



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica**

**Trabajo Fin de Grado**

Octubre de 2015

**Estimación y comparación de la resistencia al avance de  
formas de buques de pesca con pantoque redondeado  
mediante diferentes métodos numéricos**

**Titulación:** Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos

**Autor:** Daniel García López

**Directores:** Domingo L. García López

José Enrique Gutiérrez Romero

*A mi bisabuela Carmelina,  
por haber formado una gran familia*

## AGRADECIMIENTOS

En primer lugar me gustaría dar las gracias a mi profesora de historia Ana Sánchez, porque sin su ayuda y sus consejos a la hora de la búsqueda y elección tanto de la carrera que quería cursar como del lugar en el que la quería hacer, no hubiera sido posible haber llegado hasta aquí con la maravillosa gente que he conocido.

A todos mis amigos y compañeros por estar ahí tanto en lo bueno como en lo malo, por ayudarme y facilitarme las cosas en muchas ocasiones y por complicármelas en otras, aunque esto ha hecho que tenga más experiencia día tras día.

A los profesores que me han dado clase durante estos 4 años, aguantándome a mí, a mis preguntas, a mis tutorías, a mi falta de conocimiento en las asignaturas correspondientes, pero que sin duda han estado ahí para ayudarme en lo que han podido.

A D. Mariano Hernández Albaladejo, que aunque fuera en mi primer año de carrera lo voy a recordar como si fuera ayer, decidió suspenderme un examen porque vio que podía hacerlo mucho mejor de lo que lo hice, con la condición de que esa nueva oportunidad no fuera en vano. Gracias a él obtuve una Matrícula de Honor en la asignatura. Gracias Mariano por confiar en mí.

A D. Domingo García López, director de la escuela de navales y de mi proyecto, por tener paciencia y sensatez en sus decisiones, por facilitarme las cosas en la búsqueda de información y respuestas, tanto en clase y tutorías como con este proyecto, por haber hecho posible con la ayuda de otros ese gran acto de graduación tan emotivo que por la situación y el ambiente me sacó sinceramente alguna que otra lágrima.

Al Dr. José Enrique Gutiérrez Romero, merecidísimo padrino de nuestra graduación, por ayudarme de primera mano con un proyecto tan interesante como éste, por su ayuda en el manejo del programa Tdyn y todos sus consejos y comentarios sobre la redacción del proyecto, por su inagotable paciencia por lidiar con un elemento como yo a través de tutorías, en clase, sacando tiempo de donde no lo había para ayudar en lo que pudiera aún en momentos en los que no se encontraba en condiciones de hacerlo y por ser un intermediario con profesores por la confianza y cercanía que tenemos hacia él.

A toda mi familia, que no es poca, que siempre me preguntaban cómo estaba, cómo me iba la carrera, cómo me habían salido los exámenes y algún despistado que otro que qué estaba estudiando.

A mi hermana Laura por ayudar y cuidar a su hermano pequeño durante todos estos años, por querer siempre que me pase lo mejor y por enfadarse conmigo sin razón alguna.

A mi padre por trabajar sin descanso para que ni a mi hermana ni a mí nos faltara nunca de nada, dejándose las dos rodillas cada vez que se sube a un árbol para talarlo todo por una miseria al día, incluso ahora más todavía al tener sus dos hijos estudiando en la universidad, uno Ingeniería Naval y la otra Medicina, bromeando (creo) diciendo que con que cada uno de nosotros le diéramos una 'paguilla' de 450 euros al mes se conformaba.

Y por último y no menos importante, sino todo lo contrario, he querido dejar a la persona que sin duda más me ha ayudado dentro de lo que buenamente ha podido en el aspecto personal, dándome consejos, hablando conmigo y escuchándome todo el

tiempo, sin descanso, preocupándose por mí como buena madre que es, diciéndome lo que valía, que confiara más en mí mismo y lo orgullosa que estaba de mí y de mi hermana. A ti mamá, que con tu apoyo y tus constantes preguntas día sí y día también sobre cómo llevaba el proyecto, si lo había terminado ya y otras muchas preguntas, repitiéndome que estudiara y que hiciera lo que pudiera, que no pasaba nada si suspendía algún examen, que no era el fin del mundo, mientras hubiera estudiado que estuviera tranquilo, que una vez estaba hecho pensara en el siguiente. Siempre recordándome el origen tan humilde y sencillo que tenemos la gente de campo, que no me calle nada, que diga siempre las cosas pero siempre de buenas formas y con respeto, el respeto que me ha enseñado, infundado y transmitido, que ayudara a la gente y a mis compañeros en todo lo que pudiera. Gracias mamá por dedicarme mucho tiempo desde pequeño para que tomara un hábito de estudio para algún día alguien que viene de un pueblo pequeño como yo se convirtiera en alguien de provecho sin olvidar de dónde vengo.

A todas estas personas y a muchas otras que no he nombrado...

*Muchísimas gracias*

# ÍNDICE GENERAL

<b>LISTADO DE SÍMBOLOS</b> .....	9
----------------------------------	---

<b>PRÓLOGO</b> .....	21
----------------------	----

## **CAPÍTULO I - INTRODUCCIÓN A LOS BUQUES DE PESCA, DESCRIPCIÓN, CARACTERÍSTICAS GENERALES, FORMAS TÍPICAS Y OTRAS PARTICULARIDADES**

1. INTRODUCCIÓN .....	23
2. TIPOS DE BUQUES DE PESCA.....	25
2.1 Arrastrero .....	25
2.2 Cerquero.....	28
2.3 Palangrego .....	30
2.4 Nasero .....	32
3. FORMAS Y RESISTENCIA AL AVANCE DE UN BUQUE PESQUERO .....	33

## **CAPÍTULO II - INTRODUCCIÓN A LOS MÉTODOS DE PREDICCIÓN ESTADÍSTICA PARA BUQUES PESQUEROS CON FORMAS DE PANTOQUE REDONDEADO**

1. INTRODUCCIÓN .....	40
1.1 Elección del método numérico de predicción de resistencia .....	42
2. MÉTODO DE J. HOLTROP Y G. G. J. MENNEN .....	43
3. MÉTODO DE AMADEO GARCÍA GÓMEZ .....	49
4. MÉTODO DE VAN OORTMERSSEN .....	51
5. MÉTODO DE SANDER M. CALISAL Y DAN MCGREER .....	53

## **CAPÍTULO III – GENERACIÓN DE FORMAS**

1. INTRODUCCIÓN.....	56
2. ANÁLISIS PREVIO DE LA CALIDAD DE LAS FORMAS BASE ADOPTADAS.....	58
3. OBTENCIÓN DE LA GEOMETRÍA.....	61
3.1 Plano de formas .....	65
4. CURVA DE ÁREAS.....	66
5. CURVAS HIDROSTÁTICAS.....	68

5.1	Introducción .....	68
5.2	Metodología y aplicación.....	73
5.3	Resultados.....	75
5.3.1	Curvas hidrostáticas para los distintos trimados. ....	82

## **CAPÍTULO IV - APLICACIÓN DE LOS MÉTODOS DE PREDICCIÓN ESTADÍSTICA SELECCIONADOS**

1.	INTRODUCCIÓN .....	113
2.	MÉTODO DE J. HOLTROP Y G. G. J. MENNEN .....	114
3.	MÉTODO DE AMADEO GARCÍA GÓMEZ .....	119
3.1	Sin bulbo .....	119
3.2	Con bulbo.....	120
4.	MÉTODO DE VAN OORTMERSEN.....	122
5.	MÉTODO DE SANDER M. CALISAL Y DAN MCGREER .....	124
5.1	Plena Carga .....	124
5.2	Carga Parcial.....	125
6.	COMPARACIÓN DE RESULTADOS.....	127
7.	CONCLUSIONES .....	130

## **CAPÍTULO V - MÉTODOS DE ESTIMACIÓN DE POTENCIA MEDIANTE CFD**

1.	INTRODUCCIÓN .....	132
1.1	Historia de la CFD .....	132
1.2	Campos hidrodinámicos de la CFD .....	133
1.3	Ventajas e inconvenientes de la CFD .....	135
1.4	Validación de un código CFD.....	136
1.5	Aspectos teóricos .....	138
1.5.1	Mecánica de fluidos.....	138
1.5.1.1	Definición de fluido .....	138
1.5.1.2	Tipos de fluidos .....	139
1.5.1.3	Propiedades de un fluido.....	139
1.5.1.4	Clasificación de los flujos.....	142
1.5.2	Ecuaciones que gobiernan la dinámica de fluidos.....	144
1.5.2.1	Ecuación de Bernoulli.....	144

1.5.2.2	Ecuaciones de Navier-Stokes.....	145
1.5.2.2.1	La suposición de incompresibilidad.....	146
1.5.3	Capa límite.....	146
1.5.3.1	Desprendimiento de la capa límite.....	148
1.6	Modelos físico-matemáticos empleados en CFD's.....	149
1.6.1	Modelos de flujo potencial .....	149
1.6.2	Modelos para flujo ideal .....	150
1.6.3	Modelos para flujos ideales, estacionarios y rotacionales.....	150
1.6.4	Modelos parabólicos de las ecuaciones de Navier-Stokes .....	150
1.6.5	Solución directa de las ecuaciones de Navier -Stokes.....	151
1.6.6	Modelos de flujo incompresible .....	151
1.6.7	Modelos para la resolución de las turbulencias.....	152
1.6.7.1	Simulación directa de las ecuaciones (Direct Simulation, DS) .....	152
1.6.7.2	Simulación de grandes vórtices (Large Eddy Simulation, LES) .....	152
1.6.7.3	Modelos URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes).....	153
1.6.7.4	Modelos que promedian las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS)...	153
1.7	Modelos de turbulencia.....	154
1.7.1	Modelos algebraicos (de cero ecuaciones de cierre).....	155
1.7.2	Modelos de ecuación de energía cinética turbulenta.....	156
1.7.2.1	La ecuación de energía cinética turbulenta.....	156
1.7.3	Modelos de una ecuación de cierre.....	157
1.7.4	Modelos de dos ecuaciones de cierre .....	158
2.	METODOLOGÍA DEL ENSAYO DE REMOLQUE DE UNA CARENA .....	161
2.1	Proceso de cálculo de un código CFD .....	161
2.1.1	Pre-proceso .....	162
2.1.1.1	Creación o importación de la geometría .....	162
2.1.1.1.1	Creación del volumen de control .....	163
2.1.1.2	Asignación de condiciones de contorno .....	163
2.1.1.3	Materiales.....	172
2.1.1.4	Datos del problema .....	173
2.1.1.4.1	Discretización espacial.....	174
Clasificación de los métodos de discretización espacial.....	174	
Tipos de mallado .....	177	

Generación de la malla.....	179
Tamaño del elemento de malla .....	180
2.1.1.4.2 Discretización temporal .....	181
2.1.1.5 Selección del modelo de turbulencia adecuado .....	182
2.1.2 Cálculo.....	182
2.1.3 Post-proceso .....	183
2.2 Resumen de parámetros .....	183
3. APLICACIÓN EN UN CASO PRÁCTICO .....	184
3.1 Definición de la geometría.....	184
3.1.1 Generación del volumen de control.....	185
3.2 Asignación de las condiciones de contorno .....	186
3.2.1 Campo de presiones y de velocidades .....	186
3.2.2 Condiciones de la capa límite.....	187
3.2.3 Mallado.....	189
3.2.4 Modelo de turbulencia .....	191
3.3 Visión, análisis y comparación de resultados .....	199
4. CONCLUSIONES .....	224
<b>CAPÍTULO VI - COMPARACIÓN, CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS</b>	
1. COMPARACIÓN DE MÉTODOS.....	226
2. CONCLUSIONES .....	229
3. TRABAJOS FUTUROS .....	232
4. BIBLIOGRAFÍA.....	233



## LISTADO DE SÍMBOLOS

$A_{BT}$	Área transversal del bulbo
$A_f$	Área de la flotación
$A_{TR}$	Área sumergida del espejo
$A_{\otimes}$	Área de la sección maestra
$B$	Manga
$B_{max}$	Manga máxima en la flotación
$BM_l$	Radio metacéntrico longitudinal
$BM_t$	Radio metacéntrico transversal
$C$	Número de Courant
$C_A$	Coefficiente de correlación modelo-buque
$C_B$	Coefficiente de bloque
$C_D$	Coefficiente de cierre del modelo
$C_F$	Coefficiente de resistencia de fricción; Coeficiente de la flotación
$C_M$	Coefficiente de la maestra
$C_P$	Coefficiente prismático (horizontal)
$C_{PV}$	Coefficiente prismático vertical
$C_R$	Coefficiente de resistencia residuo
$C_T$	Coefficiente de resistencia total
$C_{\epsilon}$	Constante empírica
$C_{\mu}$	Constante empírica
$e$	Energía interna por unidad masa
$f$	Fuerza de volumen; Densidad de fuerza másica
$F_n$	Fuerza normal a la superficie
$F_S$	Fuerza de superficie
$F_t$	Fuerza tangencial a la superficie
$Fr$	Número de Froude
$Fr_{Bb}$	Número de Froude correspondiente al bulbo
$Fr_{max}$	Número de Froude máximo
$Fr_{NT}$	Número de Froude referido al área sumergida del espejo
$g$	Aceleración de la gravedad
$h$	Entalpía; Altura
$h_B$	Altura del c.d.g. de la sección del bulbo en la perpendicular de proa

$h_i$	Tamaño del elemento de malla
$H_{CP}$	Puntal a la cubierta principal
$H_{CS}$	Puntal a la cubierta superior
$i_E$	Semiángulo de entrada en la flotación
$k$	Energía cinética turbulenta; Conductividad térmica; Velocidad de escala
$K_S$	Rugosidad del casco
$KB$	Altura del centro de carena sobre la base
$KM_l$	Altura metacéntrica longitudinal
$KM_t$	Altura metacéntrica transversal
$l$	Longitud de escala turbulenta
$l_B$	Eslora del bulbo
$l_{mix}$	Longitud de mezcla
$L$	Eslora
$L_c$	Longitud de la cuchara
$L_D$	Eslora de desplazamiento
$L_F$	Eslora en la flotación
$L_0$	Longitud de onda
$L_{PP}$	Eslora entre perpendiculares
$LCB$	Posición longitudinal del centro de carena
$LCF$	Posición longitudinal del centro de flotación
$m$	Masa
$MTC$	Momento para alterar el trimado un centímetro
$\vec{n}$	Vector normal a una superficie
$NOS$	Número mínimo de intervalos temporales
$NOS_f$	Número final de intervalos temporales
$p$	Presión
$P$	Presión absoluta
$P_{PP}$	Perpendicular de popa
$P_{PR}$	Perpendicular de proa
$\dot{q}$	Deposición de calor por unidad de masa
$r$	Factor de crecimiento asignado
$R_A$	Resistencia debida al coeficiente de correlación modelo-buque
$R_{AP}$	Resistencia de los apéndices
$R_B$	Resistencia de presión producida por el bulbo
$R_F$	Resistencia de fricción

$R_g$	Constante del gas
$R_T$	Resistencia total
$R_{TR}$	Resistencia debida a la inmersión del espejo
$R_V$	Resistencia viscosa
$R_W$	Resistencia por formación de olas
$Re$	Número de Reynolds
$S$	Superficie mojada del buque
$S_{AP}$	Superficie mojada de los apéndices
$S_B$	Superficie mojada del bulbo
$S_{CAP}$	Superficie mojada del buque con apéndices
$S_{TB}$	Superficie mojada de la tobera
$S_{TCC}$	Superficie mojada del timón y del codaste cerrado
$t$	Tiempo
$T$	Calado; Temperatura
$T_m$	Calado medio
$T_{PP}$	Calado en la perpendicular de popa
$T_{PR}$	Calado en la perpendicular de proa
$T_{sim}$	Tiempo de simulación
$TCl$	Toneladas por centímetro de inmersión
$TIL$	Nivel de intensidad de turbulencia
$u$	Componente $x$ de la velocidad; Componente fluctuante de la velocidad
$\bar{u}$	Valor medio de la velocidad
$u_\tau$	Velocidad de fricción en la pared
$U$	Velocidad promediada en el tiempo
$U^+$	Velocidad promediada en el tiempo adimensional
$v$	Componente $y$ de la velocidad; Volumen específico
$v'$	Velocidad local
$v_t$	Velocidad media del fluido
$V$	Velocidad el buque; Volumen
$w$	Componente $z$ de la velocidad
$x$	Longitud del flujo laminar
$y$	Distancia normal a la pared
$y^+$	Distancia adimensional a la pared
$\Delta$	Desplazamiento
$\nabla$	Volumen de carena o de desplazamiento

$\nabla^2$	Operador de Laplace
$\delta$	Espesor de la capa límite
$\delta t$	Incremento de tiempo
$\delta t_f$	Incremento de tiempo final
$\varepsilon$	Disipación de energía cinética turbulenta
$\lambda$	Longitud de onda
$\tau$	Esfuerzo cortante; Tensiones de Reynolds
$\tau_n$	Esfuerzo cortante normal
$\tau_t$	Esfuerzo cortante tangencial
$\tau_w$	Esfuerzo cortante en la pared
$\mu$	Viscosidad dinámica
$\mu_t$	Viscosidad dinámica turbulenta
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\omega$	Rango específico de disipación de energía
$\rho$	Densidad
$\otimes$	Sección media

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 2.1.</b> Rango de aplicación del método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen. ....	43
<b>Tabla 2.2.</b> Valores del coeficiente $C_{stem}$ . ....	44
<b>Tabla 2.3.</b> Valores de $(1 + k_2)$ para varios tipos de apéndices. ....	45
<b>Tabla 2.4.</b> Valores del coeficiente $C_7$ . ....	45
<b>Tabla 2.5.</b> Valores del coeficiente $C_{16}$ . ....	46
<b>Tabla 2.6.</b> Valores del coeficiente $C_{15}$ . ....	46
<b>Tabla 2.7.</b> Valores del coeficiente $\lambda$ . ....	46
<b>Tabla 2.8.</b> Valores del coeficiente $C_6$ . ....	47
<b>Tabla 2.9.</b> Valores del coeficiente $C_4$ . ....	48
<b>Tabla 2.10.</b> Rango de aplicación del método de Amadeo García. ....	49
<b>Tabla 2.11.</b> Rango de aplicación del método de Van Oortmersen. ....	51
<b>Tabla 2.12.</b> Valores de los coeficientes $d_{i,j}$ de la regresión. ....	52
<b>Tabla 2.13.</b> Valores del coeficiente $C_A$ según distintas correcciones. ....	52
<b>Tabla 2.14.</b> Rango de aplicación del método de Sander M. Calisal y Dan McGreer. ...	53
<b>Tabla 2.15.</b> Valores de los coeficientes $d_{i,j}$ para un coeficiente de bloque $C_B = 0,531$ . 54	54
<b>Tabla 2.16.</b> Valores de los coeficientes $d_{i,j}$ para un coeficiente de bloque $C_B = 0,615$ . 54	54
<b>Tabla 2.17.</b> Valores de los coeficientes $a_i$ para la situación de plena carga y carga parcial. ....	54
<b>Tabla 3.1.</b> Características del buque base. ....	58
<b>Tabla 3.2.</b> Base de datos de buques arrastreros. ....	74
<b>Tabla 3.3.</b> Características hidrostáticas del casco al calado de proyecto. ....	75
<b>Tabla 3.4.</b> Características hidrostáticas del casco para un trimado de -0,5 m. ....	77
<b>Tabla 3.5.</b> Características hidrostáticas del casco para un trimado de 0 m. ....	78
<b>Tabla 3.6.</b> Características hidrostáticas del casco para un trimado de +0,5 m. ....	79
<b>Tabla 3.7.</b> Características hidrostáticas del casco para un trimado de +1 m. ....	80
<b>Tabla 3.8.</b> Características hidrostáticas del casco para un trimado de +1,5 m. ....	81
<b>Tabla 4.1.</b> Valores de las características del buque, bulbo y el agua. ....	113
<b>Tabla 4.2.</b> Valores de las componentes de la resistencia obtenidas mediante el método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen. ....	114
<b>Tabla 4.3.</b> Valores de la resistencia viscosa y por formación de olas respecto a la resistencia total. ....	117
<b>Tabla 4.4.</b> Valores de la resistencia del casco sin bulbo obtenidos mediante el método de Amadeo García Gómez. ....	119
<b>Tabla 4.5.</b> Valores de la resistencia del casco con bulbo obtenidos mediante el método de Amadeo García Gómez. ....	120
<b>Tabla 4.6.</b> Valores de la resistencia obtenidos mediante el método de Van Oortmersen. .....	122
<b>Tabla 4.7.</b> Valores de la resistencia a plena carga obtenidos mediante el método de Sander M. Calisal y Dan McGreer. ....	124

<b>Tabla 4.8.</b> Valores de la resistencia a carga parcial obtenidos mediante el método de Sander M. Calisal y Dan McGreer. ....	125
<b>Tabla 4.9.</b> Comparación de los valores de las resistencias obtenidos mediante los distintos métodos de predicción estadística. ....	127
<b>Tabla 5.1.</b> Valores de TIL en función del número de Froude. ....	164
<b>Tabla 5.2.</b> Coordenadas de los puntos que forman el volumen de control. ....	185
<b>Tabla 5.3.</b> Valores de la longitud del flujo laminar 'x' para las distintas velocidades. ....	188
<b>Tabla 5.4.</b> Valores de los parámetros de turbulencia iniciales para 20 nudos. ....	188
<b>Tabla 5.5.</b> Características de los distintos mallados empleados en el análisis de sensibilidad. ....	189
<b>Tabla 5.6.</b> Valores de los parámetros de turbulencia para las distintas velocidades. ...	197
<b>Tabla 5.7.</b> Valores iniciales de los parámetros referentes a la discretización espacial para las distintas velocidades. ....	198
<b>Tabla 5.8.</b> Valores de los parámetros referentes a la discretización temporal para las distintas velocidades. ....	198
<b>Tabla 5.9.</b> Valores de las distancias de los cortes para la obtención del perfil de olas respecto a crujía. ....	198
<b>Tabla 5.10.</b> Valores de la resistencia para los distintos modelos de turbulencia seleccionados. ....	199
<b>Tabla 5.11.</b> Valores de la resistencia viscosa y por formación de olas respecto a la resistencia total. ....	201
<b>Tabla 6.1.</b> Comparación de los valores de las resistencias obtenidos mediante los distintos métodos de predicción de resistencia. ....	229
<b>Tabla 6.2.</b> Comparación de métodos de predicción de resistencia respecto al de Calisal (plena carga) para distintas velocidades. ....	233

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.1.</b> Maniobra de arrastre por popa. ....	26
<b>Figura 1.2.</b> Buque pesquero arrastrero. ....	27
<b>Figura 1.3.</b> Maniobra de cerco. ....	28
<b>Figura 1.4.</b> Buque atunero ‘Euskadi Alai’. ....	29
<b>Figura 1.5.</b> Cobrado de la línea por popa (izquierda) y por el costado (derecha). ....	30
<b>Figura 1.6.</b> Buque palangrero ‘Novo Airiños’. ....	31
<b>Figura 1.7.</b> Buque nasero ‘Northwestern’. ....	32
<b>Figura 1.8.</b> Evolución de las formas de las cuadernas en las embarcaciones de pesca. ....	36
<b>Figura 1.9.</b> Evolución de las proas y popas de las embarcaciones de pesca. ....	37
<b>Figura 1.10.</b> Representación del “slamming” de un buque. ....	38
<b>Figura 3.1.</b> Plano de formas del buque base. ....	62
<b>Figura 3.2.</b> ‘Esqueleto’ del casco del buque base. ....	63
<b>Figura 3.3.</b> Superficie del casco del buque base. ....	63
<b>Figura 3.4.</b> Superficie del casco afin. ....	64
<b>Figura 3.5.</b> Superficie del casco a estudiar hidrodinámicamente. ....	73
<b>Figura 5.1.</b> Representación de la zona objetivo de las técnicas numéricas. ....	136
<b>Figura 5.2.</b> Fluido entre dos placas planas. ....	140
<b>Figura 5.3.</b> Fuerzas de superficie. ....	141
<b>Figura 5.4.</b> Perfil de velocidades en un flujo ideal y real. ....	142
<b>Figura 5.5.</b> Flujo laminar y turbulento. ....	144
<b>Figura 5.6.</b> Evolución de la capa límite. ....	147
<b>Figura 5.7.</b> Flujo laminar y turbulento sobre una placa plana lisa. ....	147
<b>Figura 5.8.</b> Evolución de la capa límite hacia un punto de separación. ....	148
<b>Figura 5.9.</b> Promediado de una ecuación. ....	154
<b>Figura 5.10.</b> Formación de vórtices de Von Karman en un cilindro sumergido. ....	155
<b>Figura 5.11.</b> Pasos a seguir en el análisis de un problema de elementos finitos. ....	162
<b>Figura 5.12.</b> Esquema del comportamiento del flujo hidrodinámico alrededor de una carena. ....	167
<b>Figura 5.13.</b> Dominio real cerca de la pared (izquierda) y aproximación de la ley de la pared. ....	168
<b>Figura 5.14.</b> Esquemas de los posibles regímenes de flujo que pueden aparecer en una popa de espejo. ....	170
<b>Figura 5.15.</b> Situación de la zona donde es necesario prescribir $\beta$ en los flujos con popa de espejo. ....	171
<b>Figura 5.16.</b> Método de los elementos de contorno. ....	174
<b>Figura 5.17.</b> Método de las diferencias finitas. ....	175
<b>Figura 5.18.</b> Método de los elementos finitos. ....	176
<b>Figura 5.19.</b> Método de los volúmenes finitos. ....	176
<b>Figura 5.20.</b> Ejemplo de mallado estructurado. ....	177
<b>Figura 5.21.</b> Ejemplo de mallado no estructurado. ....	178

<b>Figura 5.22.</b> Ejemplo de mallado multibloque.....	179
<b>Figura 5.23.</b> Ejemplo de convergencia de las fuerzas de presión para la velocidad de 20 nudos.....	183
<b>Figura 5.24.</b> Parámetros iniciales a introducir en Tdyn.....	183
<b>Figura 5.25.</b> Casco del buque dividido a una altura de 4 metros.....	184
<b>Figura 5.26.</b> Volumen de control.....	185
<b>Figura 5.27.</b> Identificación de las entidades geométricas en capas.....	186
<b>Figura 5.28.</b> Campo de velocidades.....	187
<b>Figura 5.29.</b> Campo de presiones.....	187
<b>Figura 5.30.</b> Comparación entre los diferentes mallados.....	190
<b>Figura 5.31.</b> Distribución de presiones en el casco a 3 nudos.....	203
<b>Figura 5.32.</b> Distribución de presiones en la superficie libre a 3 nudos.....	203
<b>Figura 5.33.</b> Distribución de presiones en el volumen de control a 3 nudos.....	203
<b>Figura 5.34.</b> Distribución de velocidades en el casco a 3 nudos.....	204
<b>Figura 5.35.</b> Distribución de velocidades en la superficie libre a 3 nudos.....	204
<b>Figura 5.36.</b> Distribución de velocidades en el volumen de control a 3 nudos.....	204
<b>Figura 5.37.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 3 nudos.....	205
<b>Figura 5.38.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 3 nudos.....	205
<b>Figura 5.39.</b> Mapa de olas en el volumen de control a 3 nudos.....	205
<b>Figura 5.40.</b> Distribución de presiones en el casco a 5 nudos.....	207
<b>Figura 5.41.</b> Distribución de presiones en la superficie libre a 5 nudos.....	207
<b>Figura 5.42.</b> Distribución de presiones en el volumen de control a 5 nudos.....	207
<b>Figura 5.43.</b> Distribución de velocidades en el casco a 5 nudos.....	208
<b>Figura 5.44.</b> Distribución de velocidades en la superficie libre a 5 nudos.....	208
<b>Figura 5.45.</b> Distribución de velocidades en el volumen de control a 5 nudos.....	208
<b>Figura 5.46.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 5 nudos.....	209
<b>Figura 5.47.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 5 nudos.....	209
<b>Figura 5.48.</b> Mapa de olas en el volumen de control a 5 nudos.....	209
<b>Figura 5.49.</b> Distribución de presiones en el casco a 10 nudos.....	211
<b>Figura 5.50.</b> Distribución de presiones en la superficie libre a 10 nudos.....	211
<b>Figura 5.51.</b> Distribución de presiones en el volumen de control a 10 nudos.....	211
<b>Figura 5.52.</b> Distribución de velocidades en el casco a 10 nudos.....	212
<b>Figura 5.53.</b> Distribución de velocidades en la superficie libre a 10 nudos.....	212
<b>Figura 5.54.</b> Distribución de velocidades en el volumen de control a 10 nudos.....	212
<b>Figura 5.55.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 10 nudos.....	213
<b>Figura 5.56.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 10 nudos.....	213
<b>Figura 5.57.</b> Mapa de olas en el volumen de control a 10 nudos.....	213
<b>Figura 5.58.</b> Distribución de presiones en el casco a 15 nudos.....	215
<b>Figura 5.59.</b> Distribución de presiones en la superficie libre a 15 nudos.....	215
<b>Figura 5.60.</b> Distribución de presiones en el volumen de control a 15 nudos.....	215
<b>Figura 5.61.</b> Distribución de velocidades en el casco a 15 nudos.....	216
<b>Figura 5.62.</b> Distribución de velocidades en la superficie libre a 15 nudos.....	216
<b>Figura 5.63.</b> Distribución de velocidades en el volumen de control a 15 nudos.....	216
<b>Figura 5.64.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 15 nudos.....	217



<b>Figura 5.65.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 15 nudos. ....	217
<b>Figura 5.66.</b> Mapa de olas en el volumen de control a 15 nudos. ....	217
<b>Figura 5.67.</b> Distribución de presiones en el casco a 20 nudos. ....	219
<b>Figura 5.68.</b> Distribución de presiones en la superficie libre a 20 nudos. ....	219
<b>Figura 5.69.</b> Distribución de presiones en el volumen de control a 20 nudos. ....	219
<b>Figura 5.70.</b> Distribución de velocidades en el casco a 20 nudos. ....	220
<b>Figura 5.71.</b> Distribución de velocidades en la superficie libre a 20 nudos. ....	220
<b>Figura 5.72.</b> Distribución de velocidades en el volumen de control a 20 nudos. ....	220
<b>Figura 5.73.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 20 nudos. ....	221
<b>Figura 5.74.</b> Mapa de olas en la superficie libre a 20 nudos. ....	221
<b>Figura 5.75.</b> Mapa de olas en el volumen de control a 20 nudos. ....	221
<b>Figura 5.76.</b> Distribución de presiones (izquierda) y velocidades (derecha) en la zona de proa. ....	223

