (13)$$

Siendo:

- a toma un valor de 0,13
- b para un buque granelero toma un valor de 1.
- V es el volumen de la superestructura expresado en metros cúbicos.

En la Tabla 7 se recoge el valor de los distintos volúmenes que se disponen en la superestructura de popa.

Tabla 6. Volúmenes de las superestructuras

ELEMENTO	Volumen (m ³)	W (t)	Abscisa X _G (m)	Ordenada Z _G (m)
Toldilla	2259,00	293,67	7,72	18,90
Cubierta principal	586,70	76,27	29,44	18,50
Cubierta A	586,70	76,27	29,44	21,30
Cubierta B	586,70	76,27	29,44	24,10
Cubierta C	586,70	76,27	29,44	26,90
Cubierta D	586,70	76,27	29,44	29,70

ELEMENTO	Volumen (m^3)	W (t)	Abscisa X_G (m)	Ordenada Z_G (m)
Puente de mando	246,23	32,01	29,44	32,50
SUMATORIO	3179,75	707,04	-	-

Por lo que el peso de la superestructura de popa es el resultado de la aplicación de la ecuación (13) es de:

$$W_{\text{superestructura de popa}} = 707,04 \text{ t}$$

El centro de gravedad de la superestructura de popa, aplicando las fórmulas (10) y (11), es de:

$$X_G = 20,41 \text{ m}$$

$$Z_G = 22,32 \text{ m}$$

2.2.3. Guardacalor y chimenea

Para el cálculo del guardacalor y chimenea se ha de emplear es la que sigue:

$$W_{\text{guardacalor y chimenea}} = a \cdot V^b \quad (14)$$

Siendo:

- a toma un valor de 0,13
- b para un buque granelero toma un valor de 1.
- V es el volumen del guardacalor y de la chimenea expresado en metros cúbicos, es de 723 m^3

Por lo que el peso del acero del guardacalor y de la chimenea es de:

$$W_{\text{guardacalor y chimenea}} = 0,13 \cdot 723^1 = 94 \text{ t}$$

La posición del centro de gravedad de la misma se ha averiguado mediante el programa de diseño *Rhinoceros*, por lo que toma un valor de:

$$X_{G\text{guardacalor}} = 19,00 \text{ m}$$

$$Z_{G\text{guardacalor}} = 26,25 \text{ m}$$

2.2.4. Superestructura de proa

La superestructura de proa incluye únicamente al castillo, la fórmula empleada para el cálculo del peso del castillo es la que se ha empleado anteriormente:

$$W_{castillo} = a \cdot V^b \quad (15)$$

Siendo:

- a toma un valor de 0,13
- b para un buque granelero toma un valor de 1.
- V es el volumen del castillo expresado en metros cúbicos, es de $1707,03 \text{ m}^3$

Por lo que el peso de la superestructura de proa es de:

$$W_{castillo} = 0,13 \cdot 1707,03^1 = 221,91 \text{ t}$$

Y la posición del centro de gravedad del castillo, al igual que la del guardacalor ha sido hallado mediante el programa de diseño *Rhinoceros*, tomando un valor de:

$$X_{G \text{ castillo}} = 174,59 \text{ m}$$

$$Z_{G \text{ castillo}} = 19,49 \text{ m}$$

2.2.5. Piques de proa y popa

La expresión empleada para el cálculo del peso del pique de proa y del pique de popa es la que se ha empleado anteriormente:

$$W_{pique \text{ de proa/pop}} = a \cdot V^b \quad (16)$$

Siendo:

- a toma un valor de 0,13
- b para un buque granelero toma un valor de 1.
- V es el volumen del pique de proa y popa expresado en metros cúbicos, es de 21122 m^3

Por lo que el peso de los piques de proa y popa es de:

$$W_{pique \text{ de proa/pop}} = 0,13 \cdot 21122^1 = 2745,86 \text{ t}$$

Y el centro de gravedad de ambas partes se encuentra emplazado en:

$$X_{G \text{ pique proa/pop}} = 107,83 \text{ m}$$

$$Z_{G \text{ pique proa/pop}} = 12,46 \text{ m}$$

Para el cálculo de la posición longitudinal y vertical del centro de gravedad se han tomado los dos volúmenes en el programa de diseño *Rhinoceros*, resultando el centro de gravedad anteriormente indicado.

2.2.6. Tanques no estructurales

Los tanques no estructurales son aquellos que contienen en su interior combustible, aceite y agua. El peso de los mismos se calcula del mismo modo que los apartados anteriores, siguiendo la expresión:

$$W_{T.no\ estructurales} = a \cdot V^b \quad (17)$$

Siendo:

- a un coeficiente que toma un valor de 0,043.
- b un coeficiente que toma un valor de 1
- V el volumen de los tanques

A continuación se recoge en la Tabla 8 los valores empleados para el cálculo de los tanques no estructurales.

Tabla 7. Peso y centro de gravedad de los tanques no estructurales

TANQUES	V (m ³)	W	X _G	Z _G
Tanques de combustible pesado	1460,72	62,81	32,45	10,84
Tanques de combustible ligero	15,35	0,66	27,23	10,35
Tanques de aceite	74,37	3,20	24,83	2,97
Tanques de agua dulce	99,32	4,27	8,72	18,48

El peso total de los tanques no estructurales es de:

$$W_{T.no\ estructurales} = 70,94 \text{ t}$$

A partir de la tabla anterior, aplicando las fórmulas (10) y (11), se obtiene la posición del centro de gravedad de los tanques estructurales

$$X_G = 30,63 \text{ m}$$

$$Z_G = 10,94 \text{ m}$$

2.2.7. Peso total del acero local

Seguidamente se realiza una tabla resumen con el valor de los distintos pesos de las partidas del acero local y la posición que ocupa el centro de gravedad.

Tabla 8. Resumen de los pesos locales del acero

PESOS ACERO LOCAL	W (t)	X_G (m)	Z_G (m)
Peso de los mamparos transversales	607,16	91,48	9,24
Peso de la superestructura de popa	707,04	20,42	22,32
Guardacalor y chimenea	94,00	19,00	26,25
Castillo de proa	221,91	174,59	19,49
Piques de proa y popa	2745,86	107,83	12,46
Tanques no estructurales	70,94	30,36	10,94
TOTAL	4446,91		

El peso total de acero local, como está reflejado en la Tabla 9, es de:

$$W_{A.local} = 4446,91 \text{ t}$$

El centro de gravedad, aplicando las fórmulas (10) y (11), de los mismos es:

$$X_{GA.Local} = 91,92 \text{ m}$$

$$Z_{GA.Local} = 14,01 \text{ m}$$

2.3. Peso acero total

Una vez obtenidos tanto el peso del acero continuo como el peso local del acero, se puede proceder a calcular el peso total del acero y la posición de su centro de gravedad. En la Tabla 10 se han resumido las características de ambas partidas de pesos.

PESOS ACERO	W (t)	X_G (m)	Z_G (m)
Peso del acero continuo	4757,38	91,95	8,93
Peso del acero local	4446,91	91,9176198	14,2055226
TOTAL	9204,29	-	-

El centro de gravedad del acero es:

$$X_{G \text{ acero}} = 91,94 \text{ m}$$

$$Z_{G \text{ acero}} = 11,48 \text{ m}$$

3. Peso de la maquinaria

El peso de la maquinaria (P_{maq}) se puede descomponer en las siguientes partidas de pesos:

- Peso de la maquinaria propulsora ($P_{maq prop}$), este peso se descompone a su vez en:
 - Peso del motor propulsor (P_{motor})
 - Peso restante de la maquinaria propulsora ($P_{rest maq prop}$)
- Peso restante (P_{rest})

Expresado en forma de ecuación queda:

$$P_{maq} = P_{maq prop} + P_{rest} = (P_{motor} + P_{rest maq prop}) + P_{rest} \quad (18)$$

A continuación se van a definir cada una de las partidas de pesos que se han definido anteriormente.

3.1. Peso maquinaria propulsora

3.1.1. Peso del motor principal

El peso del motor principal es proporcionado por el fabricante del mismo. En el catálogo se indica que el motor principal tiene un peso de:

$$P_{motor} = 211,1 t$$

La posición del centro de gravedad del motor es la que sigue:

$$X_{G motor} = 26,70 m$$

$$Z_{G motor} = 5,56 m$$

Esta posición se ha fijado en el cuaderno 6, de disposición de la Cámara de Máquinas.