## ÍNDICE DE GRÁFICAS

<b>Gráfica 3.1.</b> Curvas de áreas del buque para un calado de 4 m.....	67
<b>Gráfica 3.2.</b> Curva del desplazamiento para un trimado de -0,5 m.....	82
<b>Gráfica 3.3.</b> Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de -0,5 m.....	82
<b>Gráfica 3.4.</b> Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de -0,5 m.....	83
<b>Gráfica 3.5.</b> Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de -0,5 m.....	83
<b>Gráfica 3.6.</b> Curva de la altura del centro de carena para un trimado de -0,5 m.....	84
<b>Gráfica 3.7.</b> Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de -0,5 m.....	84
<b>Gráfica 3.8.</b> Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de -0,5 m.....	85
<b>Gráfica 3.9.</b> Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de -0,5 m.....	85
<b>Gráfica 3.10.</b> Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de -0,5 m.....	86
<b>Gráfica 3.11.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de -0,5 m.....	86
<b>Gráfica 3.12.</b> Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de -0,5 m.....	87
<b>Gráfica 3.13.</b> Curva del desplazamiento para un trimado de 0 m.....	88
<b>Gráfica 3.14.</b> Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de 0 m.....	88
<b>Gráfica 3.15.</b> Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de 0 m.....	89
<b>Gráfica 3.16.</b> Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de 0 m.....	89
<b>Gráfica 3.17.</b> Curva de la altura del centro de carena para un trimado de 0 m.....	90
<b>Gráfica 3.18.</b> Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de 0 m.....	90
<b>Gráfica 3.19.</b> Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de 0 m.....	91
<b>Gráfica 3.20.</b> Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de 0 m.....	91
<b>Gráfica 3.21.</b> Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de 0 m.....	92
<b>Gráfica 3.22.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de 0 m.....	92
<b>Gráfica 3.23.</b> Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de 0 m.....	93
<b>Gráfica 3.24.</b> Curva del desplazamiento para un trimado de +0,5 m.....	94
<b>Gráfica 3.25.</b> Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de +0,5 m.....	94
<b>Gráfica 3.26.</b> Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de +0,5 m.....	95

<b>Gráfica 3.27.</b> Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de +0,5 m. ....	95
<b>Gráfica 3.28.</b> Curva de la altura del centro de carena para un trimado de +0,5 m. ....	96
<b>Gráfica 3.29.</b> Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de +0,5 m. ....	96
<b>Gráfica 3.30.</b> Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de +0,5 m. ....	97
<b>Gráfica 3.31.</b> Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de +0,5 m. ....	97
<b>Gráfica 3.32.</b> Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de +0,5 m. ....	98
<b>Gráfica 3.33.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de +0,5 m. ....	98
<b>Gráfica 3.34.</b> Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de +0,5 m. ....	99
<b>Gráfica 3.35.</b> Curva del desplazamiento para un trimado de +1 m. ....	100
<b>Gráfica 3.36.</b> Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de +1 m. ....	100
<b>Gráfica 3.37.</b> Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de +1 m. ....	101
<b>Gráfica 3.38.</b> Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de +1 m. ....	101
<b>Gráfica 3.39.</b> Curva de la altura del centro de carena para un trimado de +1 m. ....	102
<b>Gráfica 3.40.</b> Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de +1 m. ....	102
<b>Gráfica 3.41.</b> Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de +1 m. ....	103
<b>Gráfica 3.42.</b> Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de +1 m. ....	103
<b>Gráfica 3.43.</b> Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de +1 m. ....	104
<b>Gráfica 3.44.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de +1 m. ....	104
<b>Gráfica 3.45.</b> Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de +1 m. ....	105
<b>Gráfica 3.46.</b> Curva del desplazamiento para un trimado de +1,5 m. ....	106
<b>Gráfica 3.47.</b> Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de +1,5 m. ....	106
<b>Gráfica 3.48.</b> Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de +1,5 m. ....	107
<b>Gráfica 3.49.</b> Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de +1,5 m. ....	107
<b>Gráfica 3.50.</b> Curva de la altura del centro de carena para un trimado de +1,5 m. ....	108
<b>Gráfica 3.51.</b> Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de +1,5 m. ....	108
<b>Gráfica 3.52.</b> Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de +1,5 m. ....	109
<b>Gráfica 3.53.</b> Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de +1,5 m. ....	109
<b>Gráfica 3.54.</b> Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de +1,5 m. ....	110

<b>Gráfica 3.55.</b> Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de +1,5 m. ....	110
<b>Gráfica 3.56.</b> Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de +1,5 m. ....	111
<b>Gráfica 4.1.</b> Curvas de las componentes de la resistencia obtenidas mediante el método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen. ....	115
<b>Gráfica 4.2.</b> Curva de resistencia obtenida mediante el método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen. ....	116
<b>Gráfica 4.3.</b> Curvas de la resistencia viscosa y por formación de olas respecto a la resistencia total. ....	118
<b>Gráfica 4.4.</b> Curvas de resistencia del casco con bulbo y sin bulbo obtenida mediante el método de Amadeo García Gómez. ....	121
<b>Gráfica 4.5.</b> Curva de resistencia obtenida mediante el método de Van Oortmersen. ....	123
<b>Gráfica 4.6.</b> Curvas de resistencia a plena carga y a carga parcial obtenidas mediante el método de Sander M. Calisal y Dan McGreer. ....	126
<b>Gráfica 4.7.</b> Comparación de las curvas de resistencia obtenidas mediante los distintos métodos de predicción estadística. ....	128
<b>Gráfica 5.1.</b> Comparación de los distintos modelos de turbulencia empleados en el análisis de sensibilidad. ....	191
<b>Gráfica 5.2.</b> Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Epsilon High Reynolds. ....	192
<b>Gráfica 5.3.</b> Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Epsilon Low Reynolds. ....	193
<b>Gráfica 5.4.</b> Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Epsilon Two Layers. ....	193
<b>Gráfica 5.5.</b> Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Omega. ....	194
<b>Gráfica 5.6.</b> Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Omega SST. ....	195
<b>Gráfica 5.7.</b> Curvas de resistencia del modelo de turbulencia Smagorinsky. ....	195
<b>Gráfica 5.8.</b> Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Energy Two Layers. ....	196
<b>Gráfica 5.9.</b> Comparación de las resistencias obtenidas por los distintos modelos de turbulencia seleccionados. ....	200
<b>Gráfica 5.10.</b> Curvas de la resistencia viscosa y por formación de olas respecto a la resistencia total. ....	202
<b>Gráfica 5.11.</b> Perfil de olas a una velocidad de 3 nudos. ....	206
<b>Gráfica 5.12.</b> Perfil de olas a una velocidad de 5 nudos. ....	210
<b>Gráfica 5.13.</b> Perfil de olas a una velocidad de 10 nudos. ....	214
<b>Gráfica 5.14.</b> Perfil de olas a una velocidad de 15 nudos. ....	218
<b>Gráfica 5.15.</b> Perfil de olas a una velocidad de 20 nudos. ....	222
<b>Gráfica 5.16.</b> Perfil de olas a una velocidad de 20 y 10 nudos. ....	223
<b>Gráfica 6.1.</b> Comparación de las curvas de resistencia obtenidas mediante los distintos métodos de predicción de resistencia. ....	228
<b>Gráfica 6.2.</b> Comparación de las curvas de resistencia obtenidas mediante los distintos métodos de predicción de resistencia. ....	230

## PRÓLOGO

Este trabajo trata sobre la estimación y comparación de la resistencia al avance de formas de buques de pesca con pantoque redondeado mediante diferentes métodos numéricos, los cuales son los métodos de predicción estadística y los computacionales mediante CFD con el programa Tdyn. Para ello este trabajo se ha dividido en 5 capítulos.

En el Capítulo I se presenta una introducción y descripción de los tipos de buque pesqueros, así como características generales, formas típicas de los mismos y otra serie de particularidades.

En el Capítulo II se realiza una introducción a los métodos numéricos de predicción estadística y series sistemáticas y, posteriormente, se procede a la elección de aquellos métodos de predicción de resistencia orientados a los buques pesqueros con formas de pantoque redondeado, explicando cada uno de estos métodos.

En el Capítulo III se lleva a cabo la generación del casco del buque pesquero (con el que se trabajará posteriormente) con la ayuda de un programa CAD (concretamente Rhinoceros), analizando previamente la calidad de las formas base adoptadas. Posteriormente se determinará la curva de áreas así como las características hidrostáticas para distintos trimados.

En el Capítulo IV se realiza el cálculo de la resistencia al avance de la carena anteriormente generada mediante los métodos numéricos seleccionados y explicados en el Capítulo II, programándolos en una hoja de cálculo y comparando los resultados obtenidos.

En el Capítulo V se hace una introducción a los métodos de estimación de potencia mediante CFD y una compilación del estado del arte, además de aplicar dichos métodos al casco generado en el Capítulo III para la obtención de la resistencia al avance (entre otros) para los distintos ensayos realizados con la ayuda del programa Tdyn.

Finalmente en el Capítulo VI se compararán los resultados obtenidos tanto por los métodos numéricos como mediante CFD y se llegarán a una serie de conclusiones.

La elección de este proyecto (“Estimación y comparación de la resistencia al avance de formas de buques de pesca con pantoque redondeado mediante diferentes métodos numéricos”) fue debida a, por un lado, las competencias que abarcaba, es decir, el uso y manejo de un programa orientado a CFD, así como un conocimiento básico tanto de Hidrodinámica como de Dinámica de Fluidos Computacional (lo cual es algo que no se suele tratar); y, por otro, por la forma en la que José Enrique Gutiérrez Romero planteó el proyecto, lo cual desde el principio me pareció una opción bastante interesante.



## CAPÍTULO I

Introducción a los buques de pesca, descripción,  
características generales, formas típicas y otras  
particularidades



## 1. INTRODUCCIÓN

¿Qué es un buque de pesca? La respuesta a esta aparentemente pregunta podría no ser tan obvia como parece, si se piensa que dentro de la consideración de buque de pesca se incluyen barcos tan dispares en tamaño y función como lo son un pequeño pesquero de bajura de unos 10 metros, construido en madera o plástico; o un buque factoría de más de 80 metros de eslora.

El concepto de buque de pesca ha sufrido un gran cambio en los últimos años. Tanto en los reglamentos españoles como en el Convenio Internacional de Torremolinos para la Seguridad de los Buques Pesqueros de 1977 [19], éstos son definidos como aquellas embarcaciones utilizadas comercialmente para la captura de peces, ballenas, focas, morsas u otros recursos vivos del mar. Este convenio se limita a los buques de pesca utilizados comercialmente, no siendo pues aplicable a los de uso deportivo.

Como se ha dicho anteriormente la definición abarca una gama amplísima de tipos y tamaños de embarcaciones. Actualmente su función no es únicamente capturar el pescado del mar y transportarlo a tierra, ya que el mercado demanda un producto cada vez más fresco o elaborado. Para ello los barcos han debido evolucionar hasta convertirse en auténticas factorías de pescado, donde se transforma el producto hasta darle el valor añadido que demanda el consumidor.

La elección de las características de un buque de pesca está influenciada por un extenso abanico de condicionantes, que a veces son impuestos por el armador, en lo que atañen a la necesidad que su construcción pretende satisfacer, es decir, a su explotación; y en otras ocasiones por los astilleros, en lo que se refiere a sus procesos y/o técnicas de construcción, sin olvidar los requerimientos establecidos por las diversas reglamentaciones aplicables a este tipo de embarcaciones. La hidrodinámica, evidentemente, no es una excepción, y se ve enormemente afectada no sólo por el tamaño del barco, sino por la función a la que está destinado, en la medida que condicione la disposición general; el material de construcción, etc.; sin perder de vista que, a su vez, estos aspectos presentan fuertes interrelaciones entre sí.

Las características más importantes de un buque de pesca en la actualidad son:

- Ser un centro de producción, ya que sirven para la captación de recursos de la mar, para su posterior utilización comercial. Para ello se asemejan a otros buques productivos, como pueden ser dragas, oceanográficos, de prospección, cableros, etc., pero se diferencian de otros dedicados exclusivamente al transporte de mercancías (buques mercantes) o personas (buques de pasaje).
- Son también buques de transporte, ya que deben acarrear el producto obtenido hasta un puerto o transbordarlo a otro buque.
- Las operaciones necesarias para cumplir con su misión primordial (captura de pesca), puede desarrollarse en alta mar y en malas condiciones climatológicas, o en situaciones de seguridad adversas (grandes aberturas en cubiertas, traslación de grandes pesos, tiros laterales, maniobrabilidad restringida, etc.). Esta característica diferencia los buques de pesca de la mayor parte de los restantes y suele ser causa de una gran siniestralidad.
- La condición de máxima carga o máximo peso muerto se da, frecuentemente, en servicio en la mar. Estas circunstancias que también se dan en las dragas, no se



da nunca en los buques mercantes, de pasaje o de servicio, en las que el máximo peso muerto se da a la salida de puerto.

- La estiba de las mercancías se produce, asimismo, en la mar, y frecuentemente en condiciones adversas, lo que implica que la misma no está sometida a control alguno por personal ajeno al propio buque, lo que puede conllevar una disminución peligrosa de la estabilidad.
- Aunque ya se ha mencionado anteriormente, es importante destacar que durante una gran parte de su permanencia en la mar, el buque de pesca tiene su maniobrabilidad restringida, especialmente los buques de arrastre. En ello se parecen a los remolcadores, cableros, etc., pero se diferencian de los restantes.
- Un factor de gran importancia, y también diferenciador con respecto a otro tipo de embarcaciones, es que la tripulación suele participar, de una manera u otra, del negocio, lo que implica que se cuide más su habilidad como ‘productor’ que como ‘navegante’. Es por ello, que los conocimientos marineros y de navegación son, con frecuencia, inferiores a los de los tripulantes de buques mercantes, influyendo de manera decisiva en la seguridad del buque.
- El tiempo de permanencia en la mar, sin tocar puerto, puede ser muy alto, de varios meses para muchos pesqueros de gran altura. Ello debe ser considerado a la hora de diseñar el buque, teniéndose que prestar una especial atención a la habitabilidad, capacidad de combustible y otros consumibles, reparaciones y facilidad de mantenimiento.
- La propulsión del buque de pesca debe ser estudiada para diferentes formas de operación, principalmente en los buques de arrastre, lo que obliga al proyectista a buscar un compromiso entre las diferentes alternativas.
- Por último, destacar que en cierto tipo de buques se da la característica de que actúan en flotillas, particularidad que sólo es usual en buques de guerra.

El análisis de estos condicionantes, junto con el del estado de la tecnología en el campo de que se trate, permite establecer los requisitos operativos previos, es decir: tipo de barco, particularidades de la misión a desempeñar y de la zona en la que va a tener que navegar, y en general cualquier aspecto imprescindible para definir lo mejor posible la embarcación en cuestión. Debe también incluirse en esta fase toda la información posible sobre los factores que intervienen en su mantenimiento, asegurando así el que pueda cumplir satisfactoriamente sus cometidos a lo largo de su vida. El cumplimiento de estas exigencias determina la clase, cantidad y situación de los equipos a instalar a bordo. Teniendo en cuenta que el casco del buque debe ser capaz de alojar todos los sistemas, equipos, etc., en la disposición más conveniente, todo esto se traduce en el peso, volumen, situación y distribución a bordo, o cualquier otra exigencia necesaria para poder instalarlos de forma que puedan trabajar correctamente. Como además el buque tiene que navegar, como se ha dicho anteriormente, no basta con elegir un casco que soporte y dé cabida a los equipos y a la dotación, sus líneas deben escogerse de manera que el comportamiento hidrodinámico le permita desempeñar bien la misión encomendada. Las características que definen este comportamiento son la velocidad, la autonomía, la maniobrabilidad y la capacidad de aguantar la mar en cualquiera de las circunstancias previstas. A estos requisitos se le añade el del peso y espacio preciso para alojar a la tripulación, deducida del número de personas necesario para manejar con eficacia tanto los equipos como la plataforma. Toda esta información sirve para establecer los parámetros de las formas del casco y las relaciones entre las dimensiones principales.





## 2. TIPOS DE BUQUES DE PESCA

De todos los tipos de buques existentes el barco de pesca es el más numeroso. Su tamaño oscila entre los pocos kilos que desplaza un bote de remos hasta las cuatro mil toneladas de un buque factoría. Básicamente se clasifican en tres grupos de acuerdo con el sistema de pesca que utilizan: arrastre, al cerco o al palangre. Hay un cuarto que incluye las embarcaciones dedicadas a la captura de la langosta o cualquier otra clase de marisco.

Otra manera de subdividir la industria pesquera es la que lo hace teniendo en cuenta si la pesca se efectúa cerca de la costa con campañas o mareas de poca duración, que se conoce como pesca de bajura; y a la que se realiza en playas o mares lejanos con mareas cuya duración varía entre dos o tres semanas y cuatro o seis meses. La pesca de bajura, aunque también comprende en algunos casos artes de arrastre, se dedica en especial a la captura de especies emigrantes: sardina, jurel, caballa, bocarte, bonito, atún, etc.; por lo general emplea artes de cerco y también el anzuelo, como en la pesca del bonito y del atún, aunque este último se captura muchas veces por medio de artes especiales grandes y costosas, caladas desde tierra, en puntos elegidos en la derrota anual de paso de estos pescados: las almadrabas.

### 2.1 Arrastrero

Este tipo de buque es el más prolífero y tal y como se ha descrito su procedimiento de pesca es mediante el arrastre de una gran red más o menos tubular y por cuya boca van entrando los peces a medida que el barco avanza. La velocidad a la que se arrastra la red es una característica fundamental y depende de la especie buscada. Varía desde un nudo y medio hasta cinco cuando el pez que se pretende capturar es más rápido. En general la velocidad de arrastre debe mantenerse dentro de ciertos límites ya que si es muy baja la boca puede no abrir lo suficiente, la red se embolsa y se sumerge más de lo conveniente. Puede incluso darse el caso de que, debido a la pequeña velocidad de arrastre, el pescado que entra en el copo dé media vuelta y se escape. Si la velocidad de arrastre fuera alta, además de tener que hacer mucha fuerza para remolcarla, la red tiende a flotar debido a la sustentación dinámica generada por el flujo.

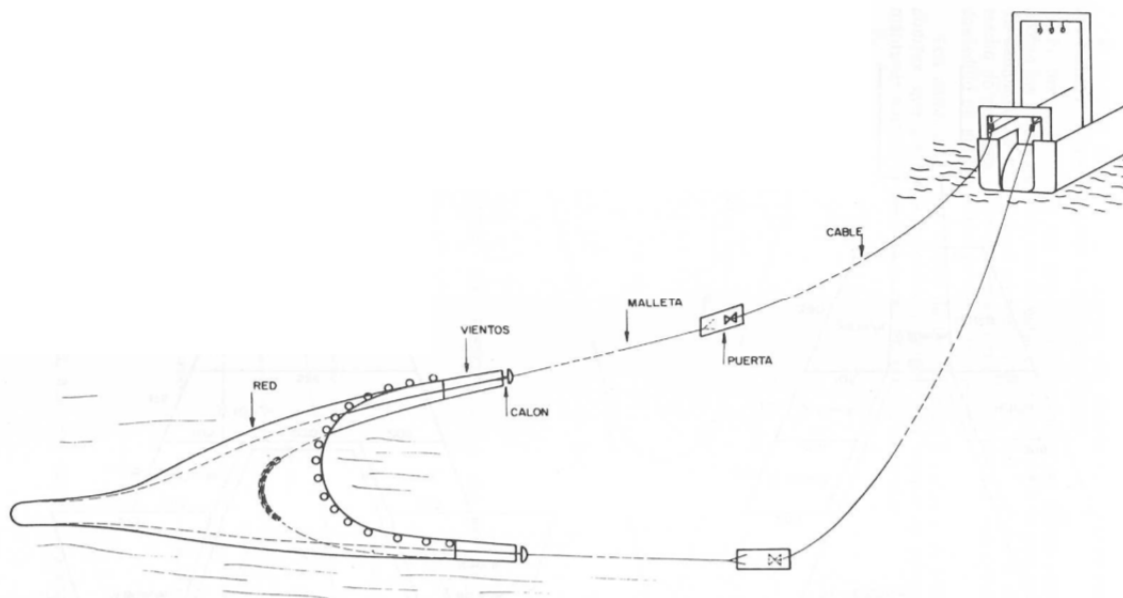
Dependiendo del lugar en el que se realiza la maniobra del arte hay dos tipos de buques pesqueros arrastreros: por el costado y por popa o ramperos.

El primer tipo ha sido el más utilizado durante muchos años, aunque a medida que los barcos son mayores, existe una tendencia a que sean por popa. La red se cala por el costado del buque (normalmente estribor) impidiendo de esta forma que se enrede ésta a los cables con la hélice, pero tiene como inconvenientes que la estabilidad disminuye durante la recogida, posee una menor maniobrabilidad y la seguridad de la tripulación es menor. Son buques de una sola cubierta corrida, con un castillo a proa y una toldilla o popa. La superestructura suele situarse en el centro hacia popa. La maquinilla de pesca (a proa de la superestructura) se compone de dos cabirones y dos carreteles.

De los ramperos su principal característica y por lo que es muy fácil su identificación es la popa en forma de rompa pronunciada al final de la cual se encuentran las maquinillas.

Los ramperos son los más importantes en número y suelen ser barcos con bastante puntal y gran obra viva, necesaria para que las hélices puedan ejercer fuerza en el agua para poder arrastrar los artes por el fondo. En el diseño del casco de un arrastrero, priman las características hidrodinámicas, en particular la adecuada relación eslora/manga, que posibiliten el desplazamiento, al, o desde el caladero en el menor tiempo posible.

La caseta de gobierno se sitúa a proa para que la popa quede libre para la maniobra, precisando menos personal y evitando riesgos de accidentes. Con esta disposición el área sobre la que se realiza la faena además de estar protegida esta menos sujeta al cabeceo. Estas y otras ventajas, como el que la embarcación pueda mantenerse pescando cuando va recuperando la red, ha hecho que en los últimos años el número de arrastreros por el costado no haya crecido, cediendo el primer puesto a los que lo hacen por la popa.



**Figura 1.1.** Maniobra de arrastre por popa (Fuente: Micó Barba, F., 1978, *Introducción a la pesca marítima*, publicación del ETSIN, Madrid).

Todos los buques pesqueros arrastreros tienen a su vez unas sub-clasificaciones según sean tangoneros, congeladores, factoría y al fresco.

Los tangoneros o camareros son buques de pequeño porte en los que los tangones se suelen estibar en posición vertical debido a su longitud. La superestructura se sitúa a proa y la cámara de máquinas también. Son buques arrastreros que llevan dos apéndices, uno babor y otro a estribor que están articulados para al abrirlos cuando se requiere que las redes tengan una mayor superficie de recogida. Se dedican a la pesca de marisco, camarón y gamba. Pueden ser de fresco, con hielo o refrigerados o congeladores.

Los congeladores son aquellos preparados para congelar en unas largas compañías, mientras al fresco no congelan y regresan a puerto cada pocos días. Los buques factoría procesan, limpian, empaquetan y congelan el pescado.



**Figura 1.2.** Buque pesquero arrastrero (Fuente: <http://www.insenaval.com/es/productos/buques-de-pesca/88-arrastrero-de-48-m.html>).



## 2.2 Cerquero

La principal cualidad que se busca para estos barcos es la estabilidad. En concreto estabilidad transversal, alcanzable en primera instancia actuando, en el diseño del barco, sobre la relación manga/puntal; se proyectan así barcos que, desde el punto de vista de sus cualidades hidrodinámicas, tienen excesiva manga para la eslora que poseen, y en cambio escaso puntal.

En cuanto a la pesca en sí misma, el sistema de pesca al cerco es, junto al arrastre, el más utilizado comercialmente, aunque son casos totalmente distintos. Entre los buques de pesca que utilizan el cerco, el atunero es sin duda alguna el más importante.

El arte del cerco se reduce a un gran paño de red de forma rectangular, cuyas dimensiones varían entre 250 y 1000 metros de longitud y alrededor de 40 y 100 metros de profundidad. En la parte superior de la red se dispone de un número adecuado de flotadores que la mantienen en posición vertical cuando se utiliza. En la parte inferior lleva una serie de plomos que ayudan al mantenimiento vertical, contando además con un conjunto de anillos por los que pasa un cabo resistente llamado 'jareta', que se encarga de cerrar la red.

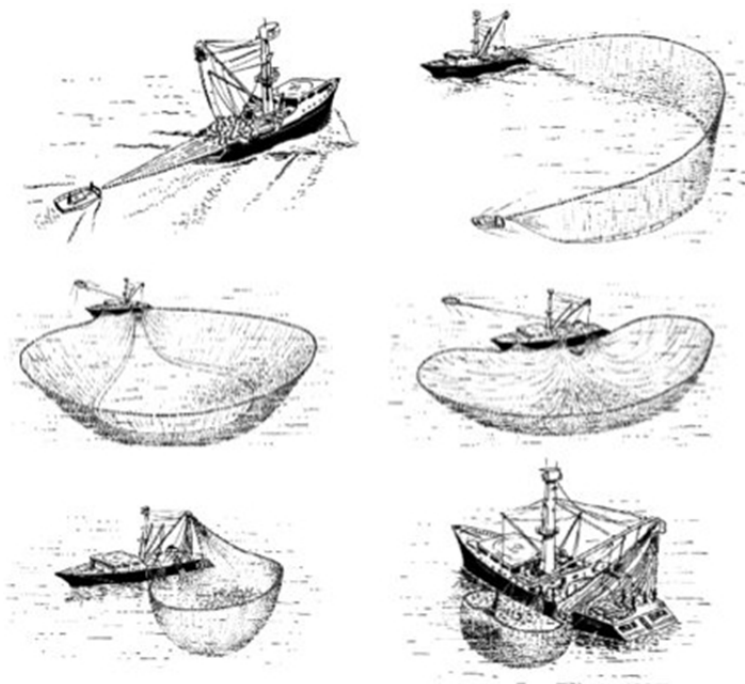


Figura 1.3. Maniobra de cerco (Fuente:

<http://estaticos.ipmedios.com/media/1/3/360bbc1a7232998b4718617309e70610-original.jpg>).

Cuando la embarcación llega a un lugar en donde se localizó, por diversos métodos, al cardumen, se inicia el calado de la red, tirando al agua uno de sus extremos cuyos cabos quedan a bordo del bote auxiliar o panga, que describe un círculo rodeando a la mayoría de los organismos.

Una vez terminada esta operación, se cobran cada uno de los extremos de la jareta, consiguiéndose de este modo cerrar la parte inferior de la red y así formar un



copo en donde queda atrapado el cardumen<sup>1</sup>; después, se va cobrando el arte por uno o varios extremos, ayudándose por medio de plumas, hasta que los peces capturados quedan en un espacio mínimo; éstos se suben a bordo con un ‘brailer’ o salabardo<sup>2</sup>, descargándolos sobre una tolva montada en cubierta, de la que por medio de canaletas se dirigen hacia la escotilla de la bodega correspondiente.

Este tipo de pesca se utiliza para aquellas especies que navegan en bancos como el atún, el salmón o la anchoa.



**Figura 1.4.** Buque atunero ‘Euskadi Alai’ (Fuente: <http://i.ytimg.com/vi/IW5PS8p-Ejc/maxresdefault.jpg>).

<sup>1</sup> Concentración grande de peces, generalmente de la misma especie, que se desplazan juntos.

<sup>2</sup> Pequeño saco de red cuya boca va sujeta a un aro unido a un mango, que se emplea para extraer la pesca de las redes grandes.



### 2.3 Palangrego

Se trata de buques que requieren una considerable autonomía. Las formas y dimensiones del casco de los palangreros son similares a las de los arrastreros. En ambos casos se trata de barcos que han de navegar muchas millas diarias, y por tanto sus cascos deben tener buenas características hidrodinámicas, si bien en los palangreros es recomendable aumentar ligeramente la manga.

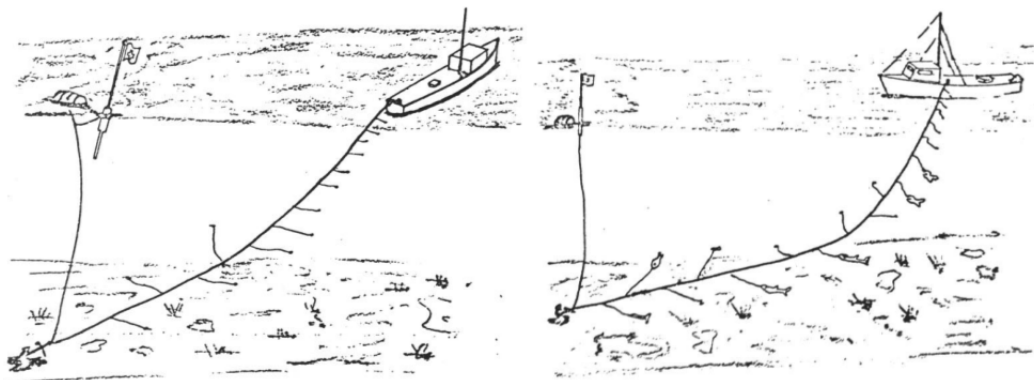
Este tipo de buque ha ido adquiriendo gran importancia en los últimos años. Las tendencias actuales nos ofrecen un buque de proa lanzada con el bulbo y secciones de abanico; y una popa de estampa con buenas salidas de agua.

Disponen de dos cubiertas y una superestructura situada en el centro del buque o a popa, con la cámara de máquinas bajo ella. El empleo de hélices de paso controlable es muy adecuado para este tipo de embarcaciones, ya que deben maniobrar mucho a baja velocidad.

El arte del palangre se caracteriza porque el cabo 'madre' (cabo o monofilamento largo que puede variar desde unos cientos de metros a los 50-60 kilómetros) trabaja en forma paralela al fondo. A lo largo de la madre se distribuyen las brazoladas con suficiente separación para que en caso de que éstas se estiren horizontalmente los anzuelos cebados (van empatados a las brazoladas y pueden variar de entre los 20.000 a los 50.000 y la distancia entre ellos entre 1 y 50 metros) no puedan enredarse. En cada cabeza del palangre un calamento vertical conocido con el nombre de cabo de flotación une la madre con las boyas de superficie.

Los anzuelos, la profundidad y tipos de carnada varían también dependiendo de la especie que se desea capturar, de ahí que pertenezca a las artes llamadas selectivas.

Siempre se calan los palangres por la popa. En cambio, pueden cobrarse por la popa o por el costado. El halador debe estar situado a proa de la maestra, de modo que el buque pueda mantener la proa al viento mientras cobre el aparejo. A continuación el buque va filando el aparejo, mientras describe la trayectoria deseada.



**Figura 1.5.** Cobrado de la línea por popa (izquierda) y por el costado (derecha) (Fuente: Micó Barba, F., 1978, *Introducción a la pesca marítima*, publicación del ETSIN, Madrid).

Cuando se ha calado todo el palangre, el buque puede permanecer en las cercanías o marcharse para volver al cabo de unas horas, en algunos casos se comienza a cobrar en cuanto se ha terminado de calar. Para retirar el aparejo se comienza por el extremo de



sotavento. Si los sedales están amarrados a la línea principal, se desenganchan los peces a medida que llegan a bordo. Cuando el buque cobre el aparejo por la popa, la maniobra es similar.



**Figura 1.6.** Buque palangrero ‘Novo Airiños’ (Fuente: [http://www.insenaval.com/images/productos/buques\\_pesca/palangrero\\_50\\_metros\\_1.jpg](http://www.insenaval.com/images/productos/buques_pesca/palangrero_50_metros_1.jpg)).