3.1.2. Peso restante de la maquinaria propulsora

En el peso restante de la maquinaria propulsora se incluye el peso correspondiente a los elementos auxiliares del motor principal, como son los circuitos de lubricación y refrigeración y los elementos asociados a los mismos, como son las bombas, enfriadores, etc.

El peso restante de la maquinaria se obtiene a partir de la aplicación de la siguiente expresión:

$$P_{rest maq prop} = C \cdot BHP^d \quad (19)$$

Siendo:

- C un coeficiente que toma un valor de 0,56
- BHP es la potencia propulsora del motor principal

- d es un coeficiente que toma un valor de 0,7 para graneleros con motores diésel lentos.

Introduciendo el valor de los mismos en la ecuación (19) se obtiene un resultado de:

$$P_{rest\ maq\ prop} = 0,56 \cdot 9960^{0,7} = 352,35\ t$$

El emplazamiento del centro de gravedad del peso de la maquinaria propulsora restante es:

$$X_{G\ rest\ maq\ prop} = 16,63\ m$$

$$Z_{G\ rest\ maq\ prop} = 8,21\ m$$

Al igual que el motor principal, la posición de la misma se ha fijado en el cuaderno 6.

3.2. Peso restante

Dentro de esta partida de peso se incluye toda la maquinaria que es independiente de la propulsión, es decir, grupos generadores, calderas, servicio de lastre, etc. Puede encontrarse tanto fuera como dentro de la Cámara de Máquinas.

Según lo indicado por el Lloyd's Register, el peso restante se calcula mediante la siguiente expresión:

$$P_{rest} = k \cdot VE^l + h \cdot EJ \cdot (j \cdot L_{pp} + 5) \quad (20)$$

Siendo:

- k es un coeficiente en función del tipo de buque que toma un valor de 0,0295
- l es un coeficiente en función del tipo de buque que toma un valor de 1
- h es un coeficiente en función del tipo de buque y el número de hélices que toma un valor de 1
- j es un coeficiente, en función del tipo de buque y el número de hélices que toma un valor de 0,0164
- VE es el volumen de la cámara de máquinas, expresado en metros cúbicos, en este caso toma un valor de $8169,5\ m^3$
- EJ es la longitud de la línea de ejes fuera de la Cámara de Máquinas, expresado en metros, toma un valor de $6,27\ metros$
- L_{pp} es la eslora entre perpendiculares, $180,52\ m$.

Una vez definidas cada una de los coeficientes de la expresión (20) se halla el valor del mismo:

$$P_{rest} = 0,0295 \cdot 8169,5^1 + 1 \cdot 6,27 \cdot (0,0164 \cdot 180,52 + 5)$$

$$P_{rest} = 290,91 \text{ t}$$

El centro de gravedad del mismo se sitúa en:

$$X_{G_{rest}} = 20,26 \text{ m}$$

$$Z_{G_{rest}} = 7,59 \text{ m}$$

3.3. Peso total de la maquinaria

En la Tabla 11 se han recogido las principales partidas de peso así como la posición del centro de gravedad de los mismos.

PARTIDAS	Peso (t)	X_g (m)	Z_g (m)
Peso del motor principal	211,1	26,7	5,56
Peso restante de la maquinaria propulsora	352,35	16,63	8,21
Peso restante	290,91	20,26	7,59
TOTAL	854,36	-	-

Por lo tanto el peso total de la maquinaria es de:

$$P_{maq} = 854,36 \text{ t}$$

La posición del centro de gravedad del mismo, aplicando las fórmulas (10) y (11), es de:

$$X_{G_{maq}} = 20,35 \text{ m}$$

$$Z_{G_{maq}} = 4,76 \text{ m}$$

4. Peso del equipo y la habilitación

La posición vertical del centro de gravedad del peso del equipo y la habilitación se puede calcular mediante la aplicación de una fórmula definida en el “Proyecto básico del buque mercante”.

La fórmula a escoger depende de la eslora del buque, la expresión empleada acorde a la eslora entre perpendiculares del buque es:

$$Z_G = D + 1,25 + 0,01 \cdot (L_{pp} - 125) \quad (21)$$

Introduciendo en la expresión (21) el valor del puntal (D) y de la eslora entre perpendiculares (L_{pp}), queda:

$$Z_G = 17 + 1,25 + 0,01 \cdot (180,52 - 125) = 18,81 \text{ m}$$

Tras haber analizado la base de datos de buques similares, cuaderno 1, se ha estimado que el valor medio de la posición longitudinal del centro de gravedad se encuentra a un 57% de la eslora entre perpendiculares. Por lo que la posición longitudinal del centro de gravedad, aplicando el porcentaje indicado anteriormente, se encuentra en:

$$X_G = 102,90 \text{ m}$$

4.1. Peso del equipo de fondeo y amarre

El peso del equipo de fondeo y amarre se obtiene mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$W_{\text{fondeo y amarre}} = -0,03 \cdot \left(\frac{NA}{100}\right)^2 + 10,63 \cdot \left(\frac{NA}{100}\right) - 73,1 \quad (22)$$

Siendo NA el numeral de equipo, calculado en el cuaderno 7, toma un valor de 3210.

Por lo que el peso del equipo de amarre y fondeo es de:

$$W_{\text{fondeo y amarre}} = 237,21 \text{ t}$$

4.2. Peso del equipo de salvamento y contraincendios

4.2.1. Peso del equipo contraincendios

El peso del equipo contraincendios se define como el mayor de las siguientes expresiones:

$$W_{eq \text{ CI,1-1}} = 0,0025 \cdot VE + 1 \quad (23)$$

$$W_{eq\ CI,1-2} = 0,0025 \cdot V_{Mayor-Bodega} \quad (24)$$

Donde

- VE es el volumen de la Cámara de Máquinas, éste tiene un valor de $8169,5\ m^3$
- $V_{Mayor-Bodega}$ es el volumen de la mayor bodega tomando un valor de $9562,297\ m^3$.

El resultado obtenido de introducir estos valores en las expresiones (23) y (24) respectivamente, se obtiene:

$$W_{eq\ CI,1-1} = 0,0025 \cdot 8169,5 + 1 = 21,42\ t$$

$$W_{eq\ CI,1-2} = 0,0025 \cdot 9562,3 = 23,91\ t$$

De los dos valores obtenidos, se toma como el peso del equipo contraincendios a:

$$W_{eq\ CI} = 23,91\ t$$

4.2.2. *Peso del equipo de salvamento*

El peso del equipo de salvamento se calcula mediante la expresión que sigue:

$$W_{eq\ salvamento} = 12 + 0,01 \cdot NT \quad (25)$$

Siendo NT el número de tripulantes a bordo, definido en el cuaderno 3 de disposición general, es de 26 personas. Por tanto:

$$W_{eq\ salvamento} = 12 + 0,01 \cdot 26 = 12,26\ t$$

4.2.3. *Peso total del equipo de salvamento y contra incendios*

El peso total es la suma de los dos anteriores:

$$W_{salvamento\ y\ CI} = W_{eq\ CI} + W_{eq\ salvamento}$$

$$W_{salvamento\ y\ CI} = 36,17\ t$$

4.3. **Peso de la protección anticorrosiva**

La protección anticorrosiva del buque se puede desglosar en dos partidas de pesos, por un lado se encuentra la pintura del buque y por otro la protección catódica del buque.