## 2.4 Nasero

Los buques naseros están dedicados a la captura de la langosta, cangrejos, pulpos, camarones y otros crustáceos y peces que no nadan sino que se desplazan moviendo sus patas sobre el fondo mediante la utilización de trampas llamadas nasas, las cuales están construidas de manera que una vez que el animal ha entrado ya no puede volver a salir, quedando atrapado en el interior.

Por lo general los naseros dejan las nasas remojando toda la noche pero en el caso de algunas pesquerías se remojan durante más tiempo. El ciclo de operación con las nasas es similar al ciclo de la pesca con palangre: se coloca la carnada, se larga la nasa, se pesca y se cobra la nasa. El cebo queda suspendido libremente dentro de la nasa o se coloca en bolsas perforadas para evitar que sea consumido por carroñeros.

La maniobra de pesca con nasas consiste en el acomodo de las trampas en la embarcación, transportarlas hasta el caladero de pesca previamente definido y el calado de las mismas con la carnada ya colocada. Las nasas o se calan individualmente atadas a un cabo y con una boya en la superficie, o se calan en grupos de varias nasas conectadas a una línea principal a ciertos intervalos con boyas en al menos los extremos del aparejo.

Transcurrido un cierto tiempo la embarcación vuelve a recoger las nasas con ayuda de un halador<sup>3</sup> suspendido de una pluma y con ellas los animales que permanecen en su interior. A continuación las nasas se vuelven a cebar y se estiban en cubierta para su posterior largado.



**Figura 1.7.** Buque nasero 'Northwestern' (Fuente:

[http://r.ddmcdn.com/w\\_2594/s\\_f/o\\_1/ex\\_0/cy\\_0/cw\\_2594/ch\\_1729/DSC/uploads/2014/05/01-northwestern-2600.jpg](http://r.ddmcdn.com/w_2594/s_f/o_1/ex_0/cy_0/cw_2594/ch_1729/DSC/uploads/2014/05/01-northwestern-2600.jpg)).

<sup>3</sup> Máquina empleada para subir los aparejos de pesca a bordo de la embarcación.





### 3. FORMAS Y RESISTENCIA AL AVANCE DE UN BUQUE PESQUERO

La hidrodinámica del buque estudia la acción que, sobre cualquier embarcación, ejerce el fluido que le rodea. Sus objetivos fundamentales son explicar y predecir el comportamiento del buque en todas las circunstancias de su vida.

El comportamiento hidrodinámico de cualquier barco depende fundamentalmente de la forma geométrica del volumen sumergido. Cuando se trata de averiguar los movimientos hay que tener en cuenta la distribución de pesos, las inercias y las características del estado de la mar. Las características que definen las formas de un barco se acostumbra a dividir en dos grupos. En el primero están las que tienen relación con las dimensiones principales, con las relaciones entre ellas y con los coeficientes de forma, es decir, son las que sirven para dar una idea general de la forma geométrica del barco y de la distribución del volumen sumergido. Son las primeras que se analizan cuando se trata de estudiar la influencia de la geometría del buque en la resistencia y en el comportamiento general de un buque. En el segundo grupo están las características relacionadas con la curvatura y la pendiente de las líneas, son útiles en una fase posterior del proyecto cuando se hacen los retoques finales a las formas.

Es evidente que el proyecto de un buque de pesca está fuertemente condicionado por el tipo de pesca que se vaya a realizar y por la proximidad o lejanía de los caladeros. El arte a utilizar, la situación de las bodegas, la forma de realizar la maniobra, la posición de la caseta de gobierno, el área que se dedica a la maniobra y su situación a bordo son factores fundamentales en el proyecto del barco de pesca. Todos ellos influyen en la disposición general y por tanto en la forma y magnitud del volumen interior de la embarcación.

Las formas exteriores del casco deben proyectarse de manera que permitan la disposición general más adecuada, le sirvan de cobijo y además den a la embarcación el mejor comportamiento hidrodinámico posible. Muchas son las exigencias que en este aspecto debe cumplir un pesquero, tantas que en ocasiones son contradictorias y se hace preciso llegar a un cierto compromiso sacrificando algunas, en parte o completamente, en beneficio de otras. Además, y esto es lo principal, un buque pesquero como cualquier otro buque mercante debe ser rentable, por lo que es el mercado el que al fin y a la postre establece la franja entre la que deben variar los valores de los parámetros que más influyen en la definición de las características de proyecto. Sin embargo casi nunca el análisis de todos los requisitos, sean técnicos, económicos o de cualquier otra índole, conduce a resultados concluyentes siendo los ingenieros, de acuerdo con su experiencia y sus conocimientos, los que deben sopesar los méritos de las posibles soluciones. No es lo mismo el proyecto de una embarcación dedicada a la captura de pescado para el consumo al fresco que el de otra dedicada a la captura de pescado para ser enlatado, aunque se trate de la misma especie, ya que el sistema de pesca y el proceso posterior son diferentes.

Tradicionalmente, el diseño de las formas de cualquier buque se ha sustentado en dos pilares fundamentales: la 'experiencia' propia de la Oficina Técnica y el análisis de los resultados experimentales obtenidos en Canales de Experiencias. La proporción en que uno u otro ingrediente interviene en el proyecto final, depende de circunstancias tales como el coste total del barco, la dimensión y recursos de la Oficina Técnica, etc.



El hecho de que el precio de realización de un ensayo sea independiente del tamaño y naturaleza del barco, implica un encarecimiento relativo de esta herramienta de diseño, a medida que el coste total del mismo disminuye, esto es, en proporción a su tamaño y a la sofisticación del equipo instalado.

Por lo general, todos los elementos que constituyen un conjunto están de alguna forma ligados entre sí; y, por lo tanto, no es extraño pensar que cuanto menor sea la inversión precisa para construir un buque, tanto menor será el presupuesto disponible para su diseño, y por ende el ‘cuidado’ y ‘dedicación’ que se ponga en el mismo. Siguiendo el mismo hilo de razonamiento, es lógico suponer que aquellas Oficinas Técnicas que se dedican a proyectar buques de un cierto porte (petroleros, graneleros, etc.), o con una gran dosis de sofisticación (frigoríficos, portacontenedores, pasaje, etc.), han de poseer una mayor cantidad de ‘experiencia’ debido fundamentalmente al hecho de que están dotadas de una estructura suficiente como para permitirles mantener Técnicos especializados en diferentes áreas.

Teniendo en cuenta que únicamente en muy contadas ocasiones el tamaño o el grado de sofisticación del equipo de un buque de pesca justifica un coste total del mismo lo suficientemente elevado como para que la experimentación física resulte ‘rentable’, en lo que concierne a la importancia relativa de tal partida en el coste total del proyecto; la herramienta habitualmente más utilizada por los proyectistas de formas de esta clase de barcos, es la ‘experiencia’, que en muchas ocasiones se traduce como el empleo de una razonable cantidad de ‘intuición’ y ‘buen ojo’ para ‘deformar’ las líneas de un buque base, a fin de adaptar su diseño a unas nuevas dimensiones.

En el caso de que las características intrínsecas del proyecto permitieran la realización de ensayos de canal, bien sea porque el coste de producción del barco sea elevado, o bien porque se pretenda construir una serie de buques semejantes; las posibilidades de utilizar la experimentación física como medio para optimizar la carena siguen siendo relativamente pequeñas. En efecto, no es difícil pensar que la realización de un completo estudio hidrodinámico del comportamiento en aguas tranquilas de un buque, encaminado a la optimización de sus formas, implica, por lo general, llevar a cabo ensayos con al menos tres modelos de carena alternativos; representando su coste una inversión suficientemente importante como para que en muy pocas ocasiones pueda ser asumida. La evaluación durante la fase de diseño de otros aspectos relativos a las prestaciones en servicio del buque, tan importantes como su comportamiento en la mar o su maniobrabilidad, se efectúa únicamente en muy raras ocasiones mediante la realización de ensayos de canal.

A modo de resumen, se puede concluir que las formas de los buques de pesca se suelen diseñar básicamente mediante la adaptación de proyectos anteriores a unas nuevas dimensiones, utilizando generalmente la experimentación física tan sólo para comprobar sus prestaciones propulsivas en aguas tranquilas, en muchas ocasiones únicamente por motivos legales, sin que a veces sus resultados puedan ser utilizados para mejorar el diseño, ya sea porque se conocen en una fase muy avanzada del mismo como para retocar las formas, o bien porque la información obtenida sea incompleta debido a la realización de un exiguo número de ensayos.

La resistencia al avance de un barco se compone fundamentalmente de dos partes, una debida a la viscosidad del fluido que, al contacto con la superficie exterior de la obra viva, genera una fuerza que opone al movimiento y otra que es debida a la gravedad y que se conoce con el nombre de resistencia por formación de olas. Esta última se pone de manifiesto, de ahí le viene el nombre, por el sistema de olas que



acompaña al barco. Su valor puede determinarse, lo que no es tan fácil, calculando la energía gastada en generar el sistema de olas.

La magnitud relativa de cada una de las componentes de la resistencia al avance de un barco depende de la velocidad a la que se navega y de las formas de la carena. Para valores pequeños de la velocidad la resistencia ocasionada por la viscosidad predomina sobre la resistencia por formación de olas. La resistencia viscosa puede llegar a ser hasta un 80% de la resistencia total. A medida que la velocidad crece la resistencia por formación de olas también lo hace, mientras que la que tiene su origen en la viscosidad lo hace en menor proporción. Cuando la velocidad llega a ser suficientemente alta, el valor que toma la resistencia debida a la formación de olas es tan alto que supone una barrera infranqueable para carenas de formas convencionales.

Cuando se trata de estudiar la influencia de las formas geométricas de la carena sobre la resistencia es necesario tener presente que el sistema de olas se produce por que el barco, al pasar, se abre camino empujando al agua y perturbando el equilibrio de la superficie libre. Podría decirse que cuando la embarcación navega en la superficie del mar amontona el agua; como consecuencia la acción de la aceleración gravitatoria la superficie libre tiende a su estado de equilibrio inicial, lo que se traduce en una generación de olas. Cuanto mayor es la perturbación que el barco produce en la superficie libre mayor será el sistema de olas y por consiguiente mayor la resistencia.

Matemáticamente el fenómeno se estudia suponiendo que lo que el barco hace al cortar la superficie es dar, de forma continuada especialmente con la proa (aunque en teoría lo hace con toda su obra viva), impulsos de presión. La integración de los sistemas de olas que cada uno de estos impulsos genera da el sistema de olas generado por el barco.

La base del proyecto hidrodinámico de una embarcación rápida está en hacer que la perturbación que, al navegar, produce sobre la superficie del agua sea lo menor posible. Por esta razón los buques rápidos tienen proas y cuerpos de entradas muy finos, de manera que el área de las secciones cambie suavemente y la separación del agua por parte del casco esté producida principalmente por la velocidad. El lanzamiento de la proa, característica común en los barcos rápidos, tiene la misma razón de ser aunque en este caso es para evitar que la proa altere el campo de presión simultáneamente en todas las líneas de agua. Con esto la proa corta al agua más suavemente y la perturbación es menor. La finura de la proa hace que en los barcos rápidos el desplazamiento del cuerpo de proa sea menor que el del cuerpo de popa y por tanto que el centro de empuje está a popa de la sección media. La importancia de la resistencia por formación de olas a altas velocidades y su dependencia de la perturbación creada en la superficie libre pone de manifiesto la necesidad de cuidar al máximo el proyecto de las formas en este tipo de barcos. Un error en las líneas del casco de un barco rápido se paga muy caro, al menos desde el punto de vista hidrodinámico.

En los barcos lentos predomina la resistencia debida a la viscosidad por lo que es bueno proyectar las formas de manera que esa resistencia sea lo menor posible. Por tanto conviene que la superficie del casco que está en contacto con el agua, la que se conoce como superficie mojada, sea la menor posible. Otro fenómeno que tiene su origen en la viscosidad y que lleva consigo un fuerte aumento de resistencia es la separación de la capa límite. Se produce casi siempre en la popa y se pone de manifiesto por una serie de torbellinos claramente visibles cuando se mira la estela que va dejando el barco. Para evitar la separación es conveniente hacer más suave el flujo del agua en la popa aumentando la longitud del cuerpo de salida. En este caso el desplazamiento se

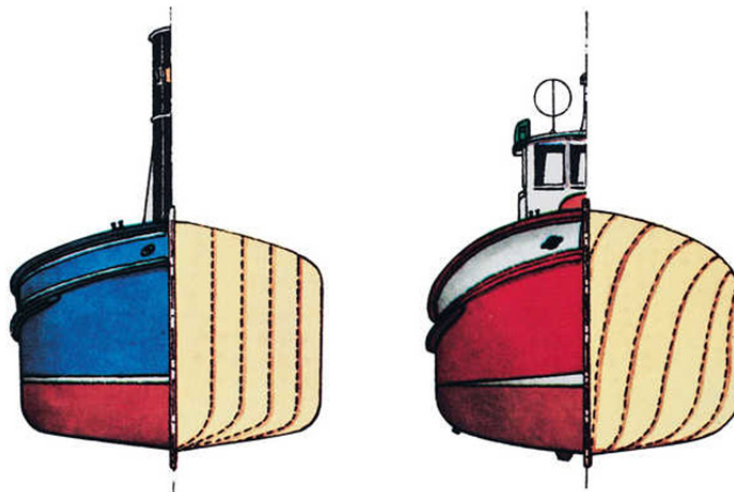


lleva hacia proa y el centro de carena se sitúa a proa de la cuaderna media: lo contrario de lo que pasaba cuando el barco era rápido.

Aunque la variedad de buques de pesca es muy grande, por lo que no es posible dar reglas generales, lo que les caracteriza desde el punto de vista de la resistencia al avance es que todos ellos tienen la necesidad, o al menos eso es lo que quieren sus armadores, de alcanzar el caladero y regresar de él lo antes posible. Por consiguiente son barcos a los que se le exige navegar con rapidez. Conviene recordar que lo que define si una embarcación es rápida no es el valor absoluto de la velocidad sino una cierta relación entre ella y la eslora, el número de Froude ( $Fr$ ).

Un barco de pesca se mueve a números de Froude próximos a 0,4 por lo que la componente de la resistencia al avance debida a las olas tiene un valor significativo. Son por tanto, como antes se ha dicho, barcos de los considerados semi-rápidos y tiene, o al menos deben tener, el centro de carena a popa de la cuaderna maestra. Hay que repetir sin embargo que la variedad de los barcos de pesca impide dar normas indiscutibles sobre lo que es mejor, ya que cada caso es distinto. Es también cierto que, debido a tener que permanecer durante largos periodos de tiempo en la mar, necesitan un excelente comportamiento en mares adversos. Por eso se admite que el centro de carena pueda estar un poco a proa de la posición óptima desde el punto de vista de la resistencia y que se les dé más manga de la que les correspondería si se tuvieran en cuenta únicamente criterios relacionados con la resistencia al avance.

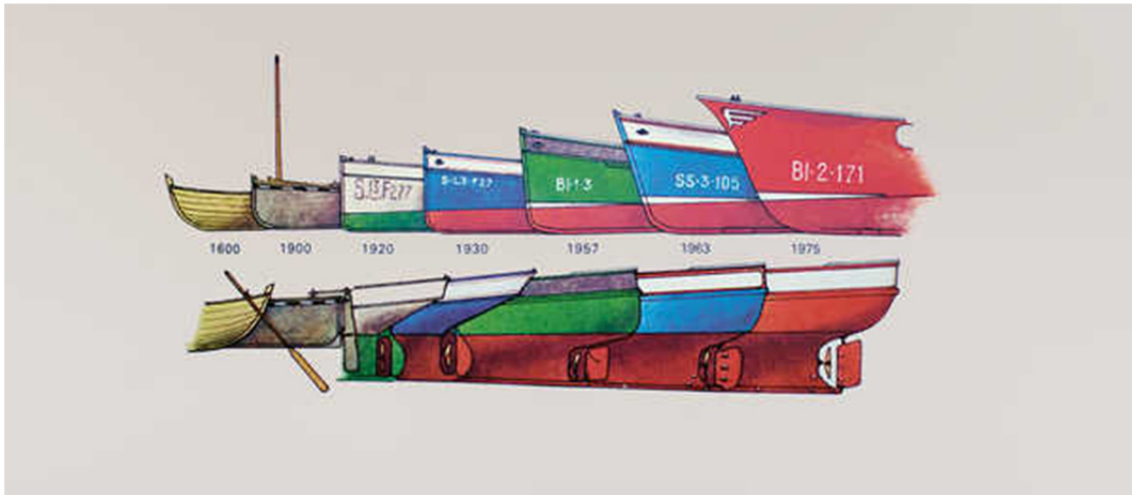
Muchos han sido los intentos que a lo largo de los años se han hecho para mejorar las características hidrodinámicas de los barcos de pesca. Según José A. Aláez Zazurca en su publicación "*La Hidrodinámica del buque de pesca*" [2], el aumento progresivo de la velocidad a la que navegaban hizo que las formas evolucionaran, abandonándose en el cuerpo de proa las antiguas formas en 'U' y adaptándose las formas en 'V', a la vez que se afinaba el ángulo de entrada en la flotación. Para hacer el cabeceo más suave a las cuadernas de proa se les da un abanico apreciable lo que permite mantener seca la cubierta aunque se navegue con mal tiempo.



**Figura 1.8.** Evolución de las formas de las cuadernas en las embarcaciones de pesca. (Fuente: <http://bertan.gipuzkoakultura.net/23/argazkiak/g/161.jpg>).

Es también frecuente ver pesqueros de poco desplazamiento con formas rectas y codillos en los costados. La principal causa del empleo de este tipo de formas es su

sencillez geométrica y el relativamente bajo coste de construcción. Como por razón de la velocidad, es conveniente que el desplazamiento del cuerpo de proa sea menor que el del cuerpo de popa, los pesqueros tienen la cuaderna maestra, que es la que tiene mayor área, situada ligeramente a popa de la media. Suelen tener también astilla muerta cuyo valor debe elegirse acorde con el radio de pantoque para evitar que se formen torbellinos en esa zona.

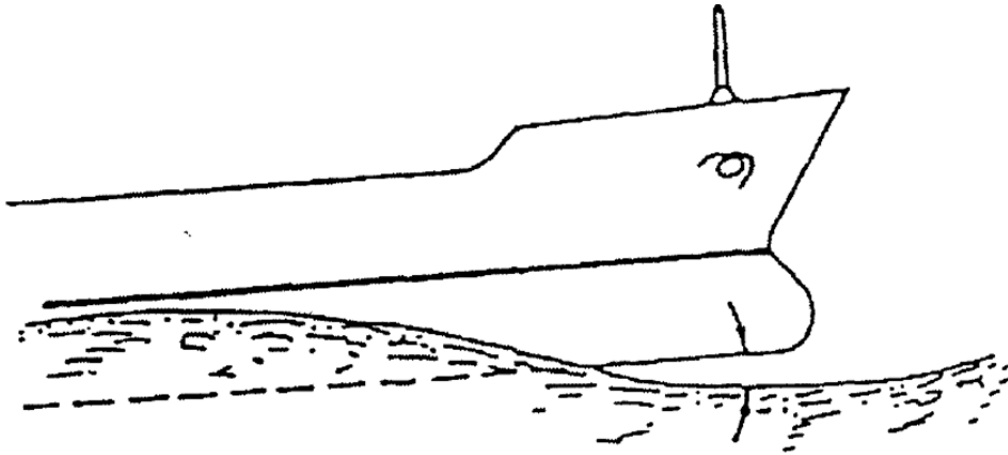


**Figura 1.9.** Evolución de las proas y popas de las embarcaciones de pesca. (Fuente: <http://bertan.gipuzkoakultura.net/23/argazkiak/g/231.jpg>).

El uso de popas de espejo es conveniente en aquellos pesqueros que necesitan amplias áreas de trabajo en esa zona. Desde el punto de vista de la propulsión interesa que la hélice tenga un gran diámetro y que gire a pocas revoluciones. Por este motivo, cuando es posible, el barco debe tener un codaste amplio no sólo para que la hélice quepa bien sino también para darle suficiente inmersión. En ocasiones es aconsejable, para aumentar la inmersión del propulsor, darle a la embarcación un cierto trimado de trazado.

A veces conviene colocar un bulbo en la proa para mejorar el comportamiento de la embarcación. El objetivo fundamental del bulbo es hacer menor la amplitud del sistema de olas de proa con lo que disminuye en parte la resistencia por formación de olas. El bulbo mejora también el comportamiento en mares agitados ya que disminuye la amplitud de los movimientos verticales; sin embargo el área no debe ser muy grande para evitar los daños que pudiera causar un *slamming*<sup>4</sup> excesivo.

<sup>4</sup> Golpe o impacto en la embarcación cuando el extremo de la misma entra en el agua (tras haberse elevado la proa o popa previamente por encima del agua) que produce un súbito cambio en la aceleración vertical del buque.



**Figura 1.10.** Representación del “slamming” de un buque. (Fuente: Aláez Zazurca, J. A., 30 de marzo de 1995, *Comportamiento del buque en la mar*, Madrid).

Sin embargo la influencia del bulbo en el comportamiento en la mar de un pesquero muestra contradicciones. En general los movimientos de un buque con bulbo son ligeramente mayores de los de un barco sin bulbo, aunque las aceleraciones verticales en el cuerpo de proa de un barco con bulbo son menores que las del mismo sin él. En el caso de embarcaciones pequeñas como arrastreros con formas en ‘V’ pronunciadas en olas largas, mayores que la eslora, y números de Froude superiores a 0,22 el cabeceo y la pérdida de velocidad de un barco con bulbo son menores que los de otro sin bulbo mientras que la aceleración vertical es mayor.

Ahora bien la conveniencia de colocar bulbos en la proa de pesqueros, que naveguen a velocidades correspondientes a números de Froude para los que llevar un bulbo es aconsejable desde el punto de vista de la resistencia a la marcha, es un asunto largamente discutido no tanto por los beneficios que aporta sino porque en pesqueros pequeños su construcción no está justificada por ser muy costosa.

En cuanto a la relación manga-calado, cuanto mayor es esta relación menores son los movimientos de la embarcación en el plano vertical, ya que el amortiguamiento en el movimiento de cabezada y en el de oscilación vertical aumenta cuando lo hace la manga o disminuye el calado.



## CAPÍTULO II

Introducción a los métodos de predicción estadística  
para buques pesqueros con formas de pantoque  
redondeado



## 1. INTRODUCCIÓN

Uno de los problemas más importantes que se presenta en el proyecto de un buque es, durante la fase de anteproyecto, la determinación de la potencia de la maquinaria propulsora y de las características del propulsor para que el buque navegue a una determinada velocidad. Para ello es imprescindible conocer la resistencia al avance del buque a esa velocidad.

Este es un problema antiguo, y aunque desde hace bastante tiempo se han producido notables avances en el campo de la Hidrodinámica, puede afirmarse que en nuestros días y en el estado actual de los conocimientos sobre el tema, es imposible predecir por medios exclusivamente teóricos y con mediano grado de aproximación, la resistencia al avance de la carena de un buque. La forma más correcta consiste en recurrir a la experimentación con modelos físicos.

La experimentación en Hidrodinámica del Buque consiste en construir unos modelos de la carena y del propulsor a escala reducida y realizar con ellos una serie de ensayos en unas instalaciones denominadas Canales de Experiencias Hidrodinámicas, en los que se miden un conjunto de magnitudes físicas (resistencia al avance de la carena, par, empuje y revoluciones del propulsor, etc.), conociendo con elevada exactitud el comportamiento hidrodinámico del modelo.

El siguiente paso consiste en extrapolar al buque real los valores de las magnitudes físicas medidas en el modelo. Este proceso se denomina correlación modelo-buque y de su acertado planteamiento depende, de forma casi absoluta, el éxito de la resolución del problema expuesto. Al conjunto de hipótesis y cálculos que permiten obtener la resistencia de un buque a partir del ensayo o ensayos con uno o varios modelos geoméricamente semejantes, se le conoce con el nombre de Métodos de Correlación.

Esta metodología tiene su origen en las observaciones hechas por Froude. De ellas dedujo que dos barcos geoméricamente semejantes generan sistemas de olas también geoméricamente semejantes cuando navegan a velocidades para las que los números de Froude de ambos son iguales. A esas velocidades se las llama correspondientes.

El procedimiento consiste en remolcar el modelo a la velocidad correspondiente y medir la resistencia total de remolque a esa velocidad. A ese valor de la resistencia del modelo se le resta la parte debida a la resistencia viscosa también del modelo, que se ha calculado previamente. A la cantidad que queda, que prácticamente es la ocasionada por las olas, se la transforma en la del buque, de acuerdo con el método que establece la teoría de modelos. Basta sumar a esa cantidad la resistencia viscosa del buque, que se ha calculado de la misma manera que su homónima del modelo, para obtener la resistencia total del buque.

Desgraciadamente, tampoco existe un método de correlación lo suficientemente correcto para poder predecir de forma exacta el comportamiento del buque a partir de ensayos con modelos, fundamentalmente por el número de simplificaciones que es necesario adoptar en dicho proceso para representar de forma asequible los complejos fenómenos físicos que se presentan.

En las etapas iniciales del proyecto, cuando solo se conocen algunas características principales del buque, no sólo resultarían caros los métodos experimentales, sino que no serían posibles al no disponerse de un plano de formas del





modelo a ensayar, por lo que se suele recurrir a modelos matemáticos (*Computational Fluid Dynamics*, CFD), el cual ya se verá más adelante, o métodos analíticos para hacer las primeras aproximaciones de la resistencia al avance.

Para aplicar uno de estos métodos se deberá elegir entre la información disponible, poniendo especial interés en que las características de nuestro buque respondan a las características de los buques basándose en los cuales se desarrolló el citado método.

Estos métodos no sustituyen, ni mucho menos, a los métodos experimentales ya que estos son más precisos en el cálculo de la resistencia, y además se dispondrá de otros muchos datos para el correcto diseño de la propulsión, de la disposición de apéndices, etc. pudiéndose hacer pequeñas modificaciones de las formas que mejoren el comportamiento hidrodinámico de la carena.

Entre los métodos analíticos podemos distinguir las series sistemáticas de formas y los métodos numéricos.

#### **a) Serie sistemática**

Una serie sistemática se desarrolla para optimizar las formas de la carena de un determinado tipo de buque. Se seleccionan unas formas ‘patrón’ y, a partir de ellas, se realizan variaciones sistemáticas, tanto de sus dimensiones principales como de sus coeficientes geométricos adimensionales. Paralelamente se han de seleccionar tres o cuatro coeficientes de carena, o de relaciones entre sus dimensiones principales, que tengan mayor influencia en la resistencia al avance. Se construyen una serie de modelos de la serie y se realizan los ensayos para medir la resistencia al avance, que pueden verse complementados por ensayos de carenas con apéndices, ensayos de líneas de corriente, ensayos de autopropulsión, etc.

Los resultados de los ensayos se publican de forma que se facilite la interpretación y aplicación a los futuros usuarios. La idoneidad de una serie sistemática será máxima cuando el buque estudiado prevea formas similares a las estudiadas en la serie y las relaciones adimensionales de las dimensiones principales del buque estén dentro de los rangos de variación cubiertos por la serie. Por el contrario, cuanto más diferencia haya ira disminuyendo la fiabilidad de los resultados.

#### **b) Métodos numéricos**

Por otro lado están los métodos numéricos, los cuales la mayoría de ellos para predecir la resistencia al avance tienen base estadística.

Para ello primero se elige una base de datos apropiada evitando que contenga casos singulares o información demasiado dispar. A continuación se eligen las variables independientes con mayor influencia en la magnitud que se está tratando de estimar (resistencia). Posteriormente se selecciona el tipo de función de dependencia que relacione la magnitud a estudiar con las variables independientes elegidas y, finalmente, se realizan ajustes de las curvas para la obtención de los coeficientes de las funciones empleando las técnicas más adecuadas para cada tipo de función.

La base de datos puede formarse con resultados de buques sin ninguna relación entre sí, o con buques pertenecientes a un determinado tipo. La predicción basada en una regresión será tanto más buena como lo sea la base de datos empleada, dependiendo



la precisión del grado de semejanza entre los buques de la muestra y la del buque considerado.

### **1.1 Elección del método numérico de predicción de resistencia**

A la hora de elegir un método para el cálculo de la resistencia no existe un único método que sea preciso para un amplio rango de velocidades (como se verá en el Capítulo IV), aunque sean capaces de estimar con precisión la resistencia para el rango el cual que han sido desarrollados. Además existen muchas variables que intervienen en los métodos que no describen de forma exacta la forma del casco, la cual lógicamente influye de manera principal en la resistencia al avance.

Esto hace que el aspecto más importante a la hora de escoger un método u otro es tener en cuenta el rango de aplicación del mismo y el tipo de embarcación para el cual ha sido desarrollado.

Es por esta razón por la cual los métodos de predicción de resistencia proyectados para buques pesqueros escogidos son los métodos de J. Holtrop y G. G. J. Mennen [24, 25, 26], Amadeo García Gómez [15], Van Oortmersen [42] y Sander M. Calisal y Dan McGreer [39], los cuales se exponen a continuación.

## 2. MÉTODO DE J. HOLTROP Y G. G. J. MENNEN

El método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen [24, 25, 26] es un método estadístico obtenido a partir de regresiones matemáticas de los resultados de los ensayos del Canal de Wageningen y de resultados de pruebas de mar de buques construidos, que proporciona estimaciones de la resistencia bastante satisfactorias.

La muestra de buques que se ha tomado para este método abarca petroleros, bulkcarriers, buques de carga general, pesqueros, remolcadores, portacontenedores y fragatas entre otros. El procedimiento de predicción de potencia es válido para buques de una y dos líneas de ejes.

Su rango de aplicación es el siguiente:

Tipo de buque	Fr <sub>máx</sub>	C <sub>P</sub>		L / B		B / T	
		Min	Máx	Min	Máx	Min	Máx
<b>Petroleros, bulkcarriers</b>	0,24	0,7	0,85	5,1	7,1	2,4	3,2
<b>Arrastreros, costeros, remolcadores</b>	0,38	0,6	0,65	3,9	6,3	2,1	3,0
<b>Portacontenedores</b>	0,45	0,6	0,67	6,0	9,5	3,0	4,0
<b>Cargueros</b>	0,30	0,6	0,75	5,3	8,0	2,4	4,0
<b>Roll-on Roll-off, ferries</b>	0,35	0,6	0,67	5,3	8,0	3,2	4,0

Tabla 2.1. Rango de aplicación del método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen.

La resistencia al avance se calcula mediante el procedimiento tridimensional de Hughes, utilizando la línea básica de fricción de la ITTC-57.

La resistencia al avance se divide en las siguientes componentes:

$$R_T = R_V + R_{AP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A, \quad (2.1)$$

donde  $R_T$  es la resistencia total,  $R_V$  la resistencia viscosa,  $R_{AP}$  la resistencia de los apéndices,  $R_W$  la resistencia por formación de olas,  $R_B$  la resistencia de presión producida por el bulbo,  $R_{TR}$  la resistencia de presión de las popas de estampa cuando están sumergidas y  $R_A$  la resistencia debida al coeficiente de correlación modelo-buque.