4.3.1. *Peso de la pintura del buque*

El peso de la pintura del buque, se calcula siguiendo la expresión que sigue:

$$W_{pintura} = 0,007 \cdot S_m \quad (26)$$

Donde S_m es la superficie mojada del buque, en la que se ha de incluir la superficie del timón.

$$S_m = S_{casco} + S_{timón} \quad (27)$$

Introduciendo dichos valores en la expresión (27) queda:

$$S_m = 8783,16 + 2 \cdot 39,5 = 8862,16 \text{ m}^2$$

El peso de la pintura anticorrosiva del buque es:

$$W_{pintura} = 62,04 \text{ t}$$

4.3.2. *Peso de la protección catódica del buque*

La protección catódica del buque se basa en ánodos de sacrificio, el peso de los mismos se obtiene siguiendo la siguiente ecuación:

$$W_{prot \text{ catódica}} = 0,0004 \cdot S_m \cdot a \cdot y \quad (28)$$

Siendo:

- a un coeficiente que toma un valor de 0,542.
- y es el número de años que se estima que tardará en entrar en dique seco, se supone un valor de 5 años.

$$W_{prot \text{ catódica}} = 0,0004 \cdot 8862,16 \cdot 0,542 \cdot 5 = 9,61 \text{ t}$$

4.3.3. *Peso total de la protección anticorrosiva*

El peso total de la protección anticorrosiva es la suma de la pintura del buque y de la protección catódica

$$W_{protección \text{ anticorrosiva}} = W_{pintura} + W_{prot \text{ catódica}}$$

$$W_{protección \text{ anticorrosiva}} = 62,04 + 9,61 = 71,64 \text{ t}$$

4.4. **Peso del equipo de gobierno**

El peso del equipo de gobierno engloba los pesos referentes al timón, a la mecha dal mismo, servomotor hidráulico, electrobombas hidráulicas y polines. La expresión empleada para obtener el peso del equipo de gobierno es la que sigue:

$$W_{eq \text{ gobierno}} = 0,224 \cdot A_{timón} \cdot v^{\frac{2}{3}} + 2 \quad (29)$$

Siendo:

- $A_{timón}$ el área del timón, en este caso toma un valor de $39,5 m^2$
- v es la velocidad en pruebas a plena carga, es decir, $15 nudos$.

Por lo que el peso del equipo de gobierno es de:

$$W_{eq\ gobierno} = 0,224 \cdot 39,5 \cdot 15^{\frac{2}{3}} + 2 = 55,82 t$$

4.5. Peso del equipo de los servicios de elevación: ascensor

El peso del ascensor se calcula mediante la siguiente expresión:

$$W_{ascensor} = (0,2 + 0,15 \cdot \ln(L_a)) \cdot L_a \cdot B_a \quad (30)$$

Siendo:

- L_a es la eslora del ascensor, en este caso es de $2,0 m$
- B_a es la manga del ascensor, con un valor de $1,7 m$

Por lo que el peso del ascensor es de:

$$W_{ascensor} = (0,2 + 0,15 \cdot \ln(2,0)) \cdot 2,0 \cdot 1,7 = 1,03 t$$

4.6. Peso de los equipos de acceso

4.6.1. Peso de las escalas reales

El peso de cada escala real se calcula mediante el empleo de la siguiente ecuación:

$$W_{escalas\ reales} = 0,15 \cdot E \quad (31)$$

Siendo E la longitud de cada una de las escalas reales, estas tienen una longitud de $22 m$.

Se disponen de dos escalas reales por lo que el peso de las mismas es de:

$$W_{escalas\ reales} = 2 \cdot (0,15 \cdot 22) = 6,6, t$$

4.6.2. Peso de las escalas del práctico

El peso de cada escala del práctico va a depender del valor del puntal y del calado del buque, de tal modo que el peso de la escala del práctico sigue la siguiente expresión:

$$W_{escala\ práctico} = 0,3 \cdot (D - 0,6 \cdot T) \quad (32)$$

Conocidos el valor del puntal y del calado, y que el número de escalas es de dos, el peso total de las escalas de práctico es de:

$$W_{escalas\ práctico} = 2 \cdot (0,3 \cdot (17 - 0,6 \cdot 12,01)) = 5,87\ t$$

4.6.3. *Peso de registros y escalas verticales*

El peso de los registros y de las escalas verticales se estima mediante el empleo de la siguiente ecuación:

$$W_{registros} = 0,2 \cdot (N_{ca} + 1) + 0,23 \cdot (2 \cdot N_{bo} + N_{ta} + 2) \quad (33)$$

Siendo:

- N_{ca} es el número de caseta de chigres, que toma un valor de 6
- N_{bo} es el número de bodega, toma un valor de 6
- N_{ta} es el número de tanques, es de 57.

Por tanto el peso de registros y de escalas verticales es de:

$$W_{registros} = 0,2 \cdot (6 + 1) + 0,23 \cdot (2 \cdot 6 + 57 + 2) = 17,73\ t$$

4.6.4. *Peso de puertas de acero*

El peso de las puertas de acero se estima mediante el empleo de la siguiente expresión:

$$W_{puertas\ acero} = 0,56 \cdot (N_{al} + 1) + 0,28 \cdot N_{ca} \quad (34)$$

Siendo N_{al} el número de cubiertas destinadas al alojamiento, es decir, 6 cubiertas.

Por lo que, el peso de las puertas de acero es de:

$$W_{puertas\ acero} = 0,56 \cdot (6 + 1) + 0,28 \cdot 6 = 5,6\ t$$

4.6.5. *Peso de portillos y ventanas*

El peso de los portillos y ventanas se estima mediante la siguiente ecuación:

$$W_{ventanas} = 0,12 \cdot NT \quad (35)$$

Por lo que toma un valor de:

$$W_{ventanas} = 0,12 \cdot 26 = 3,12\ t$$

4.6.6. *Peso de escaleras exteriores*

El peso de las escaleras exteriores se calcula mediante la siguiente expresión:

$$W_{\text{escaleras exteriores}} = 0,8 \cdot N_{al} + 0,6 \quad (36)$$

Introduciendo el valor del número de cubiertas de alojamiento (N_{al}) da como resultado:

$$W_{\text{escaleras exteriores}} = 5,4 t$$

4.6.7. *Peso de las barandillas*

El peso de las barandillas se va a conocer mediante el empleo de la siguiente ecuación:

$$W_{\text{barandillas}} = 0,245 \cdot (N_{al} + 2) + 0,03 \cdot L_{pp} \quad (37)$$

Por lo que introduciendo en dicha expresión el valor de las cubiertas de alojamiento y la eslora entre perpendiculares queda:

$$W_{\text{barandillas}} = 0,245 \cdot (6 + 2) + 0,03 \cdot 180,52 = 7,38 t$$

4.6.8. *Peso total de los equipos de acceso*

El peso total de los equipos de acceso va a ser la suma de los anteriores:

$$\begin{aligned} W_{\text{equipos de acceso}} &= W_{\text{escalas reales}} + W_{\text{escalas práctico}} + W_{\text{registros}} + W_{\text{puertas acero}} + W_{\text{ventanas}} \\ &\quad + W_{\text{escaleras exteriores}} + W_{\text{barandillas}} \\ W_{\text{equipos de acceso}} &= 6,60 + 5,87 + 17,73 + 5,60 + 3,12 + 5,40 + 7,38 = 51,7 t \end{aligned}$$

4.7. **Peso del equipo del servicio de carga**

4.7.1. *Peso de las escotillas de acceso a bodegas*

El peso de las escotillas de acceso a las bodegas se calcula mediante el empleo de la siguiente expresión:

$$W_{\text{escotillas-bodegas}} = 0,15 \cdot (2 \cdot N_{bo} + 5) \quad (38)$$

Sustituyendo el número de bodegas en la expresión anterior queda:

$$W_{\text{escotillas-bodegas}} = 0,15 \cdot (2 \cdot 6 + 5) = 2,55 t$$

4.7.2. *Peso del equipo de acondicionamiento de bodegas*

El peso del equipo de acondicionamiento de bodegas, es decir del equipo necesario para llevar a cabo la ventilación natural de las bodegas, se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$W_{\text{acondicionamiento boegas}} = 0,00015 \cdot V_i + 0,0022 \cdot D \cdot (V_i \cdot n)^{0,5} \quad (39)$$

Siendo:

- V_i es el volumen de la bodega “i”, medido en metros cúbicos
- D es el puntal del buque, es decir 17 m
- n es el número de conductos de impulsión de cada una de las bodegas, es decir, 2 conductos.