### [1] Resistencia viscosa, $R_V$

$$R_V = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_F (1 + k_1), \quad (2.2)$$

siendo  $C_F$  el coeficiente de resistencia de fricción del buque según la fórmula de la ITTC-57

$$C_F = \frac{0,075}{(\text{Log } Re - 2)^2}. \quad (2.3)$$

El valor de  $(1 + k_1)$  se obtuvo estadísticamente:

$$1 + k_1 = 0,93 + 0,487118 \left(\frac{B}{L_F}\right)^{1,06806} \left(\frac{T}{L_F}\right)^{0,46106} \left(\frac{L_F}{L_R}\right)^{0,121563} \left(\frac{L_F^3}{\nabla}\right)^{0,36486} (1 - C_P)^{-0,604247} \quad (2.4)$$



$$\left(\frac{L_R}{L_F}\right) = 1 - C_P + \frac{0,06 C_P \cdot LCB}{4 C_P - 1}, \quad (2.5)$$

en esta fórmula  $C_P$  es el coeficiente prismático referido a la eslora en la flotación,  $LCB$  es la posición longitudinal del centro de carena a partir de la sección media como porcentaje de  $L_F$  ( $LCB$  será positivo hacia proa).

El coeficiente  $C_{14}$  pretende introducir la forma de popa en el factor de forma:

$$C_{14} = 1 + 0,011 C_{stern} \quad (2.6)$$

	$C_{stern}$
Popas tipo góndola	-25
Cuadernas en V	-10
Cuadernas normales	0
Cuadernas en U con popa Hogner	10

Tabla 2.2. Valores del coeficiente  $C_{stern}$ .

Si no se conoce la superficie mojada se puede estimar por la fórmula:

$$S = L (2 T + B) C_M^{0,5} \left( 0,453 + 0,4425 C_B - 0,2862 C_M - 0,003467 \frac{B}{T} + 0,3696 C_F \right) + 2,38 \frac{A_{BT}}{C_B}, \quad (2.7)$$

donde  $A_{BT}$  es el área transversal del bulbo en la vertical de la intersección de la flotación con el perfil de proa ( $m^2$ ) y  $C_F$  es el coeficiente de resistencia de fricción del buque según la fórmula de la ITTC-57.

## [2] Resistencia de los apéndices, $R_{AP}$

$$R_{AP} = \frac{1}{2} \rho S_{AP} V^2 C_F (1 + k_2)_{eq}, \quad (2.8)$$

siendo  $C_F$  el coeficiente de resistencia de fricción del buque según la fórmula de la ITTC-57.

$$(1 + k_2)_{eq} = \frac{\sum S_i (1 + k_2)_i}{\sum S_i}, \quad (2.9)$$

donde  $S_i$  es la superficie mojada de cada apéndice ( $m^2$ ) y  $(1 + k_2)_i$  es el  $(1 + k_2)$  de cada apéndice.

En la tabla siguiente se dan valores aproximados de  $(1 + k_2)$  para varios tipos de apéndices, a partir de los cuales se calcula el coeficiente equivalente  $(1 + k_2)_{eq}$ .

Tipo de apéndice	$(1 + k_2)$
Timón buque 1 hélice	1,3 – 1,5
Timón buque 2 hélices	2,8
Timón y quillote	1,5 – 2,0
Quillote solo	1,5 – 2,0
Arbotante	3,0

Tipo de apéndice	(1 + k <sub>2</sub> )
Henchimientos protectores	3,0
Henchimientos integrados	2,0
Ejes	2,0 – 4,0
Aletas estabilizadoras	2,8
Domos	2,7
Quillas de balance	1,4

**Tabla 2.3.** Valores de (1 + k<sub>2</sub>) para varios tipos de apéndices.

### [3] Resistencia por formación de olas, R<sub>w</sub>

- Para  $Fr \leq 0,4$

$$R_{W-A} = \rho g \nabla C_1 C_2 C_5 e^{(m_1 Fr^d + m_2 \cos(\lambda Fr^{-2}))} \quad (2.10)$$

$$C_1 = 2223105 C_7^{3,78613} \left(\frac{T}{B}\right)^{1,07961} (90 - i_E)^{-1,37565}, \quad (2.11)$$

donde  $i_E$  es el semiángulo de entrada en la flotación, en grados. Si no se conoce puede estimarse mediante la siguiente expresión:

$$i_E = 1 + 89 \text{EXP} \left( - \left(\frac{L_F}{B}\right)^{0,80856} (1 - C_F)^{0,30484} (1 - C_P - 0,0225 LCB)^{0,6367} \left(\frac{L_R}{B}\right)^{0,34574} \left(\frac{100 \nabla}{L_F^3}\right)^{0,16302} \right) \quad (2.12)$$

$B/L_F < 0,11$	$C_7 = 0,229577 (B/L_F)^{0,33333}$
$0,11 \leq B/L_F \leq 0,25$	$C_7 = B/L_F$
$B/L_F > 0,25$	$C_7 = 0,5 - 0,0625 B/L_F$

**Tabla 2.4.** Valores del coeficiente C<sub>7</sub>.

$$d = -0,9 \quad (2.13)$$

$$C_2 = e^{-1,89 \sqrt{C_3}} \quad (2.14)$$

$$C_3 = \frac{0,56 A_{BT}^{1,5}}{B T (0,31 \sqrt{A_{BT}} + T_{PR} - h_B)}, \quad (2.15)$$

siendo  $A_{BT}$  el área transversal del bulbo en la vertical de la intersección de la flotación con el perfil de proa (m<sup>2</sup>) y  $h_B$  la altura sobre la base del c.d.g. de la sección del bulbo de proa en la perpendicular de proa (m).

$$C_5 = 1 - \frac{0,8 A_{TR}}{B T_m C_M} \quad (2.16)$$

$$m_1 = 0,014047 \frac{L_F}{T} - 1,75254 \frac{\sqrt[3]{3}}{L_F} - 4,79323 \frac{B}{L_F} - C_{16} \quad (2.17)$$



con:

$C_p \leq 0,8$	$C_{16} = 8,07981 C_p - 13,8673 C_p^2$
$C_p > 0,8$	$C_{16} = 1,73014 - 0,7067 C_p$

**Tabla 2.5.** Valores del coeficiente  $C_{16}$ .

$$m_2 = C_{15} C_p^2 0,4 e^{(-0,1 Fr^{-2})} \quad (2.18)$$

con:

$L_F^3/\nabla \leq 512$	$C_{15} = -1,69385$
$512 < L_F^3/\nabla < 1727$	$C_{15} = -1,69385 + \frac{L_F/\nabla^{1/3} - 8,0}{2,36}$
$L_F^3/\nabla > 1727$	$C_{15} = 0$

**Tabla 2.6.** Valores del coeficiente  $C_{15}$ .

$L_F/B \leq 12$	$\lambda = 1,446 C_p - 0,03 \frac{L_F}{B}$
$L_F/B > 12$	$\lambda = 1,446 C_p$

**Tabla 2.7.** Valores del coeficiente  $\lambda$ .

- Para  $Fr > 0,55$

$$R_{W-B} = \rho g \nabla C_{17} C_2 C_5 e^{(m_3 Fr^d + \cos(\lambda Fr^{-2}))} \quad (2.19)$$

$$C_{17} = 6919,3 C_M^{-1,3346} \left(\frac{\nabla}{L_F^3}\right)^{2,009977} \left(\frac{L_F}{B} - 2\right)^{1,40692} \quad (2.20)$$

$$m_3 = -7,2035 \left(\frac{B}{L_F}\right)^{0,326869} \left(\frac{T}{B}\right)^{0,605375} \quad (2.21)$$

$$m_4 = C_{15} 0,4 e^{(-0,034 Fr^{-3,29})} \quad (2.22)$$

- Para  $0,4 < Fr < 0,55$

$$R_W = R_{W-A 0,4} + (10 Fr - 4) \frac{(R_{W-B 0,55} - R_{W-A 0,4})}{1,5} \quad (2.23)$$

#### [4] Resistencia de presión producida por el bulbo cerca de la flotación, $R_B$

La resistencia adicional debida a la presencia de bulbo de proa cerca de la superficie está determinada por:



$$R_B = 0,11 e^{-P_B^{-2} \frac{Fr_i^3 A_{BT}^{1,5} \rho g}{(1+Fr_i^2)}}, \quad (2.24)$$

donde el coeficiente  $P_B$  es una medida para la parte que emerge de la proa y  $Fr_i$  es el número de Froude referido a la inmersión:

$$P_B = \frac{0,56 \sqrt{A_{BT}}}{T_{PR} - 1,5 h_B} \quad (2.25)$$

$$Fr_i = \frac{V}{\sqrt{g (T_{PR} - h_B - 0,25 \sqrt{A_{BT}}) + 0,15 V^2}} \quad (2.26)$$

### [5] Resistencia adicional debida a la inmersión del espejo, $R_{TR}$

De forma similar, la resistencia de presión adicional debida a la parte sumergida de la estampa, se determina con:

$$R_{TR} = \frac{1}{2} \rho V^2 A_{TR} C_6 \quad (2.27)$$

El coeficiente  $C_6$  ha sido relacionado con el número de Froude referido al área sumergida de la estampa:

$Fr_{NT} < 5$	$C_6 = 0,2 (1 - 0,2 Fr_{NT})$
$Fr_{NT} \geq 5$	$C_6 = 0$

Tabla 2.8. Valores del coeficiente  $C_6$ .

$$Fr_{NT} = \frac{V}{\sqrt{\frac{2 g A_{TR}}{B + B C_F}}} \quad (2.28)$$

### [6] Resistencia debida a la correlación modelo-buque, $R_A$

Tiene en cuenta la correlación modelo-buque, la rugosidad del casco y la resistencia del aire.

$$R_A = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_A, \quad (2.29)$$

siendo  $C_A$  el coeficiente de correlación modelo-buque, que para condiciones ideales de pruebas, para una rugosidad estándar de 150  $\mu\text{m}$  se puede estimar por:

$$C_A = 0,006 (L_F + 100)^{-0,16} - 0,00205 + 0,003 \left(\frac{L_F}{7,5}\right)^{0,5} C_B^4 C_2 (0,04 - C_4) \quad (2.30)$$

$$C_2 = e^{-1,89 \sqrt{C_3}} \quad (2.31)$$

$$C_3 = 1 - \frac{0,8 A_{TR}}{B T_m C_M} \quad (2.32)$$



$T_{PR}/L_F \leq 0,04$	$C_4 = T_{PR}/L_F$
$T_{PR}/L_F > 0,04$	$C_4 = 0,04$

**Tabla 2.9.** Valores del coeficiente  $C_4$ .

Si se desea predecir el valor de  $C_A$  para una rugosidad mayor de  $150 \mu\text{m}$ , se puede utilizar la fórmula:

$$\Delta C_A = \frac{0,105 K_S^{1/3} - 0,05579}{L_F^{1/3}} \quad (2.33)$$



### 3. MÉTODO DE AMADEO GARCÍA GÓMEZ

El método de Amadeo García Gómez [15] es específico para determinar la resistencia hidrodinámica de buques pesqueros, distinguiendo entre pesqueros con formas de proa convencional o dotada de bulbo.

El rango de aplicación viene determinado por los siguientes límites:

Característica	Rango
Eslora entre perpendiculares, $L_{PP}$ (m)	25 – 60
Número de Froude, $Fr$	0,25 – 0,40
Relación $C_B B/L_{PP}$	0,095 – 0,165

Tabla 2.10. Rango de aplicación del método de Amadeo García.

#### a. Pesqueros con proa convencional

$$R_T = C_T \frac{1}{2} \rho S_{CAP} V^2, \quad (2.34)$$

donde  $C_T$  es el coeficiente de resistencia total,  $\rho$  la densidad de masa del agua de mar,  $S_{CAP}$  la superficie mojada, con apéndices, del buque ( $m^2$ ) y  $V$  la velocidad del buque (m/s).

$$C_T = C_F + C_R + C_A, \quad (2.35)$$

donde  $C_F$  es el coeficiente de resistencia de fricción según la línea ITTC-57,  $C_A$  el coeficiente de correlación y  $C_R$  el coeficiente de resistencia residuo.

$$C_F = \frac{0,075}{(\text{Log } Re - 2)^2} \quad (2.36)$$

El número de Reynolds a utilizar en la fórmula de la ITTC-57 es el correspondiente a la eslora de desplazamiento,  $L_D$ .

Para pesqueros de proa convencional se ha estimado:

$$L_D = L_F = 1,11 \nabla^{\frac{1}{3}} + 0,874 L_{PP} - 2,56, \quad (2.37)$$

donde  $\nabla$  es el volumen de desplazamiento ( $m^3$ ) y  $L_{PP}$  la eslora entre perpendiculares (m).

$$C_A = \left[ 69 + 200 \frac{C_B B}{L_{PP}} - 0,26 L_{PP} + \frac{1300}{L_{PP}} - 29,5 \text{Log } L_{PP} + 17 \frac{B}{T} - \left( \frac{B}{T} \right)^2 \right] \cdot 10^{-5} \quad (2.38)$$

$$C_R = C_T \left( \frac{RR}{RT} \right) \quad (2.39)$$

$$\frac{RR}{RT} = \frac{1,24 C_B B}{L_{PP}} + 0,265 Fr^2 + 2,151 Fr - 0,298 \quad (2.40)$$

El número de Froude es el correspondiente a  $L_{PP}$ .

Por tanto:



$$C_T = \frac{C_F + C_A}{1 - \frac{RR}{RT}} \quad (2.41)$$

La superficie mojada sin apéndices,  $S_{SAP}$ , puede estimarse por:

$$S_{SAP} = 3,019 \nabla^{\frac{2}{3}} + 0,602 L_{PP} \nabla^{\frac{1}{3}} - 1,734 \quad (2.42)$$

La superficie mojada de los apéndices puede descomponerse en dos partes: una debida a la tobera y otra debida al timón, codaste cerrado, etc.

La superficie mojada de la tobera:

$$S_{TB} = 1,13 \pi D^2 \frac{l/D}{0,5}, \quad (2.43)$$

donde  $l$  es la longitud de la tobera (m) y  $D$  el diámetro del propulsor (m).

Si no se conocen pueden tomarse:

$$\frac{l}{D} = 0,5 \quad (2.44)$$

$$D = 1 + \frac{L_{PP}}{0,07L_{PP} + 20} \quad (2.45)$$

La superficie mojada del timón y del codaste cerrado puede estimarse por:

$$S_{TCC} = 0,1 L_{PP} T_m, \quad (2.46)$$

donde  $T_m$  es el calado medio (m).

### b. Pesqueros con bulbo de proa

$$\left(\frac{RR}{RT}\right)_{CB} = \frac{\left(\frac{RR}{RT}\right)_{SB}}{\left(1 + \frac{\%DES}{100}\right)} \quad (2.47)$$

$$\%DES = a \frac{L_{PP}}{B} + b \quad (2.48)$$

$$a = -47,3 Fr_{Bb}^3 + 292,7 Fr_{Bb}^2 - 579,7 Fr_{Bb} + 351,7 \quad (2.49)$$

$$b = 166,7 Fr_{Bb}^3 - 1037,6 Fr_{Bb}^2 + 2026,8 Fr_{Bb} - 1244,8 \quad (2.50)$$

$$Fr_{Bb} = \frac{V}{\sqrt{g l_B}}, \quad (2.51)$$

donde  $a$  y  $b$  son funciones del número de Froude correspondiente a la protuberancia del bulbo  $l_B$ , medida a partir de la cuaderna 20 (m).

La superficie mojada sin apéndices para pesqueros con bulbo de proa,  $S_{SAP}$ , puede estimarse por:

$$S_{SAP} = 4,420 \nabla^{\frac{2}{3}} + 0,378 L_{PP} \nabla^{\frac{1}{3}} - 26,5 \quad (2.52)$$

$$C_{TCB} = \frac{C_F + C_A}{1 - \left(\frac{RR}{RT}\right)_{CB}} \quad (2.53)$$

#### 4. MÉTODO DE VAN OORTMERSEN

Van Oortmerssen publicó en 1971 [42] un método para la estimación de la resistencia de buques pequeños, con una base de datos de más de 900 buques, basándose en los resultados de 93 modelos de pesqueros y remolcadores ensayados en NSMB, actualmente MARIN. Posteriormente se publicaron algunas correcciones a errores detectados en el artículo inicial.

Tiene los inconvenientes de mostrar inestabilidades para velocidades inferiores a  $Fr < 0,30$ , su base de datos está compuesta por buques dispares y, además, dicho método no contempla algunos apéndices.

Su rango de aplicación es el siguiente:

Característica	Rango
Eslora en la flotación, $L_F$ (m)	8 – 80
Volumen de carena, $\nabla$ (m <sup>3</sup> )	5 – 3000
Relación eslora/manga, $L_F/B$	3 – 6,2
Relación manga/calado, $B/T$	1,9 – 4,0
Coefficiente prismático, $C_P$	0,50 – 0,725
Coefficiente de la maestra, $C_M$	0,73 – 0,97
Posición longitudinal del centro de carena, $LCB$	-8% $L_D$ – +2,8% $L_D$
Semiángulo de entrada en la flotación, $i_F$ (°)	10 – 46
Relación velocidad/eslora, $V/\sqrt{L_F}$	0 – 1,79
Número de Froude, $Fr$	0 – 0,50

**Tabla 2.11.** Rango de aplicación del método de Van Oortmersen.

Los valores de  $Fr$ ,  $Re$ ,  $LCB$ ,  $C_P$  y  $C_M$  están basados en la eslora de desplazamiento,  $L_D$ , la cual se calcula de la siguiente forma:

$$L_D = \frac{L_F + L_{PP}}{2} \quad (2.54)$$

La resistencia total viene dada por

$$R_T = R_F + R_R + R_A, \quad (2.55)$$

donde

$$R_F = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_F \quad (2.56)$$

$$C_F = \frac{0,075}{(\text{Log } Re - 2)^2} \quad (2.57)$$

$$\frac{R_R}{\Delta} = C_1 e^{-\frac{m}{9Fr^2}} + C_2 e^{-\frac{m}{Fr^2}} + C_3 e^{-\frac{m}{Fr^2}} \text{sen} \left( \frac{1}{Fr^2} \right) + C_4 e^{-\frac{m}{Fr^2}} \text{cos} \left( \frac{1}{Fr^2} \right) \quad (2.58)$$

$$m = 0,14347 C_P^{-2,1976} \quad (2.59)$$



$$10^3 C_i = d_{i,0} + d_{i,1} lcb + d_{i,2} lcb^2 + d_{i,3} C_P + d_{i,4} C_P^2 + d_{i,5} \frac{L_D}{B} + d_{i,6} \left(\frac{L_D}{B}\right)^2 + d_{i,7} C_{WL} + d_{i,8} C_{WL}^2 + d_{i,9} \frac{B}{T} + d_{i,10} \left(\frac{B}{T}\right)^2 + d_{i,11} C_M \quad (2.60)$$

$$C_{WL} = i_E \frac{L_D}{B} \quad (2.61)$$

Los valores de los coeficientes de la regresión son:

i	1	2	3	4
$d_{i,0}$	79,32134	6714,88397	-908,44371	3012,14549
$d_{i,1}$	-0,09287	19,83	2,52704	2,71437
$d_{i,2}$	-0,00209	2,66997	-0,35794	0,25521
$d_{i,3}$	-246,45596	-19662,024	755,1866	-9198,8084
$d_{i,4}$	187,13664	14099,904	-48,93952	6886,60416
$d_{i,5}$	-1,42983	137,33613	9,86873	-159,92694
$d_{i,6}$	0,11898	-13,36938	-0,77652	16,23621
$d_{i,7}$	0,15727	-4,49852	3,7902	-0,82014
$d_{i,8}$	-0,00064	0,021	-0,01879	0,00225
$d_{i,9}$	-2,52862	216,44923	-9,24399	236,3797
$d_{i,10}$	0,50619	-35,07602	1,28571	-44,1782
$d_{i,11}$	1,62851	-128,72535	250,6491	207,2558

Tabla 2.12. Valores de los coeficientes  $d_{i,j}$  de la regresión.

$$R_A = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_A \quad (2.62)$$

Corrección	$10^3 C_A$
Rugosidad	0,35
Gobierno	0,04
Quillas de balance	0,04
Aire	0,08

Tabla 2.13. Valores del coeficiente  $C_A$  según distintas correcciones.

La superficie mojada puede estimarse mediante la siguiente fórmula:

$$S = 3,223 \nabla^{\frac{2}{3}} + 0,5402 L_F \nabla^{\frac{1}{3}} \quad (2.63)$$

En la publicación inicial se presenta, además, un método para la estimación de los coeficientes propulsivos para buques pequeños, basado en los resultados de los ensayos de 66 modelos.



## 5. MÉTODO DE SANDER M. CALISAL Y DAN MCGREER

El método de Sander M. Calisal y Dan McGreer [39] está destinado a la predicción de resistencia de pesqueros en plena carga o carga parcial. Los datos se obtuvieron de 26 modelos y de la serie UBC (*University of British Columbia*).

Las ventajas que tiene este método es que, por una parte, es un método actual en el que las formas base son similares a los buques actuales; y, por otro lado, el método ajusta bien para números de Froude por debajo de 0,30.

Por el contrario, este método no contempla apéndice alguno, está enfocado a buques de hélice sin tobera con fondo plano (o con poca astilla muerta) y no ajusta bien la resistencia por formación de olas ( $R_W$ ).

Este método está basado en el de Van Oortmersen y su rango de aplicación es el siguiente:

Característica	Rango
Coefficiente de bloque, $C_B$	0,531 – 0,615
Relación eslora/manga, $L/B$	2,6 – 4,0
Relación manga/calado, $B/T$	2 – 3

**Tabla 2.14.** Rango de aplicación del método de Sander M. Calisal y Dan McGreer.

La resistencia total viene dada por

$$R_T = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_T, \quad (2.64)$$

donde

$$C_T = C_F + C_A + C_R \quad (2.65)$$

$$C_F = \frac{0,075}{(\text{Log } Re - 2)^2} \quad (2.66)$$

$$C_R = C_1 e^{-\frac{m}{9Fr^2}} + C_2 e^{-\frac{m}{Fr^2}} + C_3 e^{-\frac{m}{Fr^2}} \text{sen}(Fr^2) + C_4 e^{-\frac{m}{Fr^2}} \text{cos}(Fr^2), \quad (2.67)$$

donde

$$C_i = d_{i,0} + d_{i,1} \frac{L}{B} + d_{i,2} + d_{i,3} \frac{B}{T} + d_{i,4} \quad (2.68)$$

$$m = 0,14347 C_p^{-2,1976} \quad (2.69)$$

Los valores de  $d_{i,j}$  fueron determinados mediante análisis de regresión de datos de ensayos con modelos, los cuales vienen dados para su correspondiente coeficiente de bloque  $C_B$ . Para valores intermedios de dicho coeficiente será necesario realizar una interpolación.

<b>C<sub>B</sub> = 0,531</b>				
<b>i</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
<b>d<sub>i,0</sub></b>	0,006056	0,166001	-0,067109	-0,047944
<b>d<sub>i,1</sub></b>	1,42E-06	-0,000817	0,000425	0,000326
<b>d<sub>i,2</sub></b>	9,99E-06	-0,005752	0,00299	0,002295
<b>d<sub>i,3</sub></b>	-0,001758	-0,00068	0,000302	0,000147
<b>d<sub>i,4</sub></b>	0,000246	-0,002688	0,001521	0,00118

**Tabla 2.15.** Valores de los coeficientes  $d_{i,j}$  para un coeficiente de bloque  $C_B = 0,531$ .

<b>C<sub>B</sub> = 0,615</b>				
<b>i</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
<b>d<sub>i,0</sub></b>	0,074654	0,076958	-0,000162	-0,018642
<b>d<sub>i,1</sub></b>	0,001879	7,70E-05	7,42E-05	1,05E-05
<b>d<sub>i,2</sub></b>	-0,000701	1,80E-05	0,000907	0,000119
<b>d<sub>i,3</sub></b>	-0,05158	-0,005247	-0,001137	-0,001944
<b>d<sub>i,4</sub></b>	0,009871	0,000572	-0,000661	0,001169

**Tabla 2.16.** Valores de los coeficientes  $d_{i,j}$  para un coeficiente de bloque  $C_B = 0,615$ .

Sin embargo, de una forma alternativa, desarrollaron un algoritmo IMD (*Institute of Marine Dynamics*):

$$\frac{R_R}{\Delta} = \frac{1}{C_B \frac{L^2}{BT}} (a_1 + a_2 Fr + a_3 Fr \frac{B}{T} + a_4 S^2 + a_5 Fr \frac{B}{T} S^2 + a_6 Fr^5 + a_7 Fr^5 S + a_8 Fr^5 S^2 + a_9 Fr^8 S + a_{10} Fr^{10} + a_{11} Fr^{10} S^2, \tag{2.70}$$

donde

$$S = \frac{L^2}{BT} \tag{2.71}$$

Los valores de los coeficientes  $a_i$  vienen recogidos en la siguiente tabla para plena carga y carga parcial:

	<b>Plena carga</b>	<b>Carga parcial</b>
<b>a<sub>1</sub></b>	0,01350916	1,85E-02
<b>a<sub>2</sub></b>	0,2399775	-2,31E-02
<b>a<sub>3</sub></b>	-0,1094626	-1,93E-02
<b>a<sub>4</sub></b>	-7,25E-05	-1,14E-05
<b>a<sub>5</sub></b>	1,41E-04	2,11E-05
<b>a<sub>6</sub></b>	7,08E-02	4,30E-02
<b>a<sub>7</sub></b>	0,9437698	0,811856
<b>a<sub>8</sub></b>	-1,08E-02	-0,0085882
<b>a<sub>9</sub></b>	0,1599635	0,1251543
<b>a<sub>10</sub></b>	2,01E-03	9,05E-04
<b>a<sub>11</sub></b>	0,6638434	0,7494847

**Tabla 2.17.** Valores de los coeficientes  $a_i$  para la situación de plena carga y carga parcial.



## CAPÍTULO III

Generación de formas



## 1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se va a analizar las formas que se van a adoptar así como la generación de las mismas. Como en todos los buques las formas del casco son, como ya se ha expuesto en el Capítulo I, función del tipo de mercado al que va destinado el barco, así como de la carga (tipo y volumen o peso), y de la zona de navegación y puertos inicialmente establecidos como previsibles, al igual que los canales por los que previsiblemente pudiese navegar. Otro punto importante a tener en consideración es la meteorología de la zona donde llevará a cabo su servicio.

Hay que señalar que, como en todo proyecto, existen unas determinadas dimensiones que se deben optimizar con el fin de:

1. Conseguir que las formas del casco tengan la menor resistencia al avance posible, lo que se traduce en la necesidad de menor potencia y, por tanto, el motor propulsor será de menor potencia, lo que se traduce en un menor tamaño del motor propulsor, con lo que disminuye el consumo y el precio del mismo. Así mismo se reduce su tamaño con lo que disminuye el empacho, dejando un mayor espacio para albergar la carga, así como el peso en rosca del buque.
2. Lograr una buena estabilidad, suficiente para la seguridad de la embarcación, pero no excesiva, por motivos de confortabilidad y de comportamiento en la mar, con lo que también se aumenta la seguridad del buque y de la tripulación.
3. Dotar a la embarcación de espacios sobre cubiertas suficientes para conseguir una disposición general óptima, característica muy importante en este tipo de buques factoría, pues deben estar pensados no sólo para navegar y transportar carga, sino para llevar a cabo un proceso productivo a bordo (pesca. preparación, procesado y congelación de las capturas).
4. Aumentar en lo posible la capacidad de carga, ya que a mayor volumen de bodegas, mayor es la cantidad de capturas que se pueden almacenar en la misma marea, aumentando la rentabilidad del buque. La maximización de la capacidad de carga debe realizarse dentro de un rango razonable, ya que al margen de razones constructivas se debe tener en cuenta las limitaciones de pesca impuestas en los caladeros, con el fin de permitir la regeneración de las especies.
5. Las formas elegidas deben favorecer la mejor maniobrabilidad posible, aspecto muy importante durante las faenas de pesca.

Recordando de forma resumida lo expuesto en el Capítulo I, existen una serie de características a tener en cuenta a la hora de desarrollar el proyecto de las formas de un buque pesquero.

Un aumento progresivo de la velocidad a la que navegan estos buques ha hecho que se haya evolucionado de los antiguas formas en 'U' del cuerpo de proa a formas en 'V', aunque formas en 'V' muy pronunciadas tampoco son recomendables porque son desfavorables desde el punto de vista de la estabilidad, dando lugar a una pérdida de estabilidad excesiva en mares de popa y una mayor tendencia a embarcar agua a popa.

Por otro lado, para hacer el cabeceo más suave, a las cuadernas de proa se les da un abanico apreciable, lo que permite mantener seca la cubierta aunque se navegue con mal tiempo.





Además es conveniente el uso de popas de espejo en aquellos pesqueros que necesitan amplios espacios de trabajo en esa zona y es importante que, a ser posible, el barco tenga un codaste amplio, para poder meter una hélice de gran diámetro, que gire a pocas revoluciones y que tenga inmersión suficiente (es aconsejable dotar a la embarcación de un cierto trimado de proyecto para aumentar la inmersión del propulsor).

La posición longitudinal de la sección de área máxima tiene una gran influencia en la eficiencia del casco. Para una resistencia óptima, la sección de área máxima en buques pesqueros debe estar algo a popa de la sección media.

A la hora de definir las formas del barco, podemos abordar el proyecto por diversos caminos diferentes; pero fundamentalmente se obtiene de las siguientes tres maneras:

- a) Generando unas formas propias, partiendo de la experiencia y que se ajusten a las características y dimensiones estimadas. Estas formas se deberán probar posteriormente en un Canal de Experiencias Hidrodinámicas. El problema de este proceso es el económico, ya que el proyecto del buque se encarece considerablemente, respecto a los otros medios de obtener las formas. El plantearse desarrollar unas nuevas formas innovadoras suponen un desembolso monetario considerable, ya que se requieren, entre otros estudios, pruebas en canal para ver la idoneidad de la obra viva del buque. En el caso que nos ocupa de un buque pesquero, el coste que puede suponer los estudios de canal de proyecto (como así ocurre en la mayoría de los casos) es exageradamente alto e inviable para la gran mayoría de armadores individuales. A este aspecto monetario hay que añadirle el conservadurismo de esta parte del sector, por lo que la opción de la innovación está restringida a grandes armadores de flotas.
- b) Una segunda opción para el desarrollo de los formas en un buque pesquero es la generación de las formas a partir de una serie sistemática. Construida en base a los estudios desarrollados por un Canal de Experiencias Hidrodinámicas a partir de buques semejantes construidos, y que se ajuste a las dimensiones estimadas. Como en el caso anterior el inconveniente es de tipo económico.
- c) La tercera alternativa es que las formas se generen a partir de un buque ya construido, similar en dimensiones al que se va a proyectar, del que se conoce un resultado de explotación satisfactorio. Es la forma más económica de diseñar el barco y lo que normalmente se hace, ya que dentro del mercado de este tipo de embarcaciones, cada astillero está especializado en un tipo o tipos de buques, variando muy poco sus diseños.