En la siguiente tabla se recoge el valor del peso del cada acondicionamiento de las bodegas:

Tabla 9. Peso de los acondicionamientos de las bodegas

BODEGAS	$V_i (m^3)$	$W_{\text{acond}} (t)$
Bodega 1	7560,19	5,73
Bodega 2	9562,30	6,61
Bodega 3	8196,26	6,02
Bodega 4	9562,30	6,61
Bodega 5	8196,26	6,02
Bodega 6	9562,30	6,61
TOTAL	52639,59	37,59

El peso de los acondicionamientos de las bodegas será de:

$$W_{\text{acondicionamiento bodegas}} = 37,6 \text{ t}$$

4.7.3. Peso de los cierres de escotillas de carga

El peso de los cierres de escotillas de carga se calcula mediante la siguiente expresión:

$$W_{\text{cierres de escotilla}} = \sum_{i=1}^5 \left(A_i \cdot \frac{0,595 \cdot B_i^2 + 120}{1000} \right) \quad (40)$$

Siendo:

- A_i el área del hueco de la escotilla “i”, medido en m^2
- B_i es la manga de dicha escotilla “i”

En la Tabla 11 se recogen los valores de las áreas y mangas de las escotillas de las bodegas, así como el peso de cada uno de los cierres de escotilla de cada una de las bodegas.

Tabla 10. Áreas y mangas de las escotillas

Escotillas	A_i	B_i	$W_{cierres}$
Bodega 1	224,64	15,6	59,48
Bodega 2	224,64	15,6	59,48
Bodega 3	224,64	15,6	59,48
Bodega 4	224,64	15,6	59,48
Bodega 5	224,64	15,6	59,48
Bodega 6	224,64	15,6	59,48
TOTAL	-	-	356,91

El peso de los cierres de escotillas es:

$$W_{cierres\ de\ escotilla} = 356,91\ t$$

4.7.4. Peso total de los equipos de servicio de carga

El peso total de los equipos de servicio de carga es la suma de los dos anteriores:

$$W_{eqservicios\ de\ carga} = W_{escotillas-bodegas} + W_{ acondicionamiento\ bodegas} + W_{cierres\ de\ escotilla}$$

$$W_{eqservicios\ de\ carga} = 2,55 + 37,59 + 356,91 = 397,04\ t$$

4.8. Peso del equipo de habilitación

El peso del equipo de la habilitación del buque se calcula mediante la siguiente expresión:

$$W_{habilitación} = 0,18 \cdot A_{alojamientos} \quad (41)$$

Siendo $A_{alojamientos}$ el área de alojamiento, en este caso es de $1131,76\ m^2$, por lo que el peso del equipo de habilitación es de:

$$W_{habilitación} = 0,18 \cdot 1131,76 = 203,72\ t$$

4.9. Peso del equipo de navegación

El peso del equipo de navegación se componen de los pesos de los elementos en el puente de mando, es decir, el radar, el sistema de posicionamiento, los equipos de radio, etc. El peso que se supone es de $3\ t$.

$$W_{equipo\ navegación} = 3\ t$$

4.10. Resumen de los pesos de equipo y habilitación

En la Tabla 12 se va a realizar un resumen de los pesos que componen al equipo y habilitación

Tabla 11. Resumen de los pesos de los equipos

Equipos	Peso (t)
Peso fondeo y amarre	237,21
Peso de equipo de salvamento y CI	36,17
Peso de la protección anticorrosiva	71,64
Peso del equipo de gobierno	55,82
Peso de los servicios de elevación	1,03
Peso de los equipos de acceso	51,70
Peso del equipo de servicio de carga	397,04
Peso del equipo del servicio de habilitación	203,72
Peso del equipo de navegación	3,00
TOTAL	1057,33

En el cuaderno 1, de dimensionamiento, se había realizado una primera aproximación del peso de los equipos y de la habilitación con un peso de 1218,79 t. Se puede apreciar que el valor aproximado es muy próximo, aunque superior al calculado.

Por lo tanto el peso del equipo y de la habilitación tiene las siguientes características:

Tabla 12. Resumen peso equipo y habilitación

Peso del equipo y habilitación	1057,33 t
Posición longitudinal del centro de gravedad (X_G)	102,90 m
Posición vertical del centro de gravedad (Z_G)	18,81 m

5. Peso en rosca

A continuación se expone en la Tabla 14 el valor de las tres principales partidas del peso en rosca así como la posición de sus centros de gravedad.

Tabla 13. Partidas del peso en rosca

Partidas	Peso (t)	X_G (m)	Z_G (m)
Peso del Acero	9204,29	91,94	11,48
Peso Maquinaria	854,36	20,35	7,34
Peso Equipo y Habilitación	1057,33	102,90	18,81
TOTAL	11115,98	-	-

Las características del peso en rosca son las que sigue:

$$PR = 11116 t$$

$$X_{G PR} = 87,48 m$$

$$Z_{G PR} = 11,86 m$$

6. Bibliografía

- 1) ALVARIÑO, R., AZPIROZ, J.J., MEIZOSO, M. El proyecto básico del buque mercante, Fondo Editorial de Ingeniería Naval, 2007.
- 2) TUDELA PÉREZ, J.F. “*Apuntes de la asignatura de proyectos*” Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, 2014. Tema 5. Cálculo del desplazamiento.

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA
ESCUELA TÉCNICO SUPERIOR DE INGENIEROS NAVALES Y OCEÁNICOS



Cálculos de anteproyecto de un buque granelero de 45.000 TPM

Cuaderno 9

Situaciones de carga y resistencia longitudinal

TUTOR:

D. Domingo García López

REALIZADO POR:

Miriam Calvo Martínez

Índice

1. Introducción	2
2. Situaciones de carga	2
2.1. Situaciones de carga analizadas con el buque intacto.....	4
2.2. Situaciones de carga con el buque en avería.....	6
ANEXO I: BUQUE INTACTO	18
ANEXO II: BUQUE EN AVERÍAS	19

1. Introducción

En este cuadernillo se va a estudiar el comportamiento del buque proyecto ante las diversas situaciones de carga en las que se puede encontrar el buque a lo largo de su vida útil.

Las situaciones de carga que se puede dar a lo largo de vida útil del buque están definidas por la OMI (Organización Marítima Internacional) y la Sociedad de Clasificación del buque (Bureau Veritas).

Cada una de las situaciones de carga se analizarán la estabilidad y la resistencia estructural del buque, y analizando el cumplimiento de los requerimientos establecidos por las distintas organizaciones.

El programa empleado para llevar a cabo, en las diferentes situaciones de carga, los cálculos referidos a la estabilidad como es la resistencia longitudinal, para ello se ha utilizado el programa de cálculo es el *Maxsurf Stability*.

2. Situaciones de carga

El transporte de grano, según lo establece la normativa actual del SOLAS, obliga a que sea alguno de los siguientes factores de estiba, recogido en la Tabla 1. El llenado completo de las bodegas con estos factores de estiba no ha de superar el peso muerto. Las situaciones de carga han de permitir sumergir la hélice según la sociedad de clasificación.

Tabla 1. Factores de estiba

ft^3/t	m^3/t
45	1,25
50	1,4
55	1,55
65	1,80

Se calcula la máxima densidad de carga que puede transportar el buque en caso de que lleve todas las bodegas llenas es el cociente entre el peso muerto útil y el volumen de carga de todas las bodegas. El volumen de carga de las bodegas se ha calculado en el cuaderno de disposición general, en cambio el peso muerto útil se calcula sustrayendo al

desplazamiento el valor del peso en rosca y el peso de los consumibles, la tripulación y efectos y pertrechos. En la Tabla 2 se ha recogido el valor de estos últimos tanto de la capacidad como del peso de dichas partidas de pesos.

Tabla 2. Partidas de los consumos

Partidas	Volumen (m^3)	Peso (t)
Combustibles pesados	1402,284	1389,663
Combustibles ligeros	14,735	13,114
Aceites	117,795	108,371
Agua dulce	100,813	100,813
Víveres	-	4,250
Tripulación	-	3,250
Pertrechos	-	10,000
TOTAL	-	1629,632

Por lo tanto el peso muerto útil toma un valor de:

$$PM_{\text{útil}} = 57346 - 11116 - 1630$$

$$PM_{\text{útil}} = 44600 \text{ t}$$

A continuación se calcula el factor de estiba de la carga, que se halla mediante la siguiente expresión:

$$\text{Factor de estiba} = \frac{V_{\text{carga}}}{PM_{\text{útil}}} \quad (1)$$

Introduciendo el valor del volumen de las bodegas en la expresión anterior se obtiene que el factor de estiba de la carga es el que sigue:

$$\text{Factor de estiba} = \frac{47298,95}{44600} = 1,06 \text{ m}^3/\text{t}$$

Por lo que el estudio de la estabilidad se puede realizar para los factores de estiba definidos en la Tabla 1, ya que el obtenido mediante la expresión (1) es menor al inferior de la tabla.

2.1.Situaciones de carga analizadas con el buque intacto

Las situaciones de carga son las definidas por la sociedad de clasificación de Buerau Veritas

1. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,06 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
2. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,06 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
3. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,25 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
4. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,25 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
5. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,40 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
6. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,40 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
7. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,55 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
8. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,55 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
9. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,80 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
10. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba $1,80 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
11. Salida en lastre buen tiempo y con consumibles al 100%.
12. Llegada en lastre buen tiempo y con consumibles al 10%.
13. Salida en lastre mal tiempo (bodega nº 4 inundada) y con consumibles al 100%.
14. Llegada en lastre mal tiempo (bodega nº 4 inundada) y con consumibles al 10%.
15. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,06 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
16. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,06 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
17. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,25 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.

18. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,25 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
19. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,40 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
20. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,40 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
21. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,55 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
22. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,55 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.
23. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,80 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 100%.
24. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba $1,80 \text{ m}^3/\text{t}$) y consumibles al 10%.

Los resultados de las distintas situaciones de carga son recogidas en el Anexo I, en esta se han realizado los cálculos referentes al equilibrio, la resistencia longitudinal y la estabilidad a grandes ángulos.

Se ha comprobado que se cumplan los requisitos establecidos por la IMO, definidos en dicho anexo.

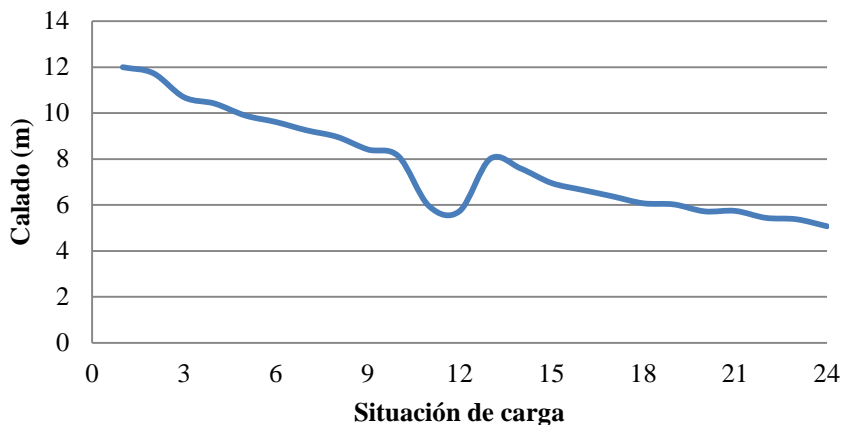
A continuación se muestran dos tablas en las que se recoge por un lado un resumen de las características para cada situación de carga y en la otra tabla un resumen de los resultados obtenidos para el cumplimiento de la IMO.

Tabla 3. Representación de las características principales en función de la situación de carga

SITUACIÓN	Calado (m)	Desp. (t)	Superficie mojada (m ²)	Trimado (+ por popa) (m)	GMt (m)	Esf. Cortante máx en quebranto (t)	Esf. Cortante máx en arrufo (t)	Momento máx en quebranto (t·m)	Mto. Flecto máx en arrufo (t·m)
1. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,06) y consumibles al 100%	11,998	57272	8558,896	-1,289	3,962	4,672	-5,052	0,001	-278,91
2. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,06) y consumibles al 10%	11,734	55938	8423,237	-2,664	3,958	4,672	-5,052	0,001	-278,91
3. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,25) y consumibles al 100%	10,69	50508	8039,031	-0,373	4,014	4,413	-5,128	0,035	-251,914
4. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,25) y consumibles al 10%	10,415	49170	7912,197	-1,841	4,043	4,642	-5,018	0,001	-267,246
5. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,40) y consumibles al 100%	9,894	46441	7729,427	0,169	4,152	4,265	-5,17	0,082	-236,575
6. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,40) y consumibles al 10%	9,612	45103	7640,313	-1,354	4,215	4,506	-5,052	0,001	-252,508
7. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,55) y consumibles al 100%	9,251	43177	7475,314	0,598	4,341	4,152	-5,201	0,102	-224,654
8. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,55) y consumibles al 10%	8,964	41836	7391,299	-0,962	4,43	4,4	-5,077	0,002	-241,109
9. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,80) y consumibles al 100%	8,417	38966	7175,867	1,104	4,714	4,4	-5,077	0,002	-241,109
10. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,80) y consumibles al 10%	8,125	37629	7064,525	-0,479	4,856	4,4	-5,077	0,002	-241,109
11. Salida en lastre buen tiempo y con consumibles al 100%	5,952	26699	6208,195	1,972	9,251	3,63	-5,134	17,241	-125,011
12. Salida en lastre buen tiempo y con consumibles al 10%	5,732	25497	6114,011	3,263	9,691	3,365	-5,567	36,249	-133,765
13. Salida en lastre mal tiempo (bodega n° 4 inundada) y con consumibles al 100%.	8,009	36767	6983,665	3,694	6,503	6,78	-8,196	29,571	-247,989
14. Llegada en lastre mal tiempo (bodega n° 4 inundada) y con consumibles al 10%.	7,585	34651	6816,307	3,477	6,872	6,896	-8,454	29,033	-280,412
15. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,06 m ³ /t) y consumibles al 100%.	6,956	31996	6620,996	-1,643	5,683	6,896	-8,454	29,033	-280,412

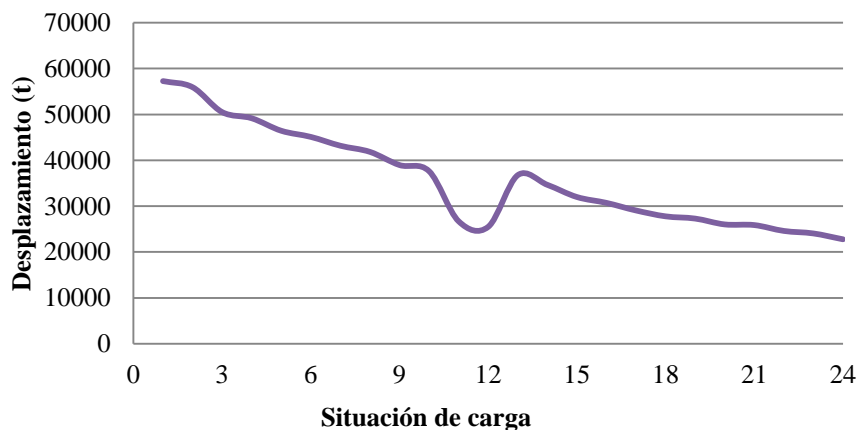
SITUACIÓN	Calado (m)	Desp. (t)	Superficie mojada (m ²)	Trimado (+ por popa) (m)	GMt (m)	Esf. Cortante máx en quebranto (t)	Esf. Cortante máx en arrufo (t)	Momento máx en quebranto (t·m)	Mto. Flecto máx en arrufo (t·m)
16. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,06 m ³ /t) y consumibles al 10%.	6,657	30718	6525,869	-3,286	6,03	4,868	-5,175	0,438	-200,059
17. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,25 m ³ /t) y consumibles al 100%.	6,373	29060	6394,255	-0,834	6,39	4,161	-4,761	1,458	-173,322
18. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,25 m ³ /t) y consumibles al 10%.	6,072	27783	6299,594	-2,476	6,819	4,463	-4,808	0,812	-191,402
19. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,40 m ³ /t) y consumibles al 100%.	6,023	27294	6257,561	-0,354	6,92	3,972	-4,823	1,698	-167,934
20. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,40 m ³ /t) y consumibles al 10%.	5,721	26021	6163,465	-2,004	7,411	4,273	-4,681	1,037	-186,158
21. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,55 m ³ /t) y consumibles al 100%.	5,741	25879	6148,092	0,033	7,413	3,836	-4,873	1,892	-163,593
22. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,55 m ³ /t) y consumibles al 10%.	5,438	24602	6053,525	-1,622	7,969	4,138	-4,73	1,217	-181,937
23. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,80 m ³ /t) y consumibles al 100%.	5,377	24052	6006,717	0,531	8,158	3,661	-4,937	2,135	-158,014
24. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,80 m ³ /t) y consumibles al 10%.	5,073	22776	5912,173	-1,13	8,814	3,965	-4,794	1,447	-176,487