Para abordar el análisis de las formas se empleará este último modo, es decir, se partirá de un buque arrastrero ya construido, aunque previamente se realizará un análisis de sus formas.



## 2. ANÁLISIS PREVIO DE LA CALIDAD DE LAS FORMAS BASE ADOPTADAS

Tal y como se ha justificado en los párrafos anteriores, el proceso habitualmente utilizado es partir de las formas de un buque base de un buque cuyos prestaciones son conocidas. Las formas casi siempre se copian y posteriormente se modifican adecuándolas al gusto y preferencias del armador, así como introduciendo las oportunas mejoras para ajustar el buque, y que normalmente son función de las tendencias del mercado así como de las soluciones adoptadas por los armadores de la competencia, pero la amplia experiencia existente en este tipo de buques ha permitido que se hayan desarrollado unas formas muy características para los buques arrastreros.

Sin embargo se deben estudiar previamente una serie de consideraciones acerca de las formas necesarias que el buque base tendría que satisfacer enfocadas al tipo de buque pesquero escogido.

Clasificación	Arrastrero congelador
Eslora total (L)	57,5 m
Eslora entre perpendiculares ( $L_{PP}$ )	50,5 m
Manga (B)	12,0 m
Puntal ( $H_{CP}$ )	7,4 m
Puntal ( $H_{CS}$ )	5,2 m
Calado (T)	4,8 m
Coefficiente de bloque ( $C_B$ )	0,574
Coefficiente de la maestra ( $C_M$ )	0,928
Coefficiente prismático ( $C_P$ )	0,622
Coefficiente de la flotación ( $C_F$ )	0,757
Velocidad (V)	14 nudos
Desplazamiento ( $\Delta$ )	1744,0 t

Tabla 3.1. Características del buque base.

Un pesquero debe cumplir una serie de requisitos operativos y de comportamiento en la mar. Un arrastrero en concreto debe tener una alta velocidad (atendiendo al tipo de buque), un comportamiento en la mar que garantice la seguridad del personal a bordo, sobre todo durante las tareas de pesca, un alto nivel de maniobrabilidad así como un alto grado de aprovechamiento de los espacios bajo cubierta.

En la práctica las características que más se utilizan para estudiar la hidrodinámica de un buque son las relaciones adimensionales del buque. Éstas se recogen en el libro “*Lecciones de Resistencia al Avance*”, de Antonio Baquero Mayor [3] y se irán exponiendo y estudiando si las del buque base en estudio se ajustan a lo que podríamos llamar unas formas ‘hidrodinámicamente buenas’.



### Relación L/B

Aunque los pesqueros son buques pequeños y rápidos, con lo que en principio les corresponderían relaciones  $L/B$  muy altas, a su vez deben tener mucha manga por consideraciones de capacidad de bodegas y sobre todo de estabilidad, con lo que  $L/B$  se ve comprendida entre 4,0 y 5,0. El buque base tiene una relación

$$\frac{L}{B} = \frac{50,5}{12} = 4,208$$

### Relación B/T

Los valores típicos de  $B/T$  para pesqueros están entre 2,2 y 2,5. El buque base tiene una relación

$$\frac{B}{T} = \frac{12}{4,8} = 2,5$$

### Curva de Áreas

Se comprueba que la curva de áreas del buque base tenga unos hombros con radio de curvatura amplio, para que no haya desprendimientos de flujo en el hombro de popa ni creación de sistemas secundarios de olas en el hombro de proa. También se verifica la concavidad en la zona de proa.

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L_{PP}}} = \frac{14 \cdot 0,51445}{\sqrt{9,81 \cdot 50,5}} = 0,324$$

### Posición longitudinal del centro de carena

Por tratarse de un barco rápido (número de Froude alto), la componente más significativa de la resistencia al avance es la resistencia por formación de olas, esto hace que se necesiten proas finas, y por tanto la posición longitudinal del centro de carena se encuentra a popa de la cuaderna maestra entre el 1 y el 2,5% respecto a la eslora entre perpendiculares. Por el mismo motivo, se busca que el semiángulo de entrada de las líneas de agua sea lo más bajo posible, reduciéndose así la resistencia de presión en la zona de proa.

### Línea de flotación

La de flotación es la más importante de las líneas de agua, pues los fenómenos hidrodinámicos más importantes se producen cerca de la flotación. Para números de Froude comprendidos entre 0,25 y 0,40 (caso del buque base) la flotación a proa debe ser ligeramente cóncava, y así se comprueba al observar la curva de áreas del buque base y que será la que se adopte para el buque proyecto.



### **Forma de las cuadernas**

La zona de proa se proyecta con unas formas en ‘U’, con el fin de amortiguar los movimientos de cabeceo, así como de un amplio abanico para reducir el embarque de agua en cubierta.

La astilla muerta en la cuaderna maestra es amplia para obtener un plano de deriva suficiente, manteniendo bajo el coeficiente de bloque, de manera que se favorece la maniobrabilidad a la vez que se reduce la resistencia al avance.

La popa será en espejo, minorando el ángulo de salida de las líneas de agua cerca de la flotación, reduciendo así el riesgo de formación de fenómenos de flujo indeseables (desprendimiento de flujo, turbulencias.). Además de lo anterior, una popa de espejo proporciona una superficie útil en popa mucho mayor que las popas de crucero, por lo que se facilitan las operaciones de pesca.

El vano de la hélice deberá ser lo mayor posible pero permitiendo, en todo momento, una inmersión suficiente del propulsor, con el fin de favorecer el rendimiento propulsivo.

El ángulo de salida de las líneas de agua en la zona de la hélice será lo menor posible para facilitar la llegada de agua a la hélice, mejorar la maniobrabilidad y reducir el coeficiente de succión.

Se adoptaran unas formas redondeadas que presentan unas condiciones marineras globales bastantes buenas y permiten un buen aprovechamiento de los espacios interiores. Desde otro punto de vista, las formas redondeadas presentan una menor resistencia en olas y menores momentos flectores.



### 3. OBTENCIÓN DE LA GEOMETRÍA

En este apartado se realizará una descripción de todos los pasos a seguir para llevar a cabo la generación de la geometría a partir del buque base escogido anteriormente.

Inicialmente los datos de los que se disponen es el plano de formas del barco base, el cual se muestra a continuación. Para la realización de la superficie del casco se utiliza un programa de diseño CAD (concretamente Rhinoceros). Para ello se importa a Rhinoceros cada una de las vistas del plano de formas (alzado, planta y perfil) como ‘bitmap de fondo’ de forma individual, escalados según las dimensiones del barco.

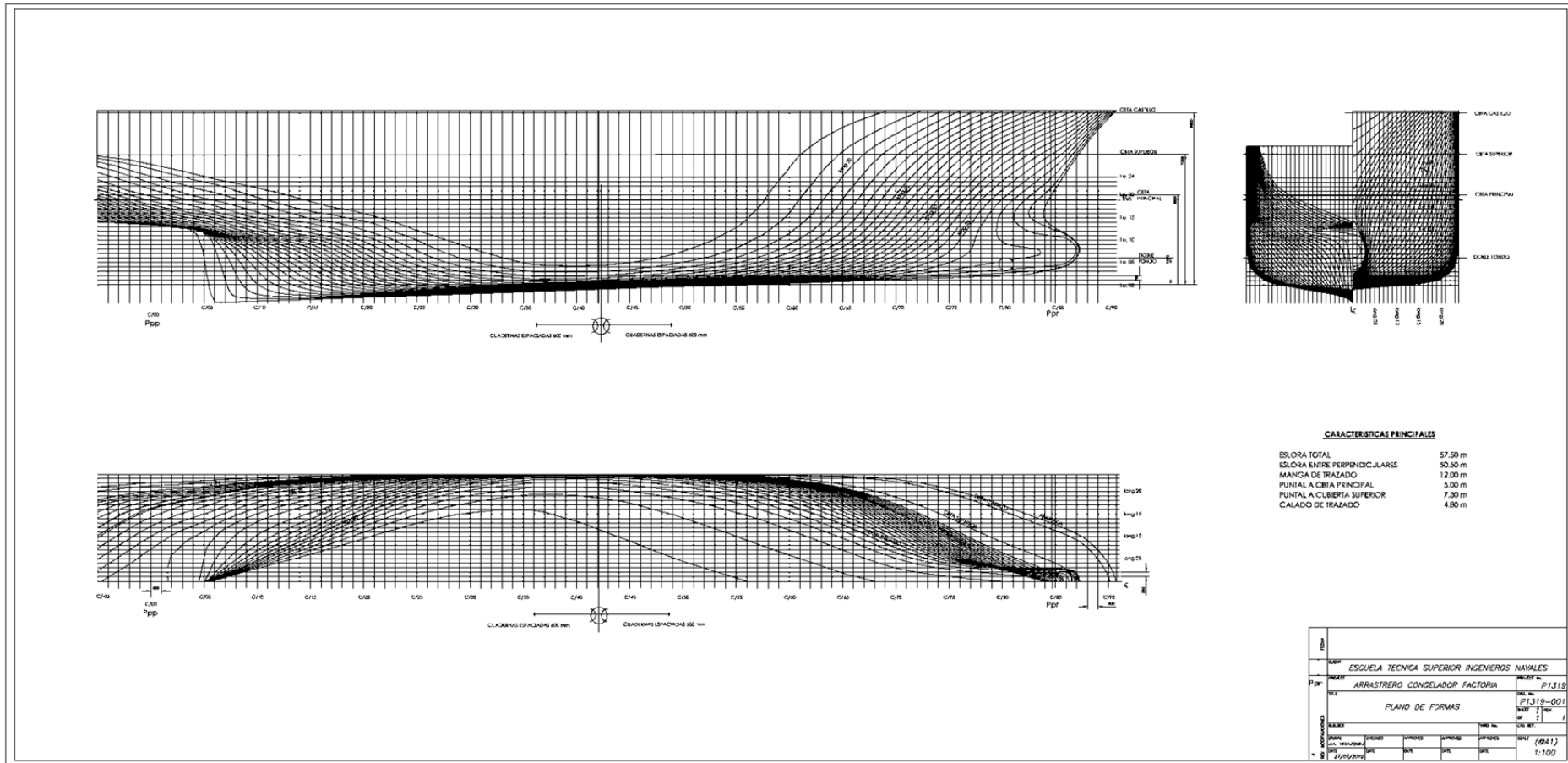
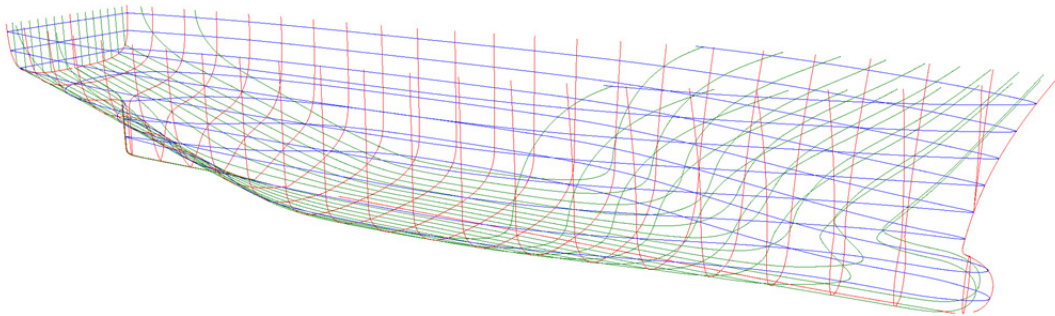


Figura 3.1. Plano de formas del buque base (Fuente: Velázquez Sánchez, J. A., octubre de 2010, *Arrastrero congelador factoria de fondo y pelágico*, ETSIN, Madrid).

Posteriormente se procede a ‘calcar’, es decir, a dibujar las distintas curvas que forman el plano de formas. Una vez hecho esto se giran las curvas de las vistas correspondientes (alzado, planta y perfil) y se llevan a su verdadera posición tanto las cuadernas como las líneas de agua y las longitudinales, obteniendo finalmente el ‘esqueleto’ del barco.



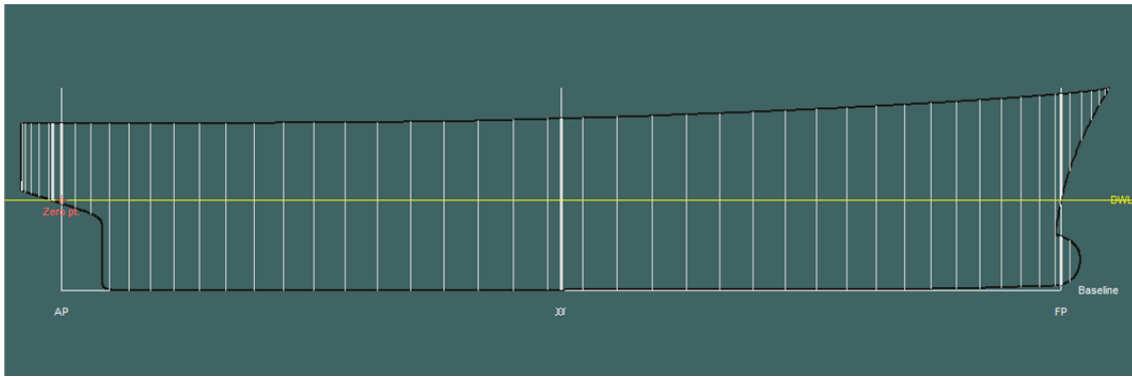
**Figura 3.2.** ‘Esqueleto’ del casco del buque base (Fuente: Rhinoceros).

A partir de las curvas colocadas debidamente se crea la superficie del casco, a la cual se le realiza un alisado en aquellas zonas que lo necesite con las diferentes herramientas de alisado de las que dispone Rhinoceros.



**Figura 3.3.** Superficie del casco del buque base (Fuente: Rhinoceros).

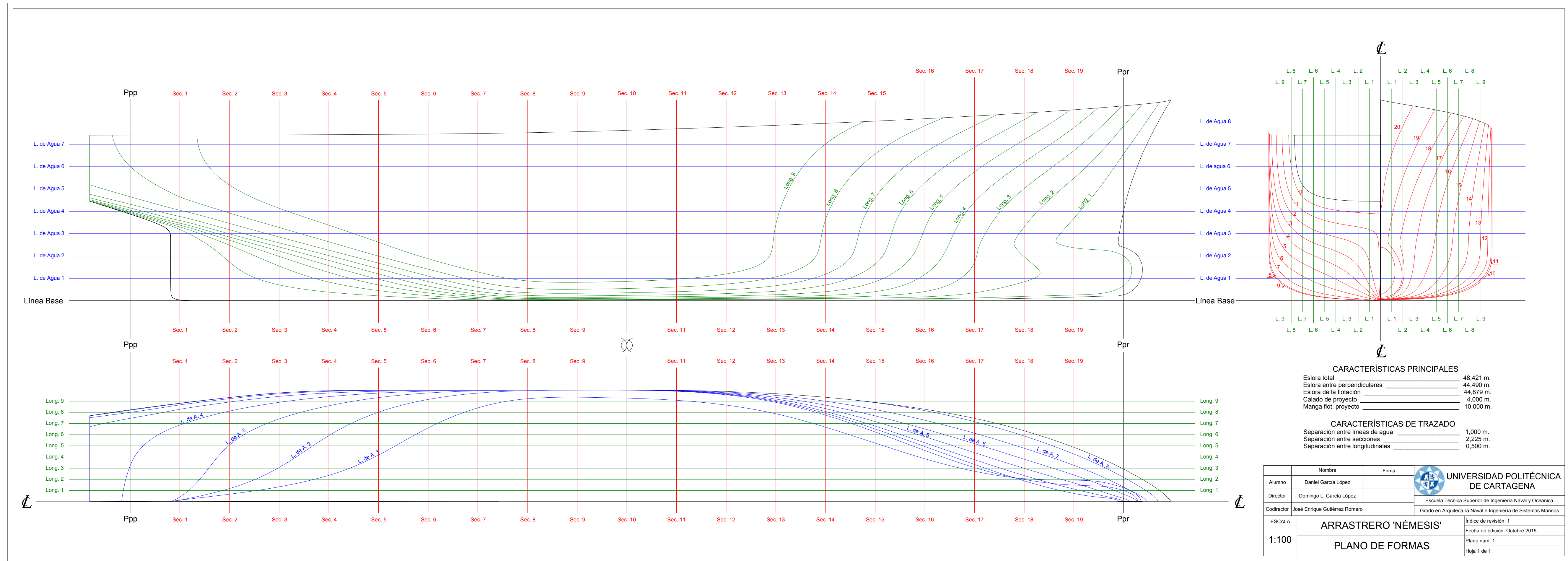
A continuación se importa el casco alisado a Maxsurf en donde, para que no sea igual al buque base, se le realiza una transformación afin en las tres direcciones del espacio, procurando mantener las relaciones adimensionales dentro de los rangos establecidos en el apartado anterior.



**Figura 3.4.** Superficie del casco afin (Fuente: Maxsurf).

Tras esta transformación afin se procede a la realización del plano de formas del buque final con la ayuda del programa Rhinoceros, el cual se puede ver a continuación.





**CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES**

Eslora total	48,421 m.
Eslora entre perpendiculares	44,490 m.
Eslora de la flotación	44,879 m.
Calado de proyecto	4,000 m.
Manga flot. proyecto	10,000 m.

**CARACTERÍSTICAS DE TRAZADO**

Separación entre líneas de agua	1,000 m.
Separación entre secciones	2,225 m.
Separación entre longitudinales	0,500 m.

Nombre	Firma	<b>UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA</b> Escuela Técnica Superior de Ingeniería Naval y Oceánica Grado en Arquitectura Naval e Ingeniería de Sistemas Marinos	
Alumno	Daniel García López		
Director	Domingo L. García López		
Codirector	José Enrique Gutiérrez Romero		
ESCALA	<b>ARRASTRERO 'NÉMESIS'</b>		Índice de revisión: 1
1:100	<b>PLANO DE FORMAS</b>		Fecha de edición: Octubre 2015
			Plano núm: 1
			Hoja 1 de 1



## 4. CURVA DE ÁREAS

La curva de áreas representa el área de cada sección bajo la flotación en función de la posición longitudinal de cada una de estas secciones.

Esta representación del área de las secciones en función de la eslora nos proporciona una visión de cómo se ha repartido el desplazamiento del buque a lo largo de dicha eslora.

Esta curva ha de ser suave y continua, lo que es indicativo de unas buenas formas. De la curva de áreas se puede obtener el volumen bajo carena, que es el área entre la curva y el eje de abscisas. También se conoce a partir de la curva de áreas la posición longitudinal del centro de carena (centro de gravedad del volumen sumergido), que coincide con el centro de gravedad del área representada.

Por último, la curva de áreas también nos proporciona información acerca del coeficiente prismático, que se define como:

$$C_p = \frac{\nabla}{A_{\otimes} \cdot L} \quad (3.1)$$

donde  $\nabla$  es el volumen desplazado,  $A_{\otimes}$  el área de la sección maestra y  $L$  la eslora del buque.

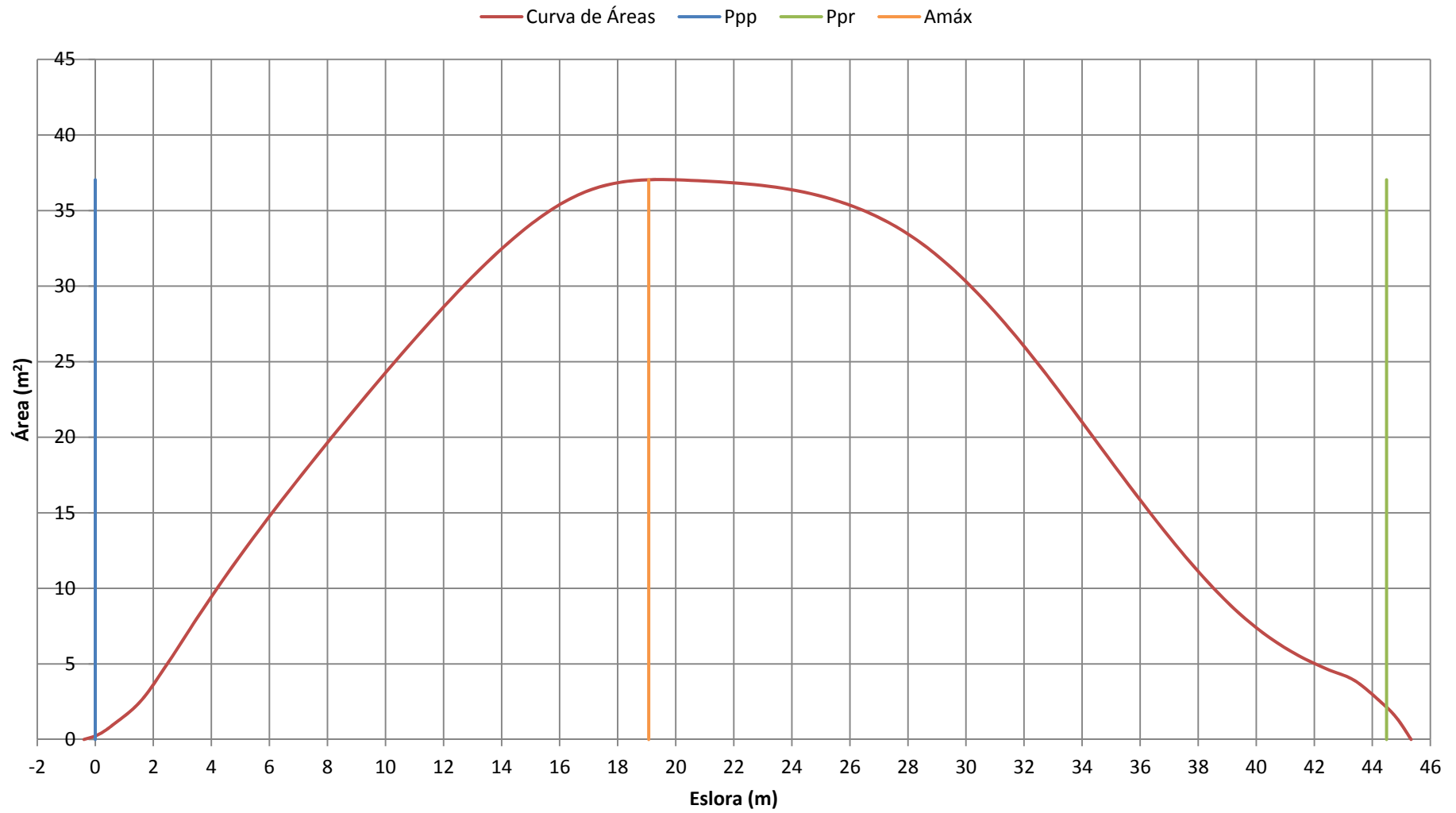
En función del aspecto de la curva de áreas se puede deducir si las formas del buque son adecuadas o no, en función de la longitud del cuerpo cilíndrico, el cuerpo de entrada y de salida así como de los ‘hombros’ que aparecen en la curva en las zonas de transición entre los cuerpos de proa y popa y el cuerpo cilíndrico.

En general, se puede decir que una curva de áreas que refleje unas formas adecuadas debe ser continua y uniforme, por lo que no deberá presentar discontinuidades ni quiebros, así como ‘ondulaciones’, tener ‘hombros’ (inflexiones) con radio de curvatura amplio en las zonas de transición entre los cuerpos de popa y proa con el cuerpo cilíndrico, concavidad en la zona de proa y las partes de proa y popa serán rectas y claras.

A continuación podemos ver la curva de áreas del arrastrero, representada para el calado de proyecto,  $T = 4 \text{ m}$ . En este caso a partir de ello se puede concluir que el buque posee unas formas adecuadas.

El valor del área seccional máxima es de  $37,039 \text{ m}^2$ , correspondiente a una sección situada a  $19,069 \text{ m}$  de la perpendicular de popa.

Para la consulta de los valores proporcionados por el programa Maxsurf se adjuntará una hoja de cálculo con los valores del área de cada sección a lo largo de la eslora de forma tabular.



**Gráfica 3.1.** Curvas de áreas del buque para un calado de 4 m.



## 5. CURVAS HIDROSTÁTICAS

### 5.1 Introducción

Las curvas hidrostáticas son unos diagramas que representan distintas características o parámetros geométricos del buque en función del calado  $T$  (calculadas a partir del plano de formas o de la cartilla de trazado), con la característica típica de que el calado se pone en el eje de ordenadas. Normalmente son las siguientes:

#### Área de la flotación

Es la curva básica para obtener todas las demás. Para un calado dado, el área de la flotación se obtiene integrando las distintas mangas, o semimangas (pues lo normal es que la flotación sea simétrica), a lo largo de la eslora en la flotación correspondiente a ese calado

$$A_f = 2 \int_{L_f} y \cdot dx, \quad (3.2)$$

siendo  $y$  las semimangas.

#### Toneladas por centímetro de inmersión

Esta curva es una adaptación de la anterior de las áreas de las flotaciones. Sea un buque al que para un calado  $T$  le corresponde un área de la flotación  $A_f$ , y un volumen de carena  $\gamma$ , y por tanto, un desplazamiento  $\Delta$ . Suponiendo que, a partir de esta situación, se le carga un peso que le produzca una variación paralela infinitesimal de calado  $dT$ , para que siga estando en equilibrio, este peso tendrá que ser compensado con el incremento de empuje  $d\Delta$  correspondiente al  $dT$ , tal que

$$d\Delta = \gamma \cdot d\nabla = \gamma \cdot A_f \cdot dT \quad (3.3)$$

Si se considera  $dT$  como 1 centímetro, entonces  $d\Delta$  será igual a las toneladas por centímetro de inmersión ( $TCI$ ), es decir, las toneladas que es preciso cargar (o descargar) para que el calado varíe 1 centímetro.

$$TCI = \frac{\gamma \cdot A_f}{100} \quad (3.4)$$

La suposición que se hace aquí es considerar que el área de la flotación permanece constante en toda la variación de calado que se produzca. Por tanto las variaciones de calado tendrán que ser pequeñas (a no ser que el buque sea de costados rectos) o el error que se cometa puede ser muy grande.

#### Abcisa del centro de gravedad de la flotación

La posición del centro de gravedad del área de las distintas flotaciones se obtiene dividiendo el momento estático de esta área, respecto del origen que se esté considerando, entre el área. Si se toma como origen la sección media



$$\overline{\otimes F} = \frac{m_{\otimes}}{A_f} \quad (3.5)$$

En el caso de que las flotaciones sean simétricas

$$m_{\otimes} = 2 \int_{L_f} x \cdot y \cdot dx \quad (3.6)$$

$$A_f = 2 \int_{L_f} y \cdot dx, \quad (3.7)$$

siendo  $y$  las semimangas.

### Desplazamiento de trazado

El desplazamiento se calcula multiplicando el volumen de carena por el peso específico supuesto constante

$$\Delta = \gamma \cdot \nabla \quad (3.8)$$

El volumen de trazado, correspondiente a cada flotación, es el volumen que se calcula con las lecturas del plano de formas o de la cartilla de trazado

$$\nabla = \int_0^T A_f \cdot dz \quad (3.9)$$

### Ordenada o altura del centro de carena

Por definición de centro de gravedad

$$\overline{KB} = \frac{M_K}{\nabla} \quad (3.10)$$

$$M_K = \int_0^T A_f \cdot z \cdot dz, \quad (3.11)$$

siendo  $M_K$  el momento estático del volumen de carena ( $\nabla$ ) respecto al plano base.

### Abcisa del centro de carena

Si se toma como referencia la sección media

$$\overline{\otimes B} = \frac{M_{\otimes}}{\nabla} \quad (3.12)$$

$$M_{\otimes} = \int_0^T \overline{\otimes F} \cdot A_f \cdot dz, \quad (3.13)$$

siendo  $M_{\otimes}$  el momento estático del volumen de carena ( $\nabla$ ) respecto a la sección media  $\otimes$ .



### Radio metacéntrico transversal

El radio metacéntrico transversal es el radio de curvatura de la curva que describe el centro de carena al girar el buque un ángulo  $d\theta$  infinitesimal en el plano transversal, manteniendo constante el volumen sumergido, y se calcula mediante la expresión

$$\overline{BM}_t = \frac{I_t}{\nabla}, \quad (3.14)$$

siendo  $I_t$  el momento de inercia del área de la flotación respecto de un eje OO perpendicular al plano de giro y que pasa por su centro de gravedad ( $F$ ). Si las flotaciones son simétricas, el eje OO coincide con la línea de crujía de la flotación y, por tanto, el momento de inercia es

$$I_t = 2 \int_{L_f} \frac{1}{3} y^3 \cdot dx, \quad (3.15)$$

siendo  $y$  las semimangas.

### Radio metacéntrico longitudinal

Es lo mismo que en el caso anterior, salvo que ahora el plano de giro es el longitudinal

$$\overline{BM}_l = \frac{I_l}{\nabla}, \quad (3.16)$$

siendo  $I_l$  el momento de inercia del área de la flotación respecto del eje transversal que pasa por su centro de gravedad ( $F$ ).

Como el centro de la flotación  $F$  puede estar en cualquier posición resulta más cómodo calcular primero el momento de inercia respecto del eje paralelo que pasa por la sección media,  $I_{\otimes}$ , y después, aplicando al teorema de Steiner, obtener  $I_l$

$$I_l = I_{\otimes} - \overline{OF}^2 \cdot A_f \quad (3.17)$$

Si la flotación es simétrica

$$I_{\otimes} = 2 \int_{L_f} x^2 \cdot y \cdot dx \quad (3.18)$$

En algunos casos, en vez de representar los radios metacéntricos, lo que se dibuja es la distancia del metacentro (transversal o longitudinal) sobre la base. Para ello se suma la altura del centro de carena al radio metacéntrico correspondiente.

$$\overline{KM}_t = \overline{KB} + \overline{BM}_t \quad (3.19)$$

$$\overline{KM}_l = \overline{KB} + \overline{BM}_l \quad (3.20)$$

### Momento para alterar el trimado un centímetro

Es el momento necesario para modificar el trimado del buque un centímetro para cada flotación, y se calcula mediante la expresión

$$MTC = \frac{I_l \cdot \gamma}{100 \cdot L}, \quad (3.21)$$



siendo  $I_l$  el mismo momento de inercia que se utiliza para calcular  $\overline{BM}_l$ ,  $\gamma$  el peso específico supuesto para el agua de mar y  $L$  la eslora entre perpendiculares.

### Coeficientes de forma

Estos coeficientes son unas relaciones entre los volúmenes sumergidos o las superficies del buque, y las de los cuerpos geométricos que ‘más o menos’ los circunscriben.

- Coeficiente de bloque ( $C_B$ )

Es la relación entre el volumen sumergido del buque y el volumen de un prisma de dimensiones su eslora, manga y calado.

$$C_B = \frac{\nabla}{L \cdot B \cdot T}, \quad (3.22)$$

donde  $\nabla$  es el volumen de trazado,  $L$  la eslora entre perpendiculares y  $B$  y  $T$  la manga y el calado los valores de trazado en la flotación correspondiente.

Sus valores para el desplazamiento máximo son muy variables, desde 0,40, o incluso menos, para yates o embarcaciones muy estilizadas, hasta 0,85 o 0,90 para grandes petroleros.

Un valor de  $C_B$  cercano a la unidad supondría un buque de formas muy llenas, mientras que con un valor de 0,7 o menos correspondería a unas formas muy finas.

- Coeficiente de la maestra ( $C_M$ )

Es la relación entre el área sumergida de la sección media y el área del rectángulo de dimensiones la manga y el calado.

$$C_M = \frac{A_{\otimes}}{B \cdot T}, \quad (3.23)$$

donde los valores de  $A_{\otimes}$ ,  $B$  y  $T$  son los de trazado correspondientes a una flotación dada.

Las cifras de este coeficiente para el desplazamiento máximo suelen ser muy altas; para los buques más usuales pueden estar entre 0,75 y 0,98, incluso lo normal es que sean superiores a 0,85, a no ser que sean barcos como los yates, que pueden tener valores tan bajos como 0,67.

Unos valores de  $C_M$  considerados como bajos darían idea de un buque con grandes radios de pantoque y una gran astilla muerta.

- Coeficiente de la flotación ( $C_F$ )

A este coeficiente a veces se le llama de afinamiento de las líneas de agua, y se le define como la relación entre el área correspondiente a una flotación dada y la del rectángulo de dimensiones la eslora y la manga.

$$C_F = \frac{A_f}{L \cdot B}, \quad (3.24)$$

donde los valores de  $A_f$ ,  $L$  y  $B$  son los de trazado correspondientes a una flotación dada.



Los valores de este coeficiente para el desplazamiento máximo pueden oscilar entre 0,70, o incluso algo menos, para buques con extremos muy afinados, hasta 0,90 cuando tienen mucho cuerpo central.

- Coeficiente prismático horizontal ( $C_P$ )

También se le llama prismático longitudinal o simplemente prismático. Es la relación entre el volumen sumergido del buque para un calado dado, y el volumen de un prisma o cilindro de área el área sumergida de la sección media y de longitud la eslora.

$$C_P = \frac{\nabla}{A_{\otimes} \cdot L} \quad (3.25)$$

Sus valores correspondientes al desplazamiento máximo pueden variar desde 0,55 hasta algo más de 0,80.

Este coeficiente da una idea sobre cómo está repartido longitudinalmente el volumen del buque. Un valor muy alto de  $C_P$  supone un reparto muy uniforme del área de la sección media a lo largo de la eslora (mucho cuerpo cilíndrico), mientras que si es muy bajo, la curva de áreas de las secciones tendrá valores muy altos en la zona de la sección media y los extremos muy finos.

Como la distribución del volumen sumergido a lo largo de la eslora influye grandemente en la resistencia del buque a la marcha, este coeficiente resulta ser uno de los parámetros fundamentales para su determinación.

- Coeficiente prismático vertical ( $C_{PV}$ )

Es la relación entre el volumen sumergido correspondiente a una flotación dada y el volumen de un prisma o cilindro de área el área de la flotación y de altura el calado.

$$C_{PV} = \frac{\nabla}{A_f \cdot T} \quad (3.26)$$

Las tres variables que intervienen son las de trazado correspondientes a una flotación dada. Los valores de este coeficiente para el desplazamiento máximo pueden variar desde 0,70 o 0,71, para destructores o lanchas rápidas, hasta 0,96 para grandes petroleros.

Un valor muy alto da una idea de un buque con secciones en forma de ‘U’, mientras que si es bajo sus secciones tendrán forma de ‘V’.

### Superficie mojada

La superficie mojada es el área de la superficie exterior de la carena que está en contacto con el agua para una flotación determinada y se utiliza para calcular la resistencia de fricción del buque durante la marcha.



## 5.2 Metodología y aplicación

Para el cálculo de las características hidrostáticas primero se exporta el casco creado anteriormente en Rhinoceros en formato .3dm compatible con Maxsurf Stability.

A continuación, cuando el casco ha sido importado, se sitúa la línea base de forma que ésta pase por la parte más baja del casco, para después situar la perpendicular de popa ( $P_{PP}$ ) en la misma vertical donde pasaría la mecha del timón. Hay que aclarar que en Rhinoceros dicha vertical se ha situado desde un principio en el origen de coordenadas, de modo que este origen se mantiene tras efectuar la exportación.

La perpendicular de proa ( $P_{PR}$ ) se establece en la intersección de la roda con la línea de agua correspondiente al calado de proyecto  $T = 4 \text{ m}$ .

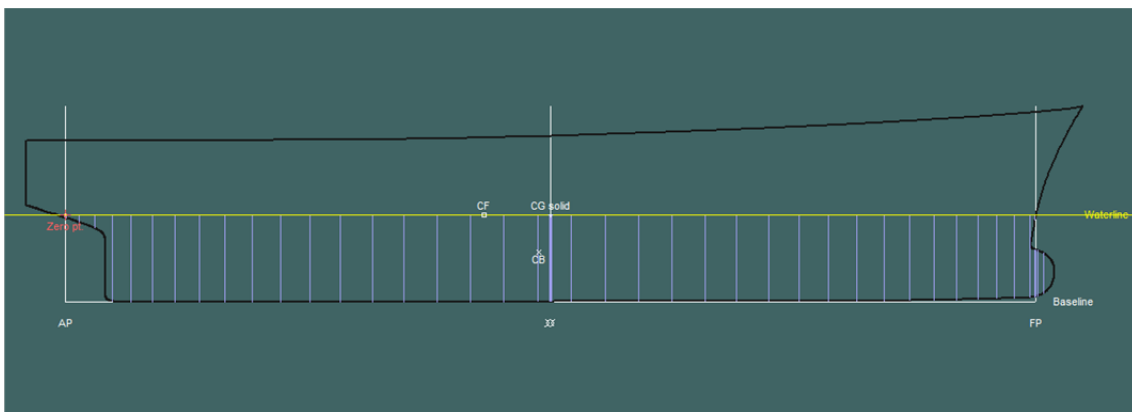


Figura 3.5. Superficie del casco a estudiar hidrodinámicamente (Fuente: Maxsurf).

El rango de calados para el cálculo de hidrostáticas comprende desde el desplazamiento del buque en rosca (ya que no puede tener menos calado que éste) hasta el correspondiente a plena carga (correspondiente al francobordo de verano). Así de esta manera cualquier situación de carga quedará dentro de este rango. El calado de francobordo siempre será inferior al puntal a la cubierta principal.

Para escoger dicho rango de cálculo de las características hidrostáticas se debe de estimar el peso en rosca de la embarcación, así como el peso muerto al calado de verano. Con estos datos se podría obtener unos valores máximos y mínimos para el calado de la embarcación. En el presente caso lo único que se puede hacer para la determinación del rango es realizar una base de datos con arrastreros de características similares (relaciones adimensionales) para llevar a cabo una aproximación de estos calados.

Nº	NOMBRE	$L_T$ (m)	$L_{PP}$ (m)	B (m)	T (m)	$H_{CP}$ (m)	$H_{CS}$ (m)	$H_{CP} - T$ (m)
1	MFV FOYLE WARIOR	25,08	22,5	7,6	2,8	3,9	6	1,1
2	LAMEIRO UNO	29,5	24	7,5	3	3,5	5,6	0,5
3	FARO PICAMILLO	32	27	7,7	3	3,5	5,6	0,5
4	CURBEIRO	32,2	27	7,7	3	3,5	5,6	0,5
5	CANTABRICO TRES	35	29	8	3	3,6	5,8	0,6



N°	NOMBRE	L <sub>T</sub> (m)	L <sub>PP</sub> (m)	B (m)	T (m)	H <sub>CP</sub> (m)	H <sub>CS</sub> (m)	H <sub>CP</sub> - T (m)
6	PLAYA DE LAGOS	35,25	29	8	3	3,6	5,7	0,6
7	URONDO	39	30,6	8,8	3,25	3,8	5,95	0,55
8	CACHACHO	38,85	32	8,4	3,05	3,7	5,9	0,65
9	MARDE MARES	38,85	32	8,4	3,05	3,7	5,9	0,65
10	BOGAVANTE SEGUNDO	38,4	32,4	8,4	3,5	3,9	6,05	0,4
11	MOHAMMED (5)	42	34,4	10	4	5	7	1
12	VILLA DE PITANXO	50	41	9,7	4	4,35	6,85	0,35
13	PATRICIA SOLTELO	51	42,5	9,8	4	4,3	6,75	0,3
14	RIO CAXIL	50,5	42	10	4	4,5	6,6	0,5
15	MOHAMMED (13)	52	45,8	9	4	5	7	1
16	ANA GANDÓN	58	48,75	10	4	4,5	6,7	0,5
17	FERRALEMES	59	50,65	11	4	5	7	1
18	HERMANDOS TOUZA	60	51,9	10,2	4	5	6,7	1
19	DABFAR	60	54	12	4,5	5	7,3	0,5
20	FONSECA (ex H. Garrido)	65	56,7	11	4	5	7	1
21	RIO NERVION	66,5	57	11,2	4,65	5	7,1	0,35
22	PASCOAL ATLANTICO	69	60	12	4	5	7	1
23	D. GUILLERMO GEFAELL (12)	92	80	15	6	7	10	1

**Tabla 3.2.** Base de datos de buques arrastreros.

Como se puede observar en la tabla anterior, no se puede observar una relación clara entre la eslora de los buques y la diferencia entre el puntal de la cubierta principal y el calado de los mismos. Es por ello que para determinar el rango de calados para el cálculo de las hidrostáticas se procederá a realizar un promedio de los valores de dicha diferencia, el cual es:

$$(H_{CP} - T)_{media} = 0,676 m$$

Por lo que, para este caso, el cálculo de las hidrostáticas se efectuaría para un calado superior de  $T = 4,676 m$ . Sin embargo se llegará en los cálculos hasta los 5 m, y se partirá desde los 3 m en intervalos de 0,1 m.

Por otro lado, en buques pesqueros en los que se presentan variaciones de trimado importantes en las distintas condiciones de navegación, lo que se suele hacer es construir varias curvas hidrostáticas para los ángulos de trimado más representativos.

En un arrastrero como el que se proyecta es muy habitual que en las distintas condiciones de carga el buque navegue con asiento, por ello se calculan las hidrostáticas para los distintos calados dentro de los rangos antes establecidos y distintos trimados desde los -0,5 m por popa hasta +1,5 m por proa.



### 5.3 Resultados

Una vez ya definidas las líneas principales sobre el casco se procede al cálculo de las características hidrostáticas para el calado de proyecto, las cuales se pueden observar en la siguiente tabla:

CARACTERÍSTICAS HIDROSTÁTICAS	
Calado (T)	4 m
Desplazamiento ( $\Delta$ )	1033 t
Eslora de la flotación ( $L_F$ )	44,879 m
Manga máxima en la flotación ( $B_{max}$ )	10 m
Superficie mojada (S)	572,547 m <sup>2</sup>
Área de la flotación ( $A_F$ )	336,922 m <sup>2</sup>
Coefficiente prismático ( $C_P$ )	0,606
Coefficiente de bloque ( $C_B$ )	0,561
Coefficiente de la maestra ( $C_M$ )	0,932
Coefficiente de la flotación ( $C_F$ )	0,751
LCB desde $P_{PP}$	21,675 m
LCF desde $P_{PP}$	19,194 m
KB	2,28 m
$BM_t$	2,204 m
$BM_L$	37,282 m
$KM_t$	4,484 m
$KM_L$	39,562 m
TCI	3,453 t/cm
MTC	8,254 t·m/cm

Tabla 3.3. Características hidrostáticas del casco al calado de proyecto.

El que el buque posea un coeficiente de bloque relativamente alto nos indica que es un buque de formas llenas, es decir, es ‘muy cuadrado’, que se puede observar en la curva de áreas que se analizará en el siguiente apartado. Aunque en este caso tiene un valor medio.

El coeficiente de la maestra es muy próximo a uno, lo que es normal debido a la forma de la cuaderna maestra.

El coeficiente de flotación nos relaciona el área en la flotación con la manga y la eslora del buque, por ello un coeficiente de flotación grande (próximo a uno) nos indica que las formas en proa y popa para la flotación considerada (en este caso al calado de diseño, 4 m) son muy llenas. Así en este caso se ve que en la zona de popa las formas son muy llenas, como corresponde a una popa de espejo, mientras que a proa las formas son más afinadas para que así la resistencia al avance del buque sea menor, por lo que la potencia necesaria también lo será.

Por último la posición longitudinal del centro de carena es recomendable que este a popa de la sección maestra, pero dentro de un margen que se ha fijado entre el 1% y el 2,5% respecto a la eslora entre perpendiculares del buque.



Así, para este caso, el valor de la posición longitudinal del centro de carena que se obtiene es

$$LCB = 21,675 \text{ m}$$

que respecto a la maestra es

$$LCB = \frac{21,675 - \frac{44,49}{2}}{44,49} \cdot 100 = -1,281 \% \text{ (a popa de la sección media)}$$

Como ya se comentó anteriormente, las características hidrostáticas obtenidas anteriormente para el calado de proyecto se calcularán para las distintas líneas de agua para el rango comprendido entre 3 y 5 metros en incrementos de 0,1 metros. De este modo se obtienen una serie de valores, con los que se trazarán las distintas curvas hidrostáticas ya explicadas.

A continuación se muestra de forma tabular y gráfica las características hidrostáticas según los distintos calados estudiados para los diversos trimados obtenidas mediante Maxsurf.



Trimado = -0,5 m

T (m)	$\Delta$ (t)	$S_m$ (m <sup>2</sup> )	$A_f$ (m <sup>2</sup> )	$C_P$	$C_B$	$C_M$	$C_F$	LCB (m)	LCF (m)	KB (m)	$BM_t$ (m)	$BM_L$ (m)	$KM_t$ (m)	$KM_L$ (m)	TCI (t/cm)	MTC (t·m/cm)
3	702,5	462,618	293,955	0,601	0,519	0,906	0,691	22,925	20,958	1,708	2,75	37,608	4,458	39,314	3,013	5,576
3,1	732,8	472,976	297,286	0,604	0,524	0,909	0,699	22,841	20,837	1,763	2,675	37,16	4,438	38,921	3,047	5,752
3,2	763,5	483,333	300,636	0,607	0,529	0,912	0,706	22,758	20,715	1,818	2,605	36,762	4,423	38,578	3,082	5,933
3,3	794,5	493,654	304,001	0,61	0,534	0,915	0,713	22,676	20,594	1,873	2,539	36,408	4,413	38,279	3,116	6,121
3,4	825,8	503,929	307,449	0,612	0,538	0,918	0,72	22,595	20,47	1,929	2,478	36,121	4,406	38,047	3,151	6,32
3,5	857,5	514,476	311,01	0,613	0,541	0,92	0,725	22,514	20,342	1,984	2,42	35,905	4,404	37,887	3,188	6,532
3,6	889,6	525,823	314,68	0,614	0,544	0,922	0,731	22,433	20,211	2,04	2,366	35,753	4,405	37,79	3,225	6,757
3,7	922,1	533,883	318,202	0,614	0,546	0,924	0,735	22,353	20,091	2,096	2,315	35,562	4,41	37,655	3,262	6,975
3,8	954,9	545,058	322,319	0,614	0,547	0,926	0,74	22,273	19,94	2,152	2,267	35,614	4,418	37,764	3,304	7,247
3,9	988,2	556,128	326,684	0,614	0,549	0,928	0,745	22,192	19,778	2,208	2,222	35,764	4,43	37,97	3,349	7,546
4	1022	567,423	330,247	0,613	0,55	0,93	0,747	22,111	19,665	2,264	2,179	35,63	4,443	37,892	3,385	7,785
4,1	1056	579,077	334,644	0,612	0,55	0,932	0,752	22,03	19,508	2,321	2,138	35,81	4,459	38,129	3,43	8,101
4,2	1090	590,044	338,543	0,611	0,551	0,933	0,755	21,949	19,381	2,378	2,099	35,82	4,477	38,195	3,47	8,382
4,3	1125	601,286	342,538	0,611	0,552	0,935	0,759	21,867	19,252	2,435	2,062	35,871	4,497	38,303	3,511	8,678
4,4	1161	612,755	346,709	0,61	0,553	0,936	0,762	21,785	19,115	2,492	2,026	35,994	4,518	38,484	3,554	8,998
4,5	1196	624,13	350,734	0,609	0,553	0,938	0,766	21,704	18,988	2,55	1,992	36,076	4,541	38,623	3,595	9,313
4,6	1233	635,64	354,84	0,609	0,554	0,939	0,769	21,622	18,859	2,607	1,959	36,195	4,566	38,8	3,637	9,644
4,7	1269	647,308	359,055	0,608	0,554	0,941	0,772	21,54	18,726	2,665	1,926	36,359	4,591	39,021	3,68	9,993
4,8	1306	658,317	362,282	0,611	0,558	0,942	0,778	21,459	18,651	2,723	1,895	36,204	4,617	38,925	3,713	10,256
4,9	1343	668,882	364,748	0,614	0,562	0,943	0,783	21,381	18,62	2,781	1,862	35,827	4,643	38,606	3,739	10,453
5	1381	679,171	366,869	0,617	0,566	0,944	0,787	21,306	18,609	2,838	1,829	35,374	4,668	38,21	3,76	10,622

Tabla 3.4. Características hidrostáticas del casco para un trimado de -0,5 m.



Trimado = 0 m

T (m)	$\Delta$ (t)	$S_m$ (m <sup>2</sup> )	$A_f$ (m <sup>2</sup> )	$C_P$	$C_B$	$C_M$	$C_F$	LCB (m)	LCF (m)	KB (m)	BM <sub>t</sub> (m)	BM <sub>L</sub> (m)	KM <sub>t</sub> (m)	KM <sub>L</sub> (m)	TCI (t/cm)	MTC (t·m/cm)
3	707,5	465,367	298,641	0,601	0,541	0,909	0,703	22,482	20,631	1,715	2,788	38,885	4,503	40,6	3,061	5,82
3,1	738,3	475,76	302,078	0,604	0,546	0,912	0,71	22,402	20,502	1,771	2,711	38,44	4,482	40,21	3,096	6,009
3,2	769,4	486,115	305,606	0,606	0,55	0,915	0,716	22,323	20,37	1,827	2,639	38,077	4,466	39,904	3,132	6,209
3,3	801	496,92	309,245	0,607	0,553	0,917	0,722	22,243	20,231	1,883	2,572	37,797	4,455	39,68	3,17	6,423
3,4	832,9	508,402	312,96	0,608	0,555	0,92	0,727	22,163	20,09	1,939	2,509	37,574	4,448	39,512	3,208	6,648
3,5	865,1	516,384	316,619	0,608	0,557	0,922	0,731	22,084	19,953	1,995	2,451	37,352	4,446	39,348	3,245	6,873
3,6	897,8	527,531	320,854	0,608	0,558	0,924	0,736	22,003	19,785	2,052	2,395	37,382	4,447	39,434	3,289	7,15
3,7	930,9	538,485	324,536	0,608	0,559	0,926	0,739	21,922	19,653	2,109	2,344	37,203	4,452	39,312	3,326	7,389
3,8	964,4	550,05	328,85	0,607	0,56	0,928	0,744	21,84	19,486	2,166	2,295	37,29	4,46	39,455	3,371	7,686
3,9	998,3	561,101	332,758	0,607	0,561	0,93	0,747	21,758	19,346	2,223	2,248	37,231	4,471	39,453	3,411	7,956
4	1033	572,547	336,922	0,606	0,561	0,932	0,751	21,675	19,194	2,28	2,204	37,282	4,484	39,562	3,453	8,254
4,1	1067	584,193	341,135	0,606	0,562	0,933	0,754	21,592	19,042	2,338	2,162	37,363	4,5	39,701	3,497	8,566
4,2	1103	595,583	345,034	0,605	0,562	0,935	0,757	21,508	18,91	2,396	2,122	37,341	4,518	39,736	3,537	8,857
4,3	1138	607,633	349,572	0,604	0,563	0,936	0,762	21,425	18,745	2,454	2,083	37,565	4,537	40,019	3,583	9,215
4,4	1174	619,102	353,517	0,604	0,563	0,938	0,765	21,341	18,617	2,512	2,046	37,587	4,557	40,099	3,624	9,528
4,5	1211	630,564	357,259	0,606	0,566	0,939	0,77	21,257	18,502	2,57	2,009	37,55	4,58	40,12	3,662	9,83
4,6	1247	641,265	359,846	0,609	0,57	0,941	0,775	21,175	18,454	2,628	1,973	37,14	4,601	39,768	3,688	10,029
4,7	1284	651,721	362,02	0,613	0,574	0,942	0,779	21,096	18,43	2,687	1,935	36,629	4,622	39,316	3,711	10,196
4,8	1322	661,898	363,934	0,616	0,578	0,943	0,783	21,021	18,423	2,745	1,898	36,073	4,643	38,818	3,73	10,344
4,9	1359	671,634	365,741	0,619	0,582	0,944	0,786	20,95	18,422	2,803	1,861	35,523	4,664	38,325	3,749	10,486
5	1397	681,122	367,377	0,622	0,585	0,945	0,789	20,882	18,432	2,86	1,825	34,955	4,686	37,815	3,766	10,615

Tabla 3.5. Características hidrostáticas del casco para un trimado de 0 m.



Trimado = +0,5 m

T (m)	$\Delta$ (t)	$S_m$ (m <sup>2</sup> )	$A_f$ (m <sup>2</sup> )	$C_P$	$C_B$	$C_M$	$C_F$	LCB (m)	LCF (m)	KB (m)	BM <sub>t</sub> (m)	BM <sub>L</sub> (m)	KM <sub>t</sub> (m)	KM <sub>L</sub> (m)	TCI (t/cm)	MTC (t·m/cm)
3	713,7	468,362	304	0,596	0,508	0,906	0,713	22,021	20,278	1,729	2,826	40,414	4,555	42,14	3,116	6,118
3,1	745	479,447	307,715	0,598	0,512	0,909	0,719	21,945	20,128	1,785	2,747	40,029	4,533	41,812	3,154	6,332
3,2	776,8	487,964	311,366	0,599	0,515	0,912	0,723	21,868	19,986	1,842	2,674	39,657	4,516	41,497	3,192	6,547
3,3	808,9	499,041	315,395	0,599	0,518	0,914	0,728	21,79	19,824	1,899	2,606	39,492	4,505	41,388	3,233	6,797
3,4	841,5	510,21	319,793	0,599	0,52	0,917	0,733	21,71	19,642	1,956	2,542	39,504	4,498	41,458	3,278	7,084
3,5	874,4	521,453	323,513	0,599	0,522	0,919	0,736	21,63	19,501	2,014	2,482	39,249	4,496	41,26	3,316	7,323
3,6	907,8	533,213	327,96	0,599	0,524	0,921	0,741	21,548	19,319	2,071	2,426	39,314	4,497	41,383	3,362	7,627
3,7	941,6	544,381	331,987	0,599	0,526	0,923	0,744	21,466	19,164	2,129	2,373	39,225	4,502	41,352	3,403	7,904
3,8	975,9	555,759	336,034	0,598	0,527	0,925	0,747	21,383	19,009	2,187	2,322	39,158	4,51	41,343	3,444	8,19
3,9	1011	567,404	340,285	0,598	0,529	0,927	0,751	21,299	18,845	2,246	2,275	39,19	4,52	41,434	3,488	8,501
4	1046	579,02	344,443	0,597	0,53	0,929	0,754	21,214	18,688	2,304	2,229	39,203	4,533	41,504	3,531	8,813
4,1	1081	590,771	348,651	0,597	0,531	0,931	0,758	21,129	18,531	2,363	2,185	39,251	4,548	41,611	3,574	9,138
4,2	1117	602,402	352,634	0,598	0,533	0,932	0,762	21,043	18,39	2,422	2,143	39,23	4,564	41,649	3,614	9,451
4,3	1153	613,324	355,41	0,602	0,538	0,934	0,767	20,958	18,32	2,481	2,101	38,79	4,581	41,268	3,643	9,659
4,4	1190	623,946	357,648	0,605	0,543	0,935	0,772	20,877	18,281	2,539	2,058	38,204	4,597	40,741	3,666	9,824
4,5	1227	634,317	359,584	0,609	0,548	0,937	0,776	20,799	18,262	2,598	2,015	37,562	4,613	40,158	3,686	9,966
4,6	1264	644,259	361,377	0,613	0,552	0,938	0,779	20,725	18,252	2,656	1,974	36,922	4,63	39,576	3,704	10,101
4,7	1301	653,798	362,986	0,616	0,556	0,939	0,782	20,655	18,253	2,715	1,933	36,266	4,647	38,978	3,721	10,223
4,8	1338	663,28	364,496	0,619	0,561	0,941	0,785	20,588	18,262	2,772	1,892	35,621	4,665	38,392	3,736	10,339
4,9	1376	672,724	365,937	0,623	0,565	0,942	0,788	20,526	18,276	2,83	1,853	34,994	4,684	37,822	3,751	10,451
5	1413	682,141	367,323	0,626	0,569	0,943	0,79	20,466	18,294	2,888	1,816	34,387	4,703	37,272	3,765	10,562

Tabla 3.6. Características hidrostáticas del casco para un trimado de +0,5 m.



Trimado = +1 m

T (m)	$\Delta$ (t)	$S_m$ (m <sup>2</sup> )	$A_f$ (m <sup>2</sup> )	$C_P$	$C_B$	$C_M$	$C_F$	LCB (m)	LCF (m)	KB (m)	$BM_t$ (m)	$BM_L$ (m)	$KM_t$ (m)	$KM_L$ (m)	TCI (t/cm)	MTC (t·m/cm)
3	721,3	470,357	310,582	0,586	0,475	0,907	0,72	21,538	19,919	1,751	2,864	42,535	4,614	44,275	3,183	6,529
3,1	753,3	481,742	314,602	0,588	0,48	0,91	0,725	21,465	19,71	1,808	2,784	42,14	4,592	43,937	3,225	6,761
3,2	785,8	492,892	318,458	0,588	0,483	0,913	0,729	21,388	19,541	1,866	2,71	41,759	4,575	43,615	3,264	6,996
3,3	818,7	504,557	322,829	0,589	0,486	0,916	0,733	21,31	19,353	1,924	2,64	41,667	4,564	43,58	3,309	7,282
3,4	852	515,821	326,909	0,589	0,489	0,918	0,737	21,231	19,187	1,982	2,575	41,474	4,557	43,446	3,351	7,552
3,5	885,7	527,445	331,218	0,589	0,492	0,92	0,74	21,15	19,01	2,041	2,514	41,408	4,554	43,439	3,395	7,849
3,6	919,9	539,173	335,566	0,589	0,494	0,922	0,744	21,067	18,833	2,1	2,456	41,381	4,556	43,47	3,44	8,158
3,7	954,5	550,788	339,728	0,589	0,496	0,924	0,748	20,983	18,668	2,159	2,401	41,298	4,56	43,447	3,482	8,459
3,8	989,6	562,609	344,021	0,589	0,498	0,926	0,751	20,898	18,497	2,218	2,349	41,291	4,567	43,498	3,526	8,781
3,9	1025	574,495	348,302	0,589	0,5	0,928	0,755	20,812	18,328	2,278	2,299	41,298	4,576	43,565	3,57	9,111
4	1061	585,641	351,476	0,592	0,506	0,93	0,761	20,726	18,224	2,337	2,25	40,892	4,587	43,219	3,603	9,347
4,1	1097	596,272	353,811	0,597	0,511	0,932	0,765	20,643	18,168	2,397	2,201	40,214	4,597	42,601	3,627	9,512
4,2	1133	606,58	355,771	0,601	0,516	0,933	0,769	20,563	18,134	2,456	2,152	39,458	4,607	41,904	3,647	9,649
4,3	1170	616,67	357,549	0,605	0,522	0,935	0,773	20,487	18,113	2,515	2,104	38,696	4,618	41,201	3,665	9,775
4,4	1207	626,217	359,128	0,608	0,527	0,936	0,776	20,415	18,104	2,573	2,057	37,923	4,63	40,487	3,681	9,888
4,5	1244	635,701	360,588	0,612	0,531	0,938	0,779	20,347	18,104	2,632	2,011	37,163	4,642	39,786	3,696	9,994
4,6	1281	645,246	361,972	0,616	0,536	0,939	0,781	20,282	18,109	2,69	1,966	36,428	4,655	39,109	3,71	10,096
4,7	1318	654,765	363,293	0,619	0,541	0,94	0,784	20,222	18,12	2,748	1,923	35,719	4,67	38,458	3,724	10,195
4,8	1355	664,238	364,578	0,622	0,545	0,941	0,786	20,165	18,136	2,805	1,881	35,043	4,686	37,839	3,737	10,295
4,9	1392	673,646	365,825	0,626	0,549	0,943	0,788	20,111	18,155	2,863	1,841	34,394	4,704	37,248	3,75	10,394
5	1430	683,04	367,041	0,629	0,553	0,944	0,791	20,06	18,177	2,92	1,803	33,773	4,722	36,684	3,762	10,493

Tabla 3.7. Características hidrostáticas del casco para un trimado de +1 m.