Calado



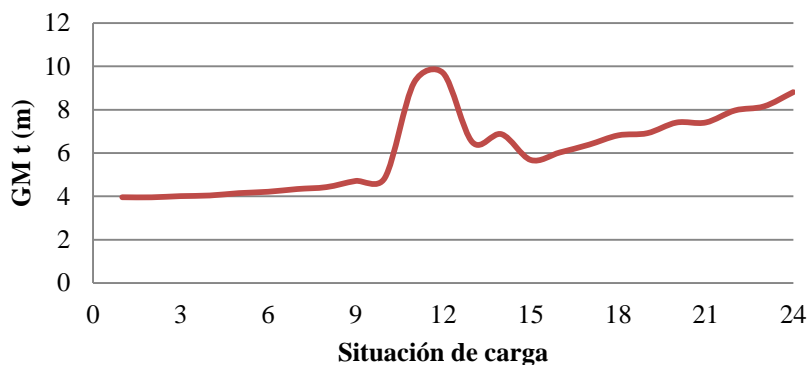
Gráfica 1. Representación del calado en función de la situación de carga

Desplazamiento



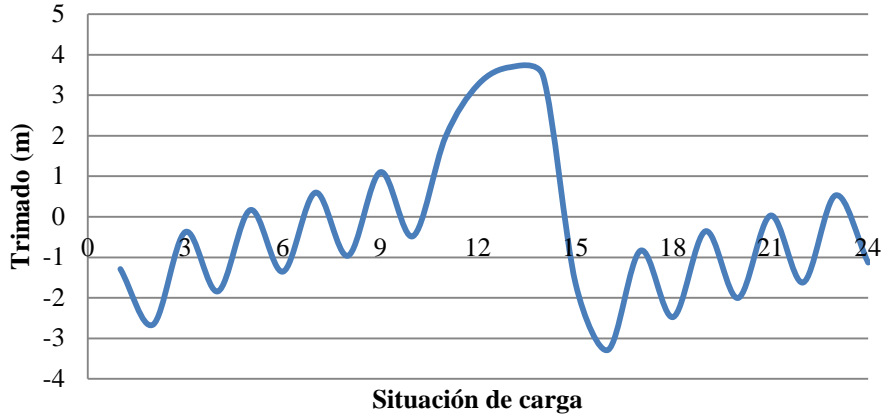
Gráfica 2. Representación del desplazamiento en función de la situación de carga

GMt



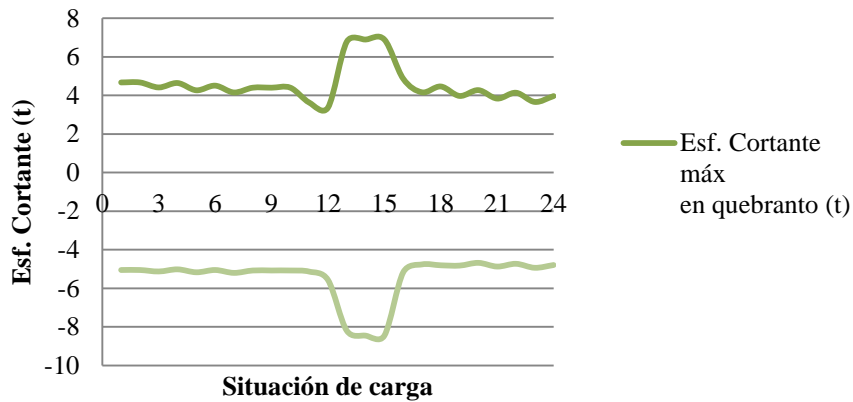
Gráfica 3. Representación de la altura metacéntrica transversal en función de la situación de carga

Trim (+ por popa)



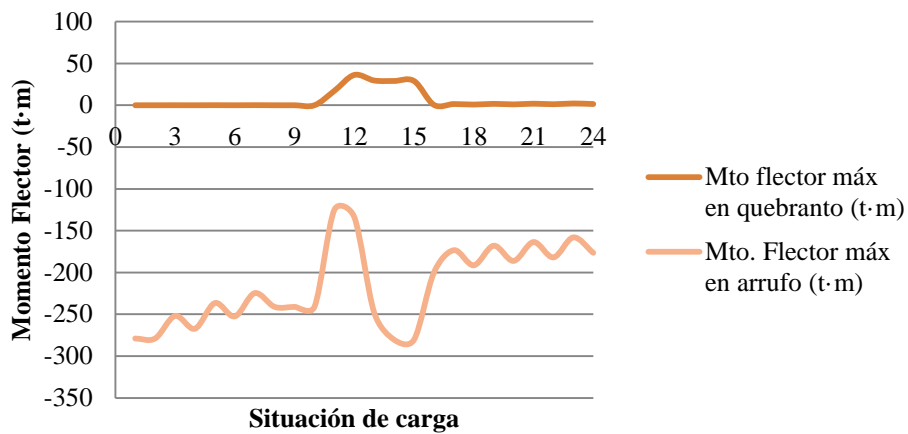
Gráfica 4. Representación del trimado en función de la situación de carga

Esfuerzos cortantes



Gráfica 5. Representación de los esfuerzos cortantes en función de la situación de carga

Momento Flector



Gráfica 6. Representación del momento flector en función de la situación de carga

Tabla 4. Resumen de los resultados para cada una de las situaciones de carga según la normativa de la IMO

SITUACIÓN DE CARGA	Área de 0 a 30°		Área de 0 a 40°		Área de 30 a 40°		Máx. GZ a 30° o sup.		Ángulo máx de GZ		GMT inicial	
	≥ 3,1513		≥ 5,1566		≥ 1,7189		≥ 0,2		≥ 25		≥ 0,15	
	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido
1. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,06) y consumibles al 100%	32,9428	SI	54,4306	SI	21,4878	SI	2,269	SI	42,7	SI	3,962	SI
2. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,06) y consumibles al 10%	33,0748	SI	55,1648	SI	22,0900	SI	2,337	SI	42,7	SI	3,957	SI
3. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,25) y consumibles al 100%	35,3900	SI	61,4700	SI	26,0800	SI	2,746	SI	41,8	SI	4,010	SI
4. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,25) y consumibles al 10%	35,7289	SI	62,3904	SI	26,6615	SI	2,807	SI	41,8	SI	4,042	SI
5. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,40) y consumibles al 100%	37,3200	SI	66,0800	SI	28,7600	SI	3,017	SI	41,8	SI	4,151	SI
6. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,40) y consumibles al 10%	37,8351	SI	67,1475	SI	29,3124	SI	3,072	SI	40,9	SI	4,216	SI
7. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,55) y consumibles al 100%	39,2600	SI	70,0300	SI	21,4878	SI	3,223	SI	40,9	SI	4,341	SI
8. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,55) y consumibles al 10%	39,9500	SI	71,2384	SI	31,2884	SI	3,273	SI	40,9	SI	4,429	SI
9. Salida cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,80) y consumibles al 100%	42,3813	SI	75,4479	SI	33,0666	SI	3,466	SI	40,9	SI	4,713	SI
10. Llegada cargado al 100% con carga homogénea (factor de estiba 1,80) y consumibles al 10%	43,3119	SI	76,8288	SI	33,5170	SI	3,511	SI	40,9	SI	4,855	SI