Trimado = +1,5 m

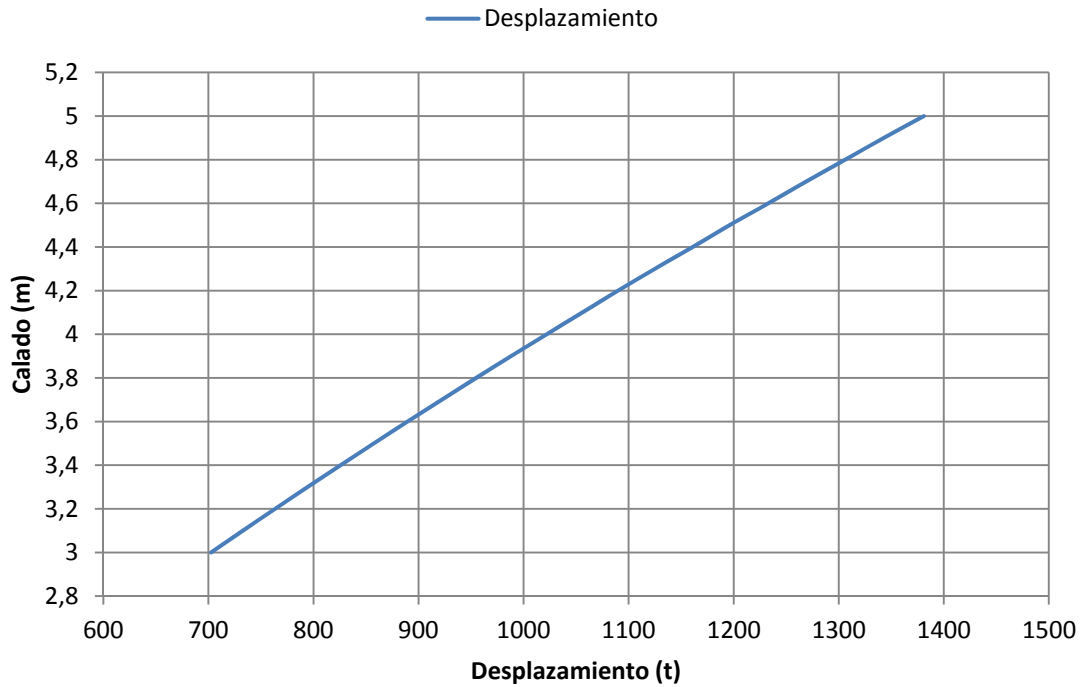
T (m)	$\Delta$ (t)	$S_m$ (m <sup>2</sup> )	$A_f$ (m <sup>2</sup> )	$C_P$	$C_B$	$C_M$	$C_F$	LCB (m)	LCF (m)	KB (m)	BM <sub>t</sub> (m)	BM <sub>L</sub> (m)	KM <sub>t</sub> (m)	KM <sub>L</sub> (m)	TCI (t/cm)	MTC (t·m/cm)
3	730,4	475,082	320,325	0,568	0,44	0,909	0,721	21,018	19,593	1,781	2,904	46,567	4,684	48,321	3,283	7,274
3,1	763,4	487,31	324,068	0,572	0,446	0,912	0,727	20,951	19,324	1,84	2,822	45,75	4,661	47,564	3,322	7,472
3,2	796,8	499,177	327,441	0,576	0,453	0,914	0,734	20,878	19,074	1,899	2,746	44,802	4,643	46,675	3,356	7,639
3,3	830,5	510,856	331,203	0,578	0,457	0,917	0,738	20,801	18,864	1,958	2,675	44,228	4,632	46,161	3,395	7,866
3,4	864,7	522,78	335,551	0,579	0,461	0,919	0,742	20,721	18,663	2,018	2,608	44,049	4,625	46,042	3,439	8,166
3,5	899,3	534,707	339,92	0,579	0,464	0,921	0,745	20,638	18,475	2,078	2,545	43,936	4,621	45,989	3,484	8,481
3,6	934,3	546,517	344,14	0,579	0,467	0,924	0,749	20,554	18,301	2,138	2,485	43,795	4,621	45,908	3,527	8,794
3,7	969,8	558,082	347,868	0,582	0,472	0,926	0,754	20,469	18,158	2,198	2,427	43,478	4,624	45,651	3,566	9,072
3,8	1006	568,827	350,382	0,587	0,478	0,927	0,759	20,386	18,086	2,258	2,369	42,712	4,627	44,946	3,591	9,246
3,9	1042	579,268	352,44	0,591	0,484	0,929	0,764	20,305	18,039	2,318	2,312	41,836	4,629	44,131	3,613	9,386
4	1078	589,471	354,15	0,596	0,49	0,931	0,767	20,229	18,013	2,378	2,256	40,902	4,632	43,257	3,63	9,499
4,1	1114	599,101	355,824	0,6	0,496	0,933	0,77	20,157	17,988	2,437	2,201	40,026	4,637	42,44	3,647	9,615
4,2	1151	608,57	357,258	0,604	0,501	0,934	0,773	20,088	17,978	2,496	2,148	39,128	4,643	41,602	3,662	9,712
4,3	1187	617,989	358,588	0,608	0,507	0,936	0,776	20,023	17,975	2,555	2,096	38,256	4,65	40,789	3,676	9,804
4,4	1224	627,378	359,848	0,612	0,512	0,937	0,778	19,962	17,977	2,613	2,047	37,418	4,659	40,01	3,688	9,893
4,5	1261	636,746	361,051	0,615	0,517	0,938	0,78	19,904	17,984	2,671	1,999	36,616	4,669	39,266	3,701	9,979
4,6	1298	646,126	362,22	0,619	0,522	0,94	0,783	19,85	17,996	2,729	1,953	35,853	4,681	38,561	3,713	10,066
4,7	1335	655,501	363,36	0,622	0,526	0,941	0,785	19,799	18,011	2,786	1,909	35,125	4,694	37,891	3,724	10,153
4,8	1372	664,939	364,473	0,625	0,531	0,942	0,787	19,751	18,029	2,843	1,867	34,433	4,709	37,256	3,736	10,24
4,9	1410	674,378	365,566	0,628	0,535	0,943	0,789	19,706	18,05	2,9	1,827	33,773	4,726	36,654	3,747	10,327
5	1447	683,855	366,652	0,631	0,539	0,944	0,791	19,664	18,075	2,957	1,788	33,147	4,744	36,085	3,758	10,416

Tabla 3.8. Características hidrostáticas del casco para un trimado de +1,5 m.

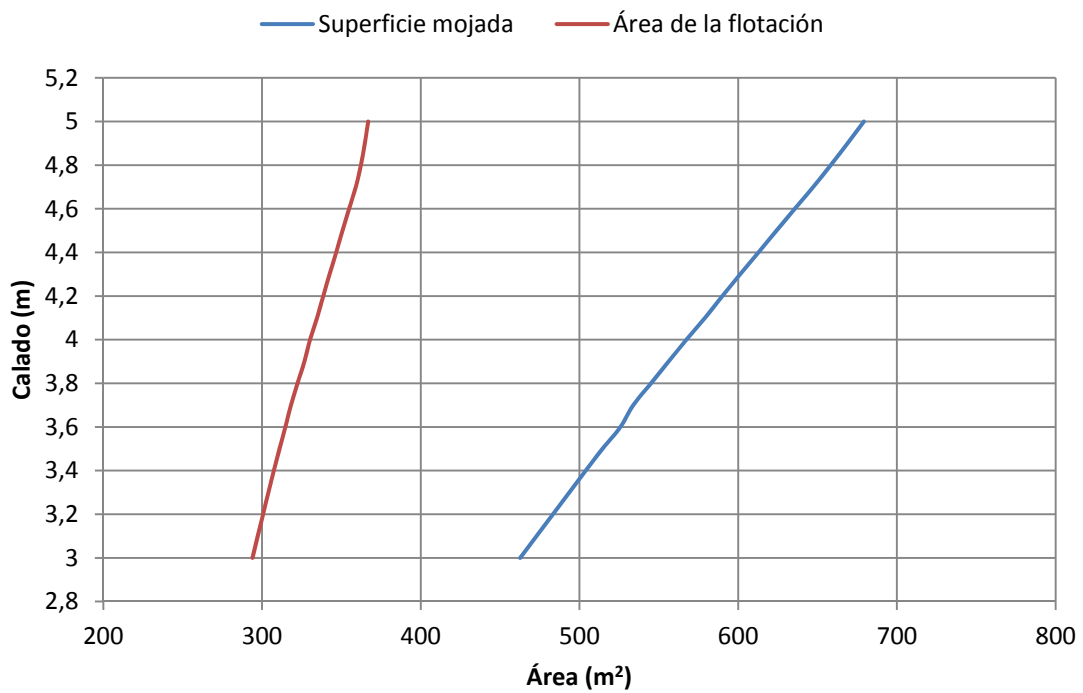


### 5.3.1 Curvas hidrostáticas para los distintos trimados.

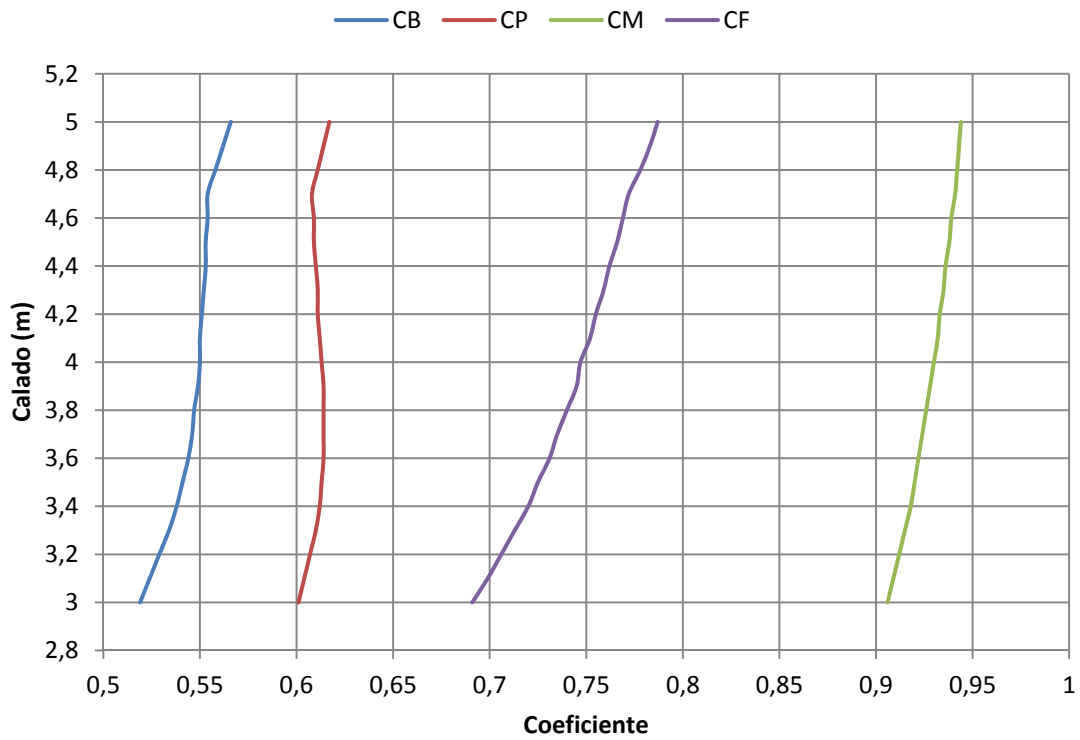
Trimado = -0,5 m



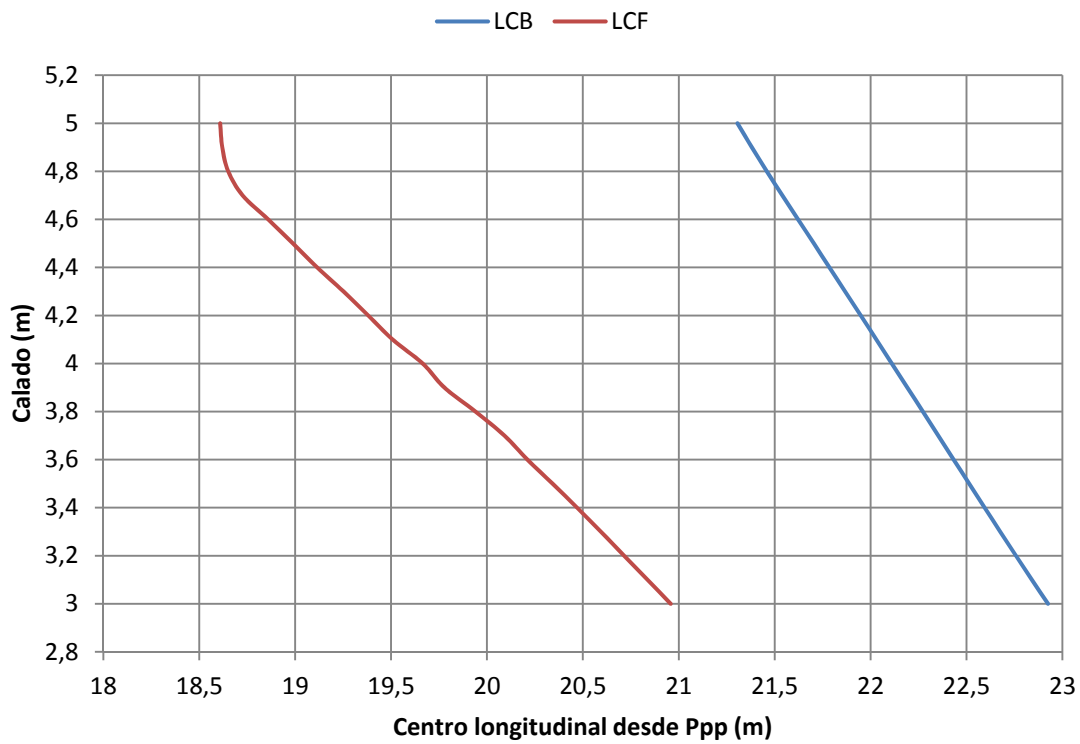
Gráfica 3.2. Curva del desplazamiento para un trimado de -0,5 m.



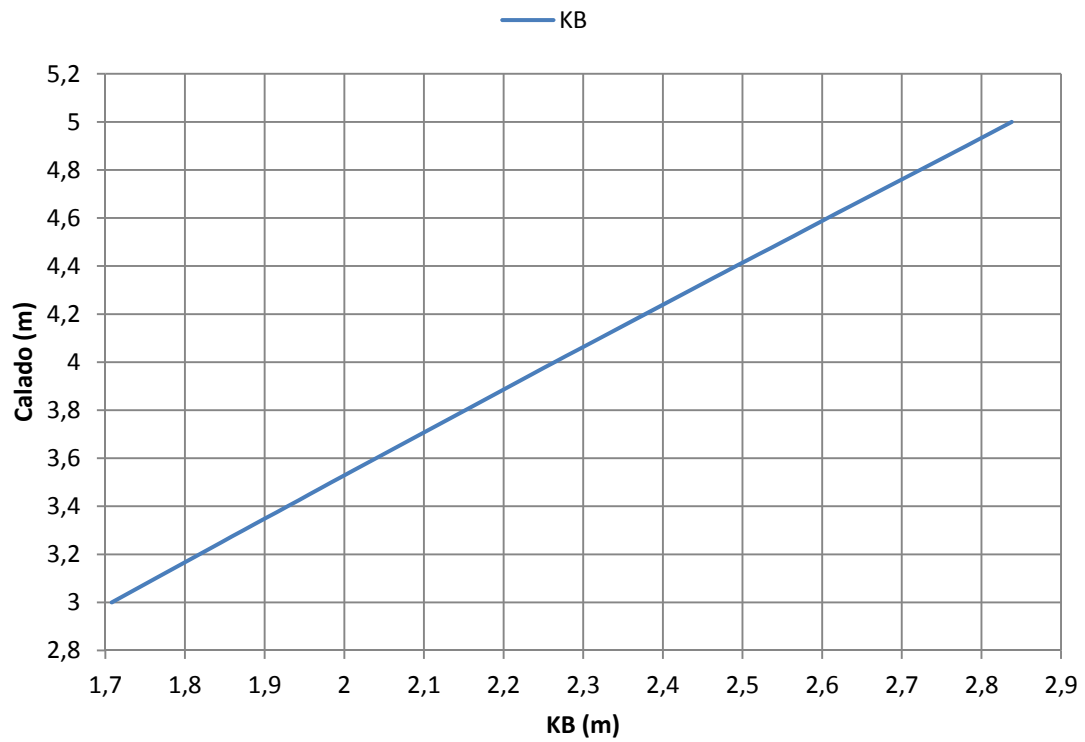
Gráfica 3.3. Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de -0,5 m.



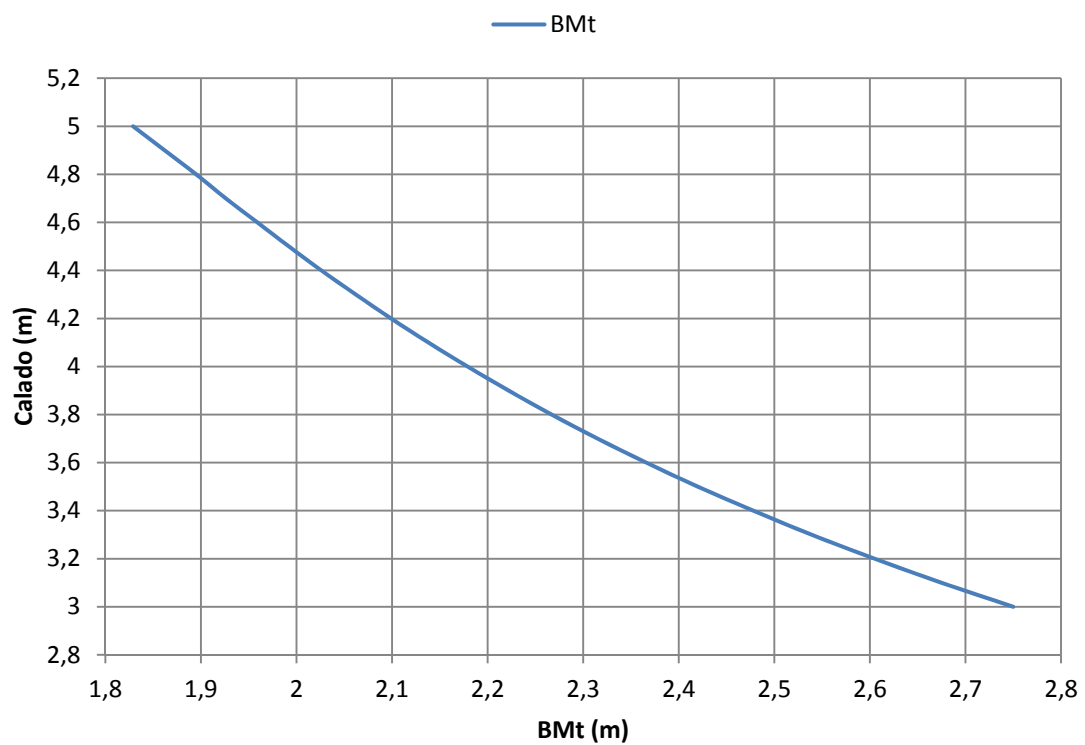
Gráfica 3.4. Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de -0,5 m.



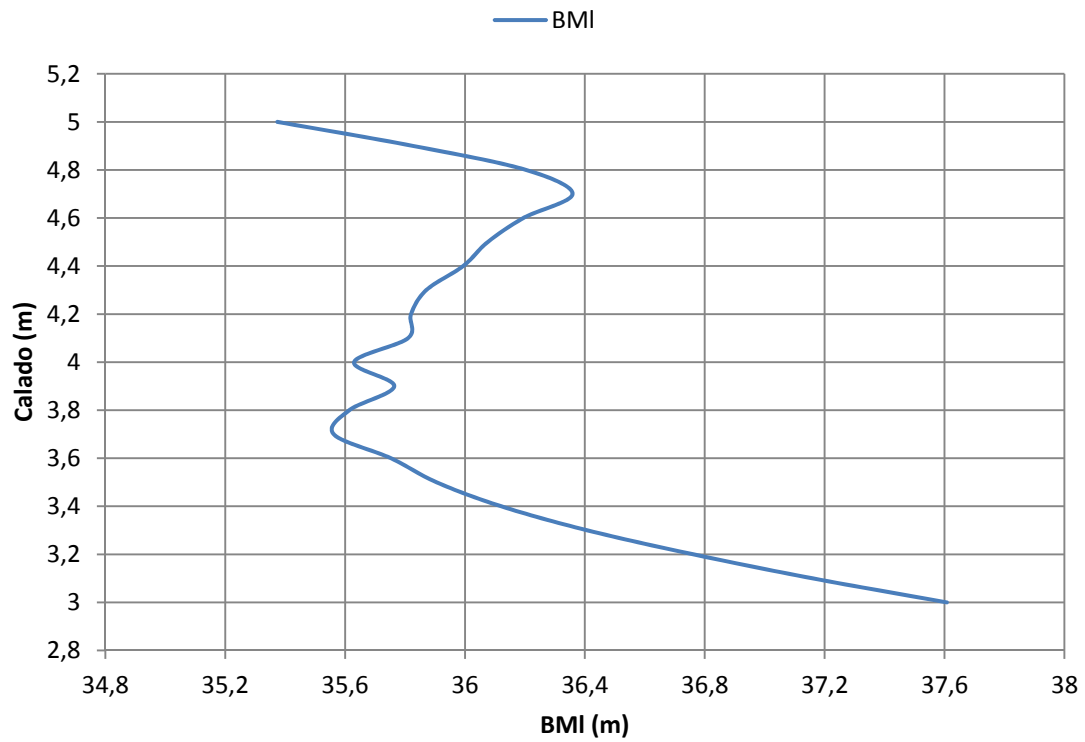
Gráfica 3.5. Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de -0,5 m.



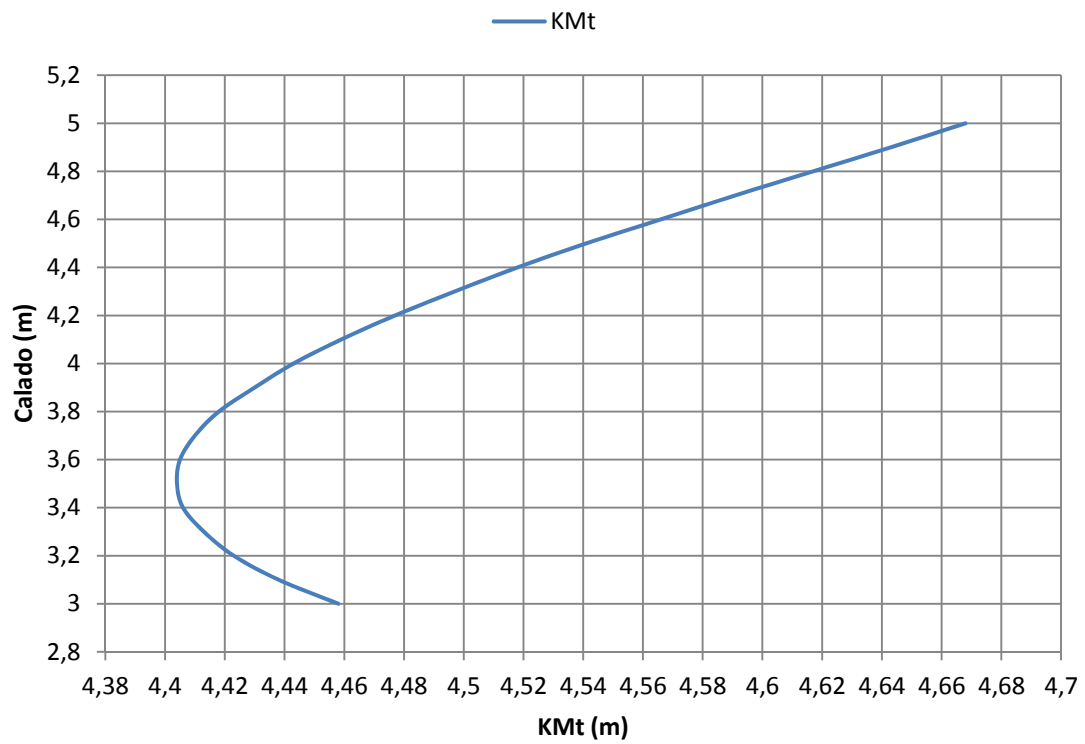
**Gráfica 3.6.** Curva de la altura del centro de carena para un trimado de -0,5 m.



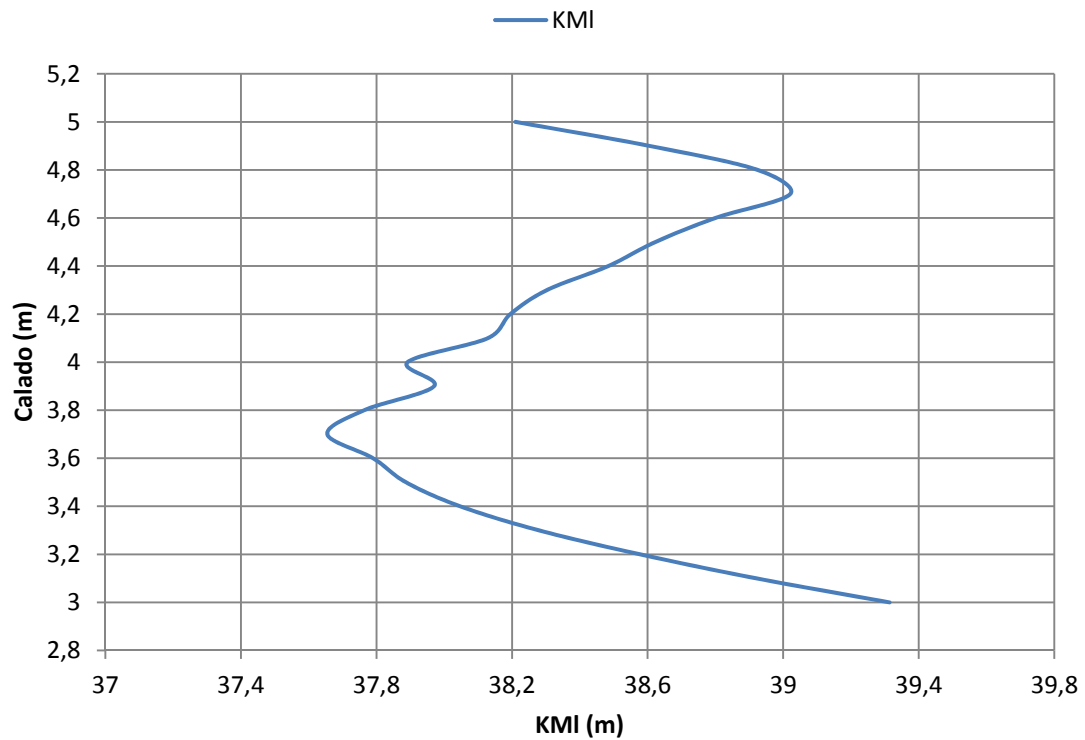
**Gráfica 3.7.** Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de -0,5 m.



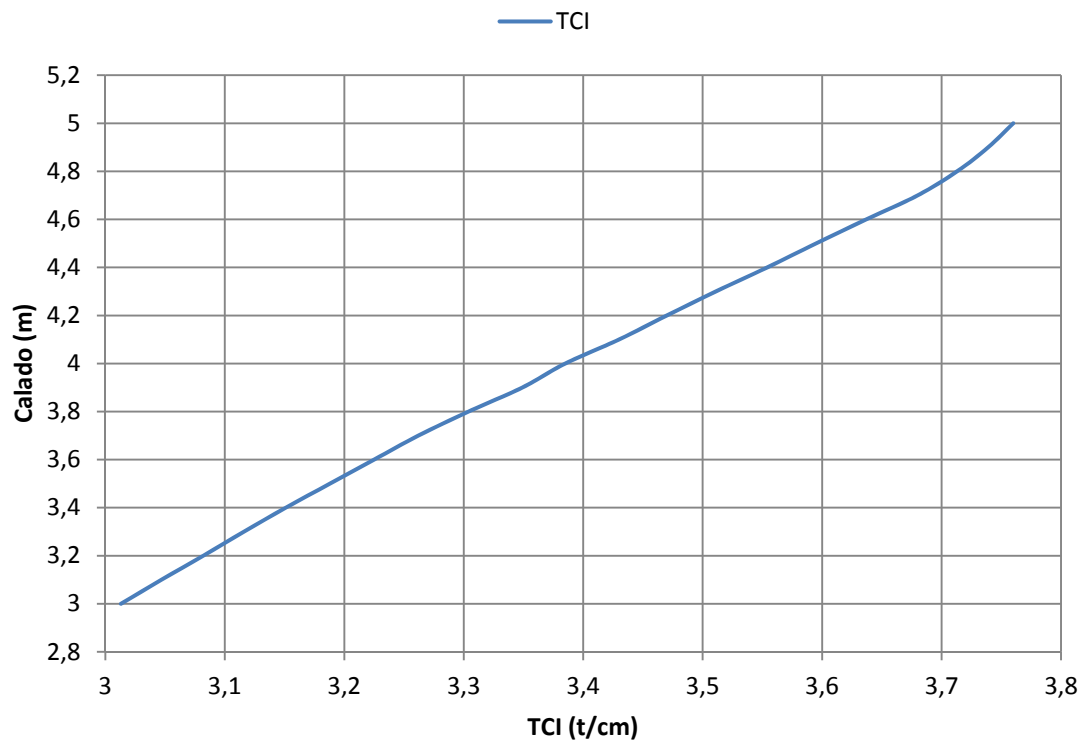
Gráfica 3.8. Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de -0,5 m.



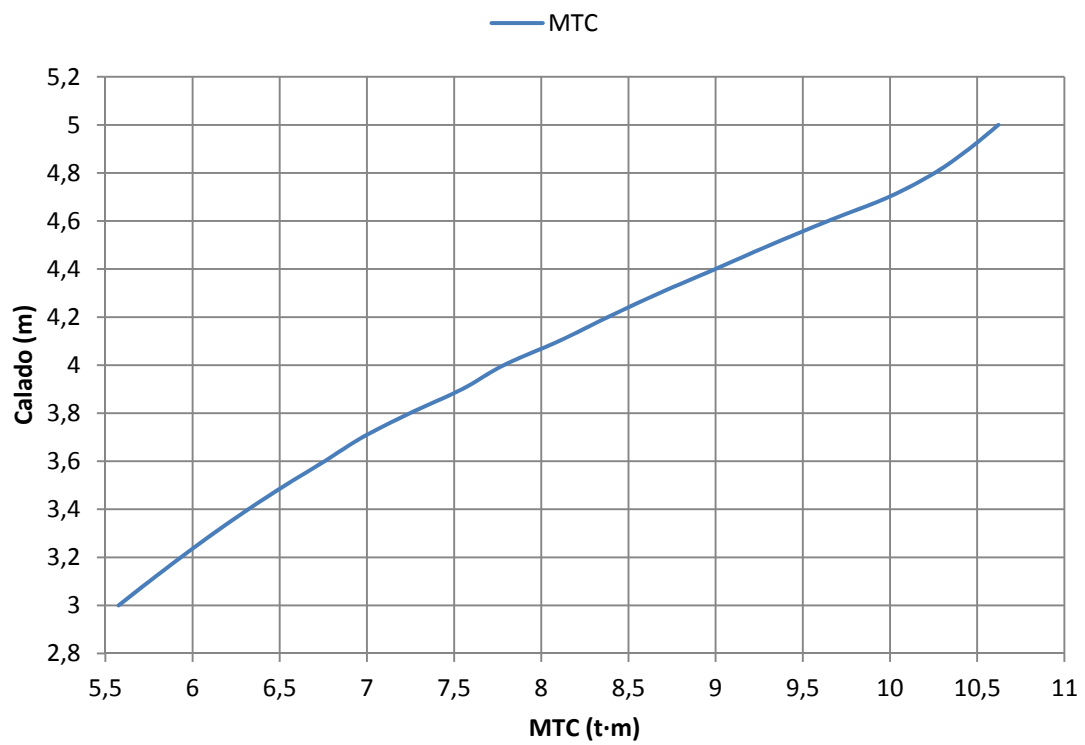
Gráfica 3.9. Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de -0,5 m.



Gráfica 3.10. Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de -0,5 m.