SITUACIÓN DE CARGA	Área de 0 a 30°		Área de 0 a 40°		Área de 30 a 40°		Máx. GZ a 30° o sup.		Ángulo máx de GZ		GMT inicial	
	>= 3,1513		>= 5,1566		>=1,7189		>= 0,2		>= 25		>= 0,15	
	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido
11. Salida en lastre buen tiempo y con consumibles al 100%	74,0284	SI	123,577 4	SI	49,5489	SI	5,286	SI	44,5	SI	9,250	SI
12. Salida en lastre buen tiempo y con consumibles al 10%	76,0900	SI	125,800 0	SI	49,7000	SI	5,277	SI	44,5	SI	9,690	SI
13. Salida en lastre mal tiempo (bodega nº 4 inundada) y con consumibles al 100%.	55,7920	SI	98,4017	SI	42,6097	SI	4,581	SI	43,6	SI	6,503	SI
14. Llegada en lastre mal tiempo (bodega nº 4 inundada) y con consumibles al 10%.	58,2800	SI	102,100 0	SI	43,8300	SI	4,717	SI	43,6	SI	6,872	SI
15. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,06 m ³ /t) y consumibles al 100%.	53,1500	SI	90,0700	SI	36,9200	SI	3,850	SI	40,9	SI	6,196	SI
16. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,06 m ³ /t) y consumibles al 10%.	51,4771	SI	87,4206	SI	35,9435	SI	3,731	SI	40,0	SI	6,029	SI
17. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,25 m ³ /t) y consumibles al 100%.	53,9000	SI	90,5800	SI	36,6800	SI	3,805	SI	40,0	SI	6,390	SI
18. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,25 m ³ /t) y consumibles al 10%.	56,1657	SI	93,2052	SI	37,0395	SI	3,819	SI	40,0	SI	6,818	SI
19. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,40 m ³ /t) y consumibles al 100%.	56,9800	SI	94,2500	SI	37,2600	SI	3,843	SI	40,0	SI	6,918	SI

SITUACIÓN DE CARGA	Área de 0 a 30°		Área de 0 a 40°		Área de 30 a 40°		Máx. GZ a 30° o sup.		Ángulo máx de GZ		GMT inicial	
	≥ 3,1513		≥ 5,1566		≥ 1,7189		≥ 0,2		≥ 25		≥ 0,15	
	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido
20. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,40 m ³ /t) y consumibles al 10%.	59,4909	SI	97,0757	SI	37,5848	SI	3,849	SI	40,0	SI	7,411	SI
21. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,55 m ³ /t) y consumibles al 100%.	59,7400	SI	97,3900	SI	37,6600	SI	3,859	SI	40,0	SI	7,412	SI
22. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,55 m ³ /t) y consumibles al 10%.	62,4583	SI	100,419 0	SI	37,9607	SI	3,862	SI	39,1	SI	7,969	SI
23. Salida cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,80 m ³ /t) y consumibles al 100%.	63,6600	SI	101,700 0	SI	38,0700	SI	3,863	SI	39,1	SI	8,157	SI
24. Llegada cargado en bodegas 1, 3, y 5 con carga homogénea (factor de estiba 1,80 m ³ /t) y consumibles al 10%.	66,6964	SI	105,079 5	SI	38,3830	SI	3,868	SI	38,2	SI	8,815	SI

2.2.Situaciones de carga con el buque en avería

1. Avería en el Pique de popa
2. Avería en la Cámara de Máquinas
3. Avería en la Bodega 6
4. Avería en la Bodega 5
5. Avería en la Bodega 4
6. Avería en la Bodega 3
7. Avería en la Bodega 2
8. Avería en la Bodega 1
9. Avería en el Pique de Proa
10. Avería en el Pique de popa y la Cámara de Máquinas
11. Avería en la Cámara de Máquinas y la Bodega 6
12. Avería en la Bodega 6 y la Bodega 5
13. Avería en la Bodega 5 y la Bodega 4
14. Avería en la Bodega 4 y la Bodega 3
15. Avería en la Bodega 3 y la Bodega 2
16. Avería en la Bodega 2 y la Bodega 1
17. Avería en la Bodega 1 y el Pique de proa

Los resultados de las distintas situaciones de carga son recogidas en el Anexo II, en esta se han realizado, al igual que anteriormente, los cálculos referentes al equilibrio, la resistencia longitudinal y la estabilidad a grandes ángulos.

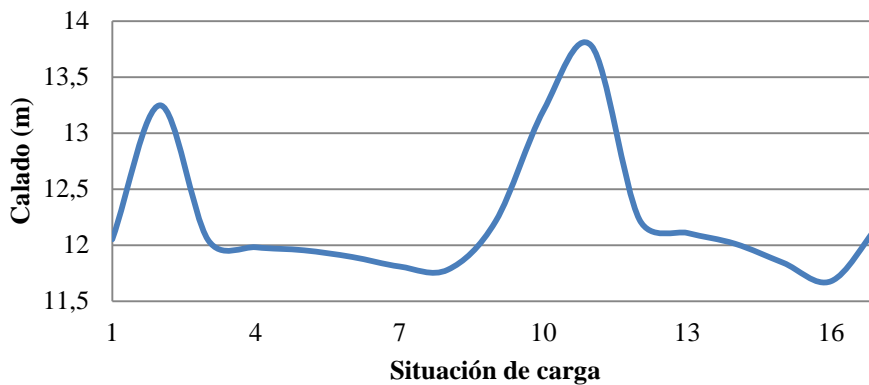
Se ha comprobado que se cumplan los requisitos establecidos por el SOLAS, definidos en dicho anexo.

Al igual que en la situación de buque intacto se han realizado dos tablas en las que se recoge por un lado un resumen de las características para cada situación de carga y en la otra tabla un resumen de los resultados obtenidos para el cumplimiento de la IMO.

Tabla 5. Representación de las características principales en función de la situación de carga

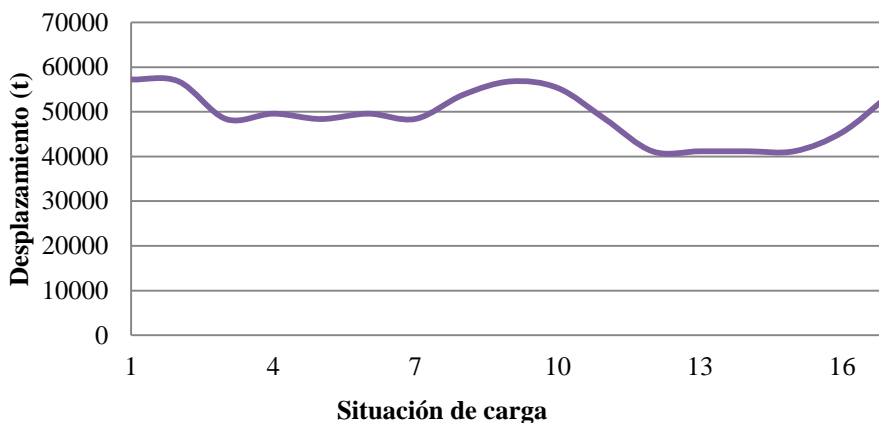
SITUACIÓN	Calado (m)	Desp. (t)	Superficie mojada (m²)	Trimado (+ por popa) (m)	GMt (m)	Esf. Cortante máx en quebranto (t)	Esf. Cortante máx en arrufo (t)	Momento máx en quebranto (t·m)	Mto. Flecto máx en arrufo (t·m)
1. Avería en el Pique de popa	12,052	57245	8593,179	-0,911	3,938	4,575	-5,128	0,126	-272,939
2. Avería en la CM	13,249	56810	9290,818	9,82	5,061	3,176	-6,139	-0,237	-209,588
3. Avería en la B6	12,046	48388	8819,918	3,301	3,994	4,232	-5,6	9,837	-281,45
4. Avería en la B5	11,981	49590	8783,356	2,887	3,976	4,326	-5,532	11,382	-287,308
5. Avería en la B4	11,954	48387	8767,063	2,701	3,936	4,372	-5,75	11,997	-288,62
6. Avería en la B3	11,895	49590	8741,55	2,676	3,946	4,155	-5,808	12,387	-281,282
7. Avería en la B2	11,809	48420	8713,519	2,938	3,934	4,219	-5,742	12,199	-281,112
8. Avería en la B1	11,78	53802	8706,116	3,106	4,059	4,23	-5,787	11,907	-283,417
9. Avería en el Pique de proa	12,213	56806	8801,246	0,655	4,106	4,308	-5,347	15,637	-240,371
10. Avería en el Pique de popa y la CM	13,204	55331	9272,731	9,448	4,911	3,264	-6,054	-0,239	-215,787
11. Avería en la CM y la B6	13,78	48365	9967,084	11,361	5,98	3,384	-5,647	-0,231	-216,858
12. Avería en la B6 y B5	12,229	41146	8900,126	3,558	3,878	4,455	-5,276	8,08	-292,168
13. Avería en la B5 y B4	12,109	41171	8835,357	2,853	3,816	4,598	-5,503	10,729	-299,356
14. Avería en la B4 y B3	12,012	41171	8788,329	2,598	3,776	4,362	-5,829	11,949	-291,701
15. Avería en la B3 y B2	11,843	41204	8724,64	2,845	3,769	4,205	-5,784	12,223	-282,194
16. Avería en la B2 y B1	11,678	45416	8672,006	3,472	3,928	4,285	-5,757	11,489	-286,374
17. Avería en la B1 y el Pique de Proa	12,185	53801	8795,109	0,788	4,078	4,289	-5,367	15,518	-240,604

Calado



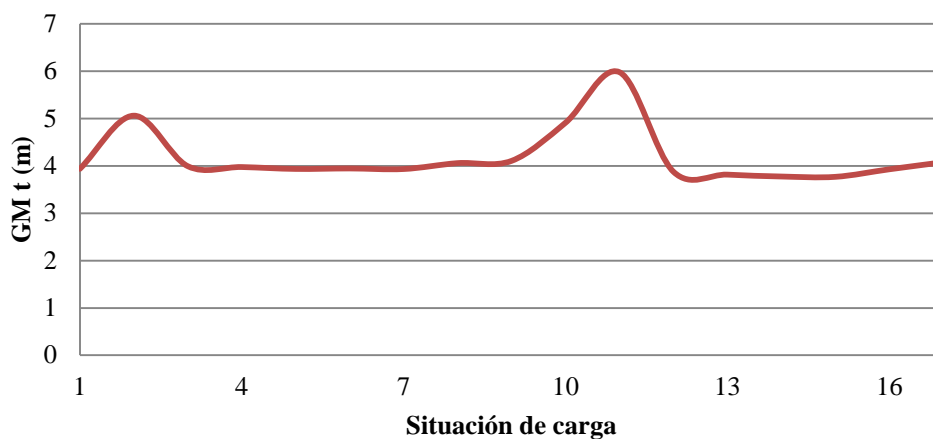
Gráfica 7. Representación del calado en función de la situación de carga

Desplazamiento



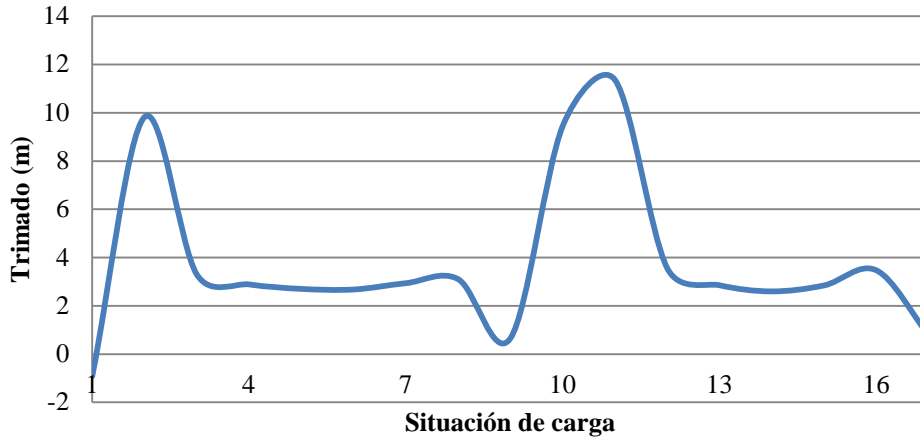
Gráfica 8. Representación del desplazamiento en función de la situación de carga

GMt



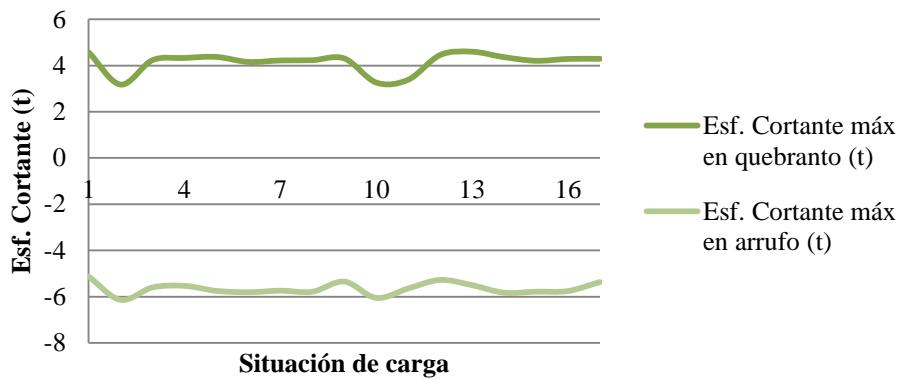
Gráfica 9. Representación de la altura metacéntrica transversal en función de la situación de carga

Trim (+ por popa)



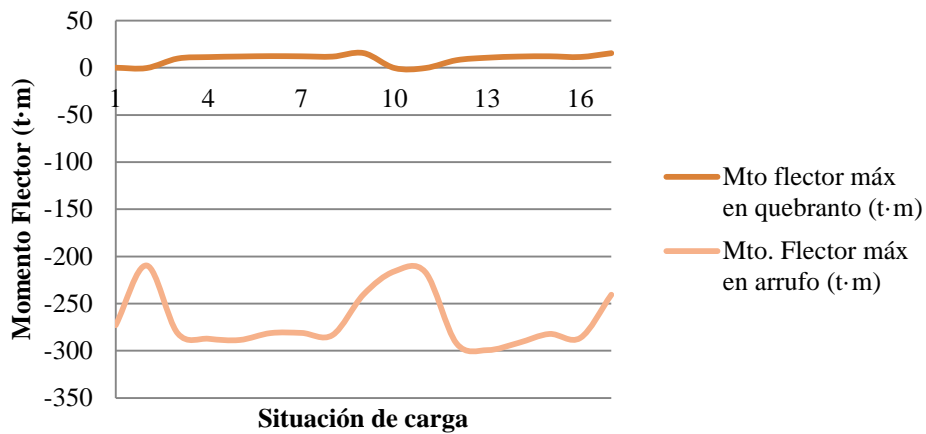
Gráfica 10. Representación del trimado en función de la situación de carga

Esfuerzos cortantes



Gráfica 11. Representación de los esfuerzos cortantes en función de la situación de carga

Momento Flector



Gráfica 12. Representación del momento flector en función de la situación de carga

Tabla 6. Resumen de los resultados para cada una de las situaciones de carga según la normativa de la IMO

SITUACIONES DE CARGA	Rango estabilidad positiva		Área residual debajo de GZ		GM residual con inundación simétrica	
	≥ 15		≥ 0,8594		≥ 0,05	
	Valor	Válido	Valor	Válido	Valor	Válido
1. Avería en el Pique de popa	89,8	SI	18,12	SI	3,937	SI
2. Avería en la CM	89,4	SI	18,003	SI	5,061	SI
3. Avería en la B6	90,4	SI	18,65	SI	3,994	SI
4. Avería en la B5	90,4	SI	18,48	SI	3,975	SI
5. Avería en la B4	90,5	SI	18,33	SI	3,935	SI
6. Avería en la B3	90,5	SI	18,3	SI	3,945	SI
7. Avería en la B2	90,5	SI	18,3	SI	3,933	SI
8. Avería en la B1	89,6	SI	18,32	SI	4,058	SI
9. Avería en el Pique de proa	90,4	SI	18,85	SI	4,105	SI
10. Avería en el Pique de popa y la CM	89,4	SI	18,09	SI	4,962	SI
11. Avería en la CM y la B6	90,3	SI	20,35	SI	6,012	SI
12. Avería en la B6 y B5	90,6	SI	18,75	SI	3,871	SI
13. Avería en la B5 y B4	90,6	SI	18,28	SI	3,814	SI
14. Avería en la B4 y B3	90,6	SI	18,04	SI	3,775	SI
15. Avería en la B3 y B2	90,6	SI	17,95	SI	3,768	SI
16. Avería en la B2 y B1	90,3	SI	17,96	SI	3,928	SI
17. Avería en la B1 y el Pique de Proa	90,3	SI	18,77	SI	4,079	SI

ANEXO I: BUQUE INTACTO

ANEXO II: BUQUE EN AVERÍAS