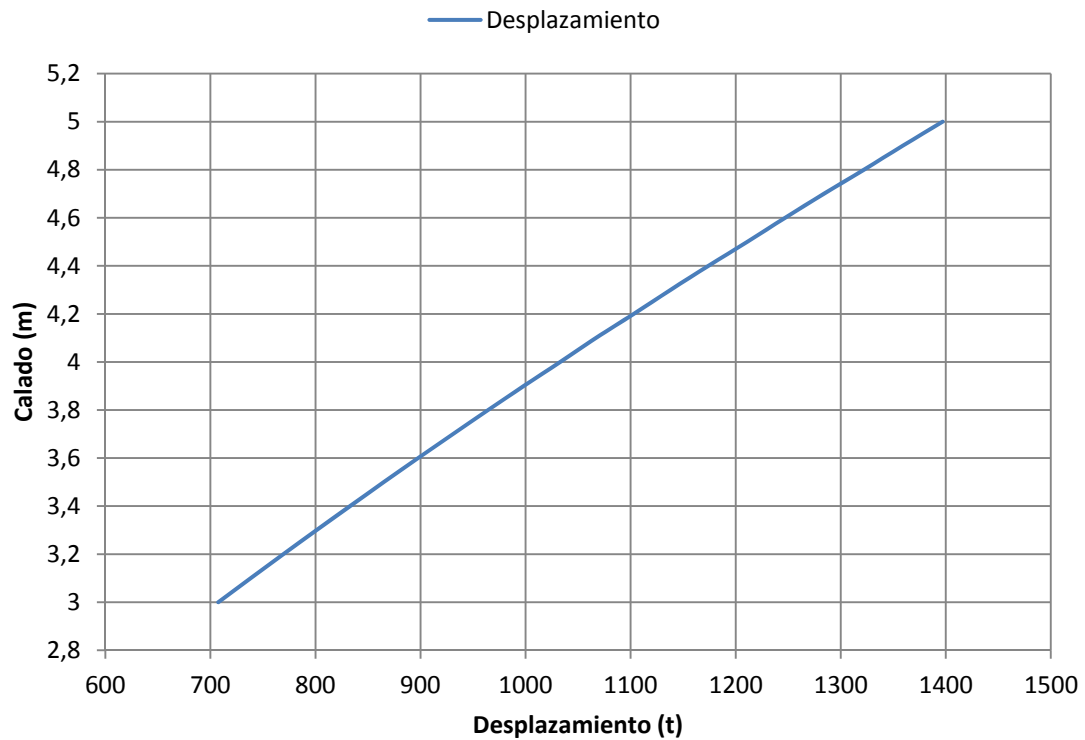
Gráfica 3.11. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de -0,5 m.



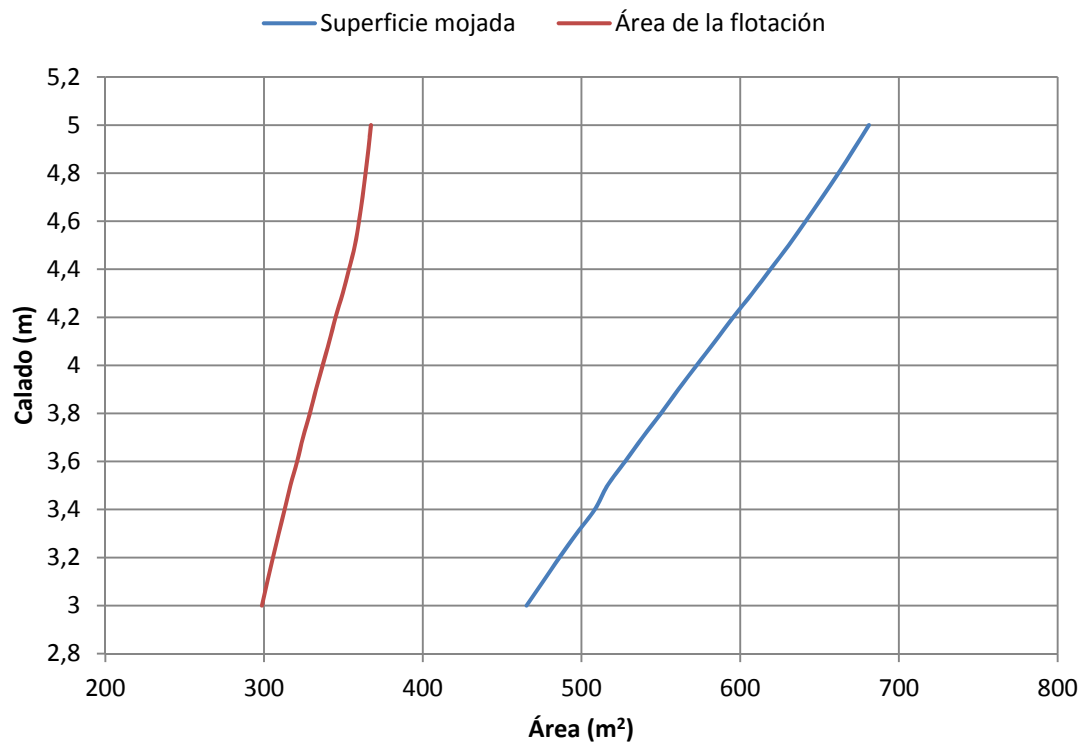
**Gráfica 3.12.** Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de -0,5 m.



Trimado = 0 m

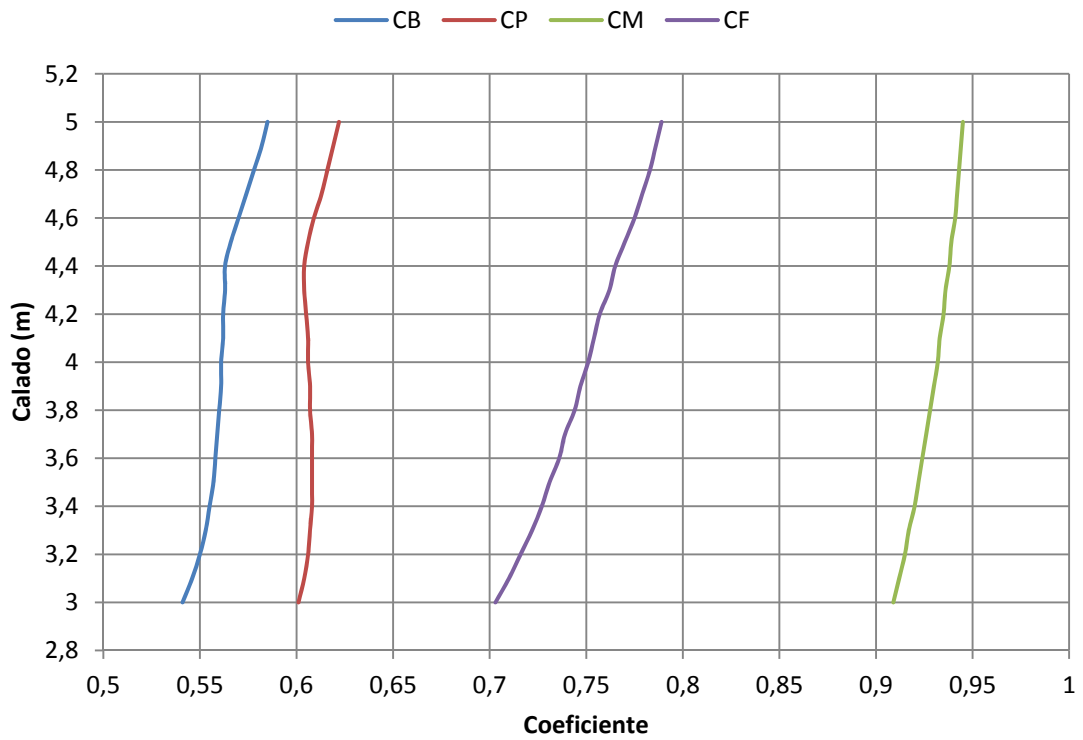


Gráfica 3.13. Curva del desplazamiento para un trimado de 0 m.

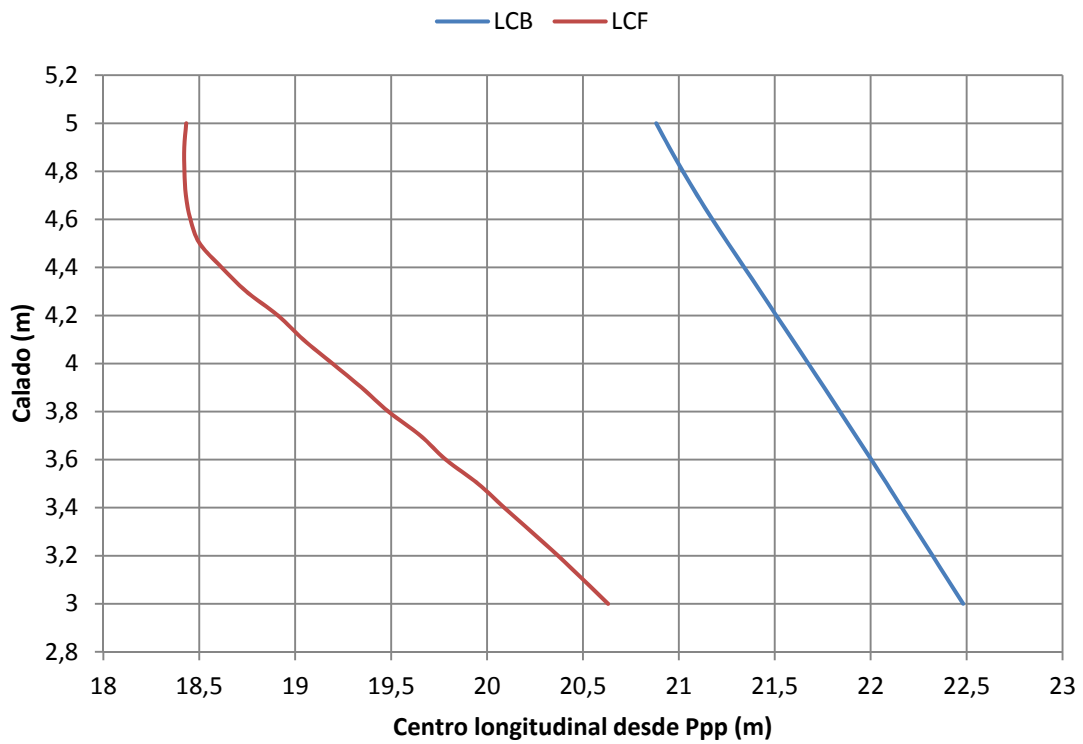


Gráfica 3.14. Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de 0 m.

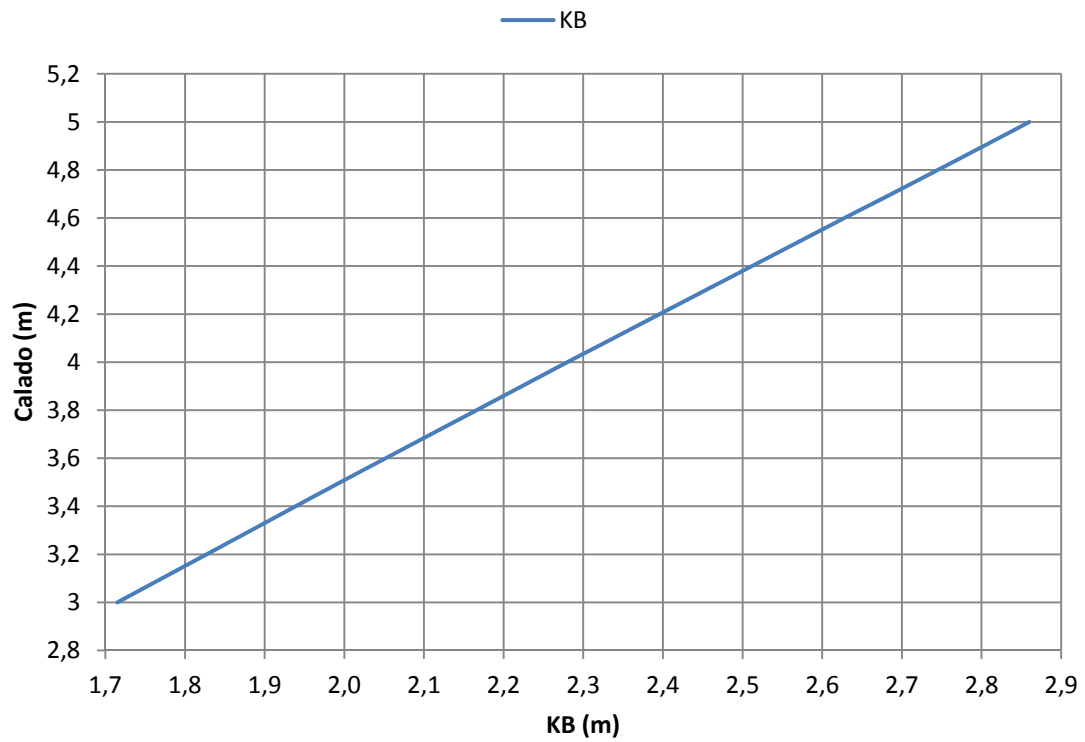




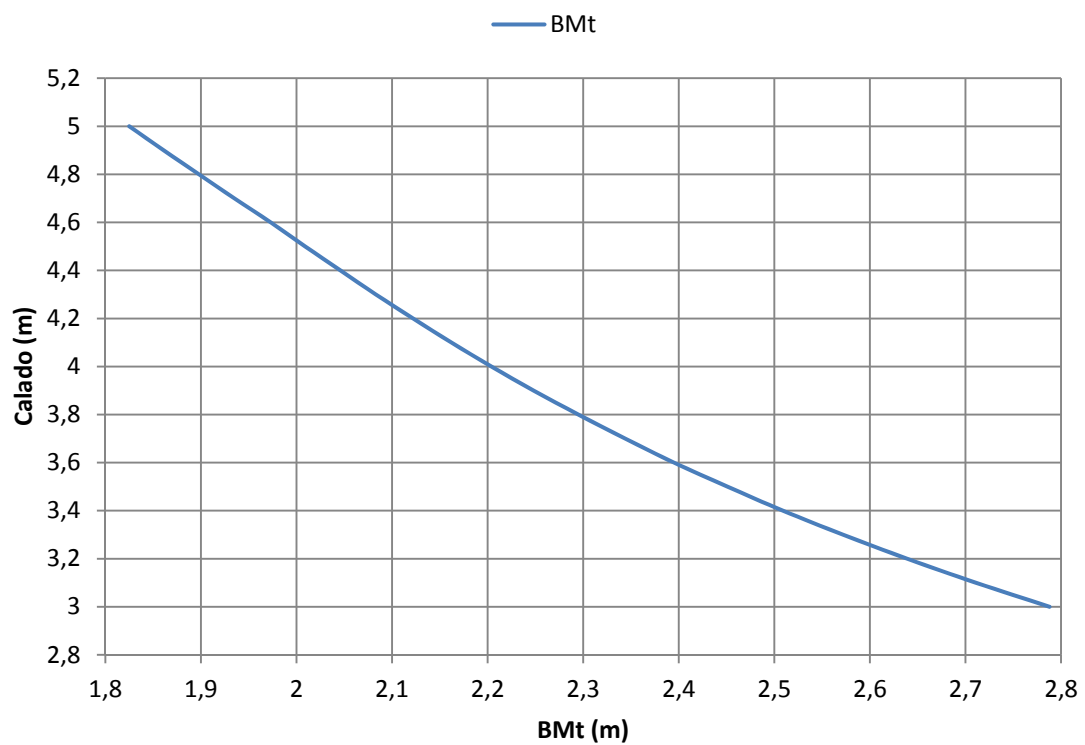
Gráfica 3.15. Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de 0 m.



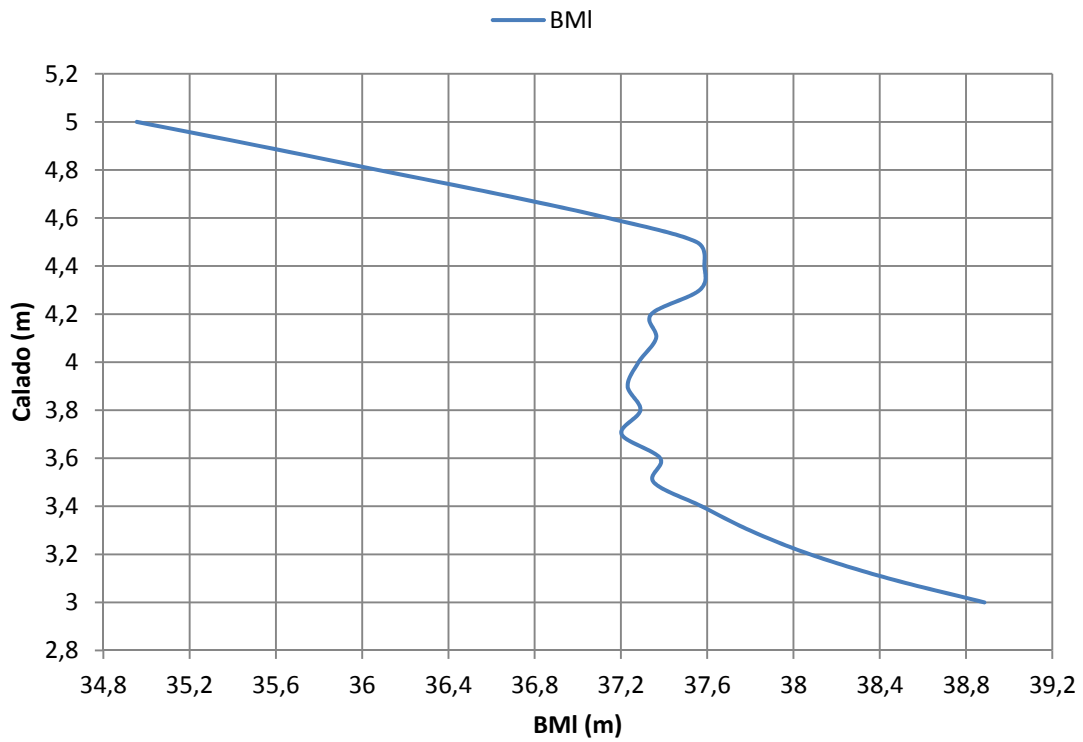
Gráfica 3.16. Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de 0 m.



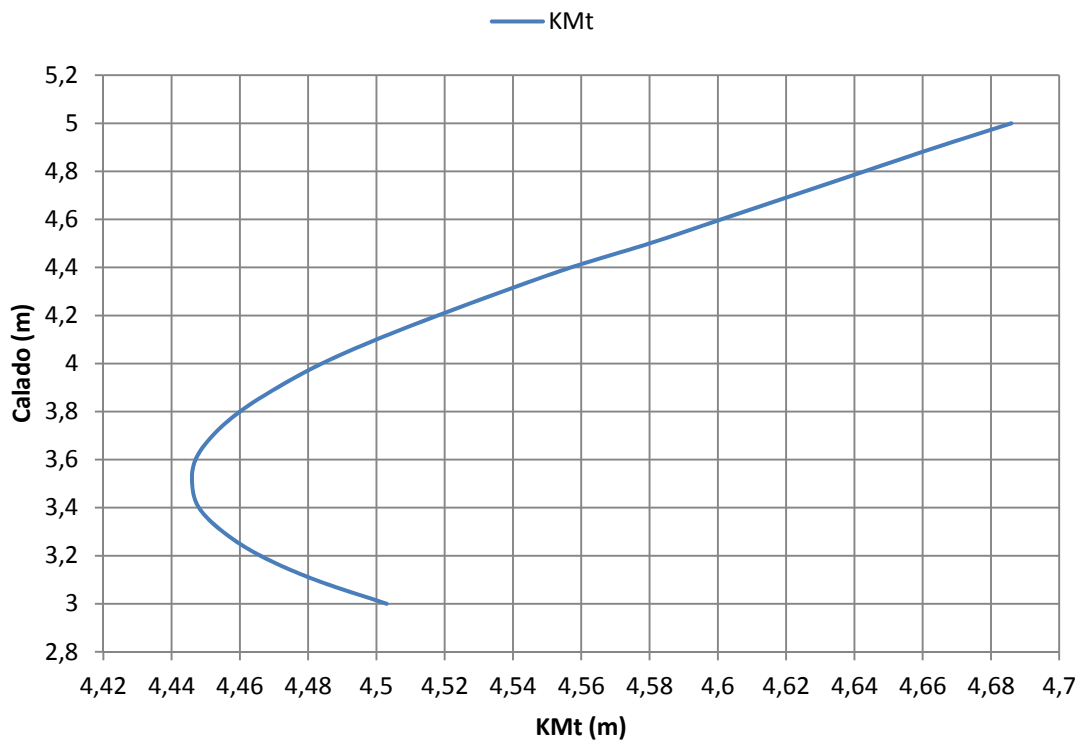
Gráfica 3.17. Curva de la altura del centro de carena para un trimado de 0 m.



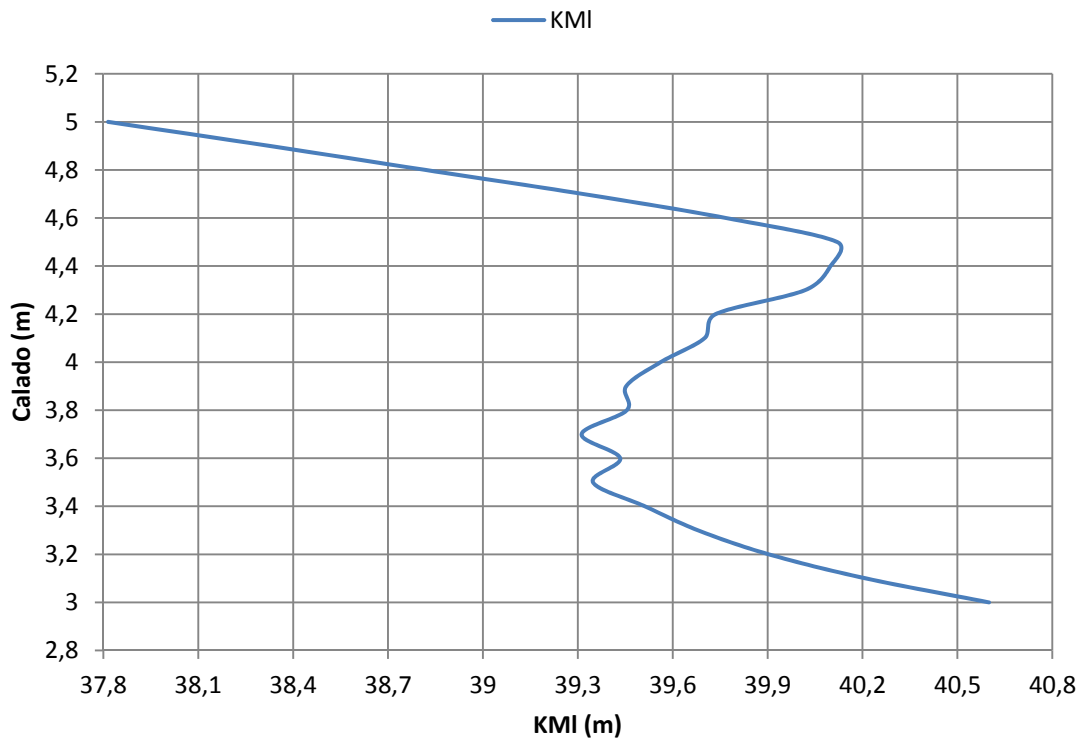
Gráfica 3.18. Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de 0 m.



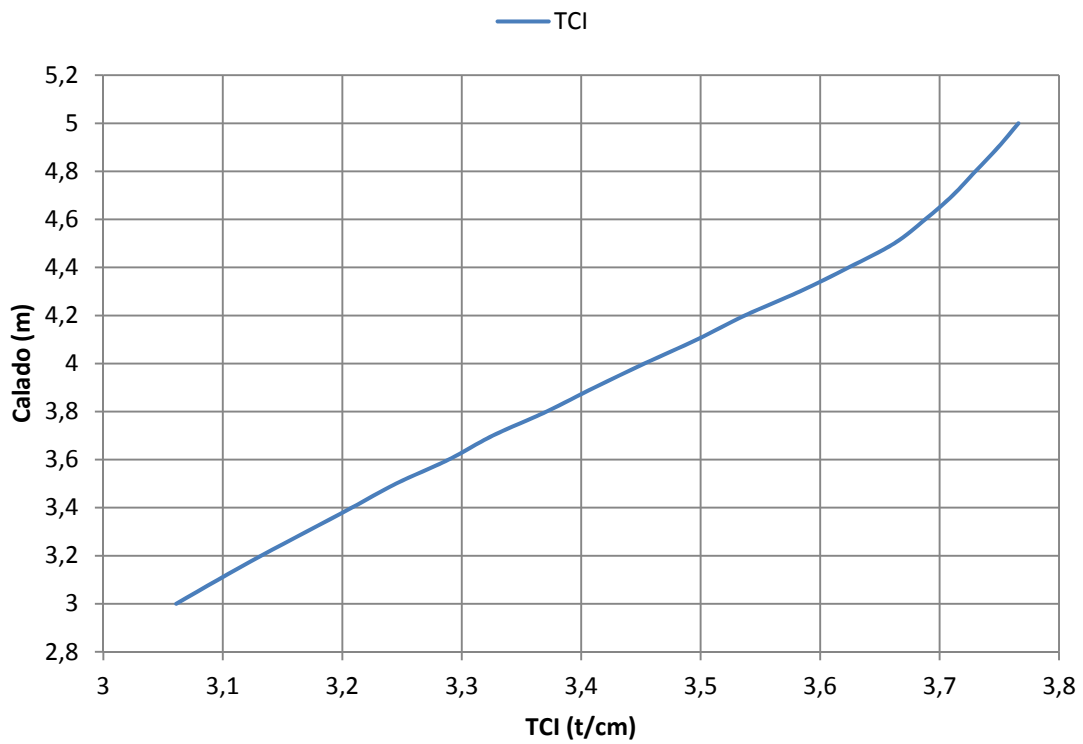
Gráfica 3.19. Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de 0 m.



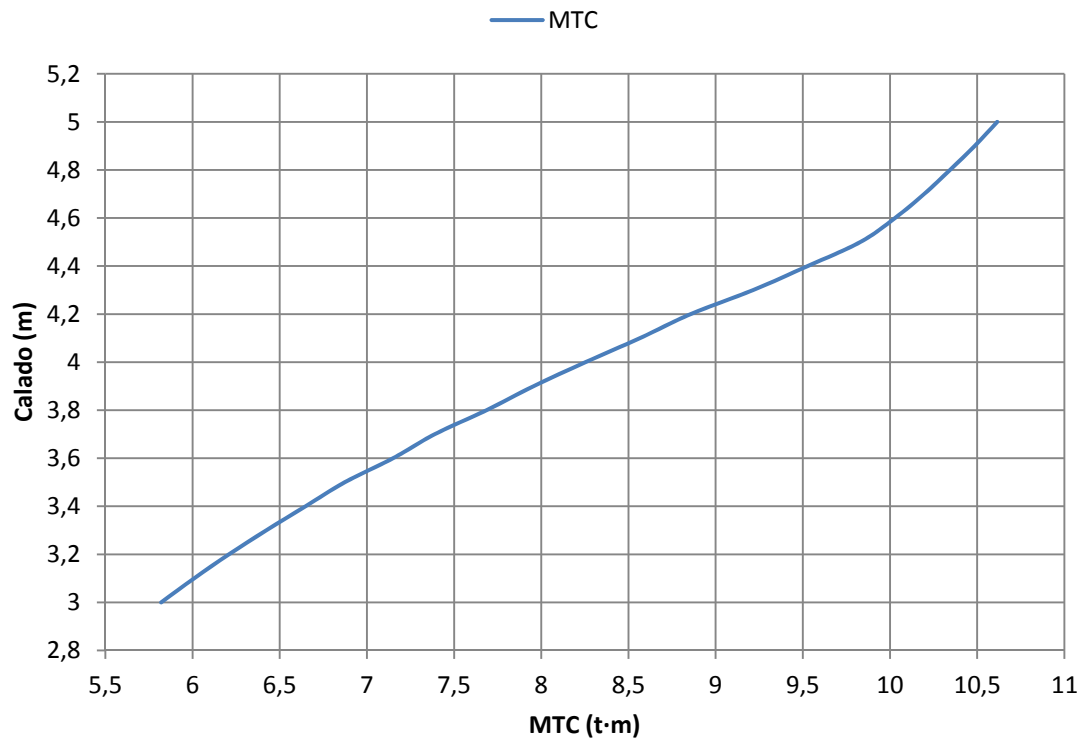
Gráfica 3.20. Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de 0 m.



Gráfica 3.21. Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de 0 m.



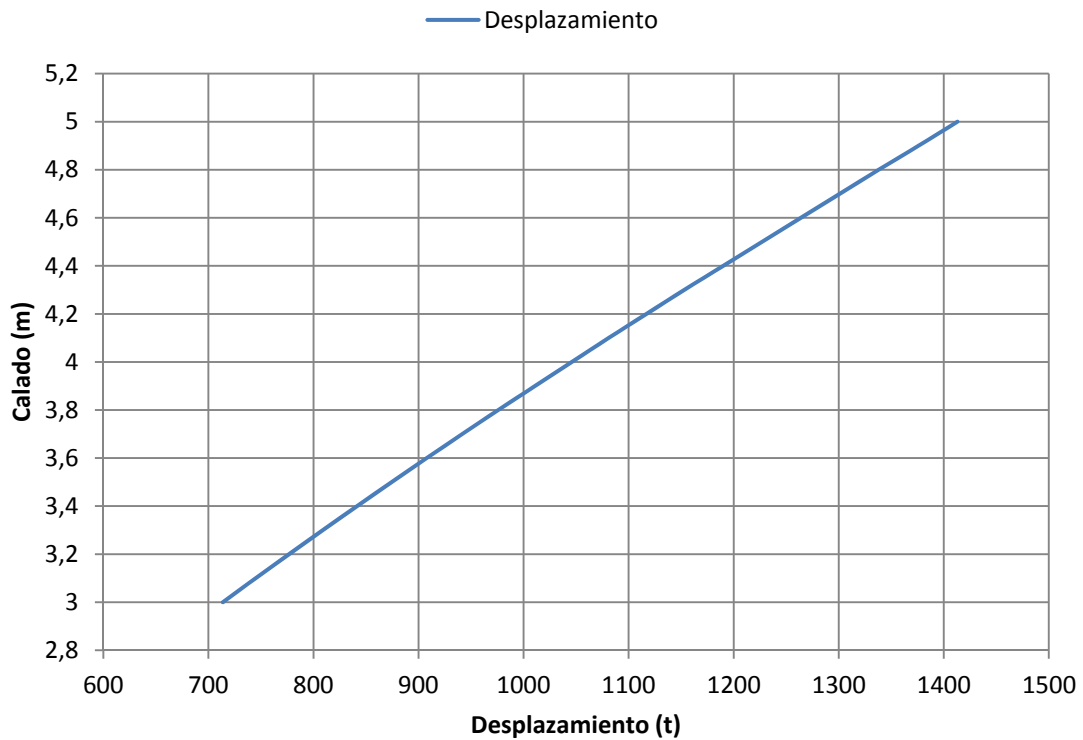
Gráfica 3.22. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de 0 m.



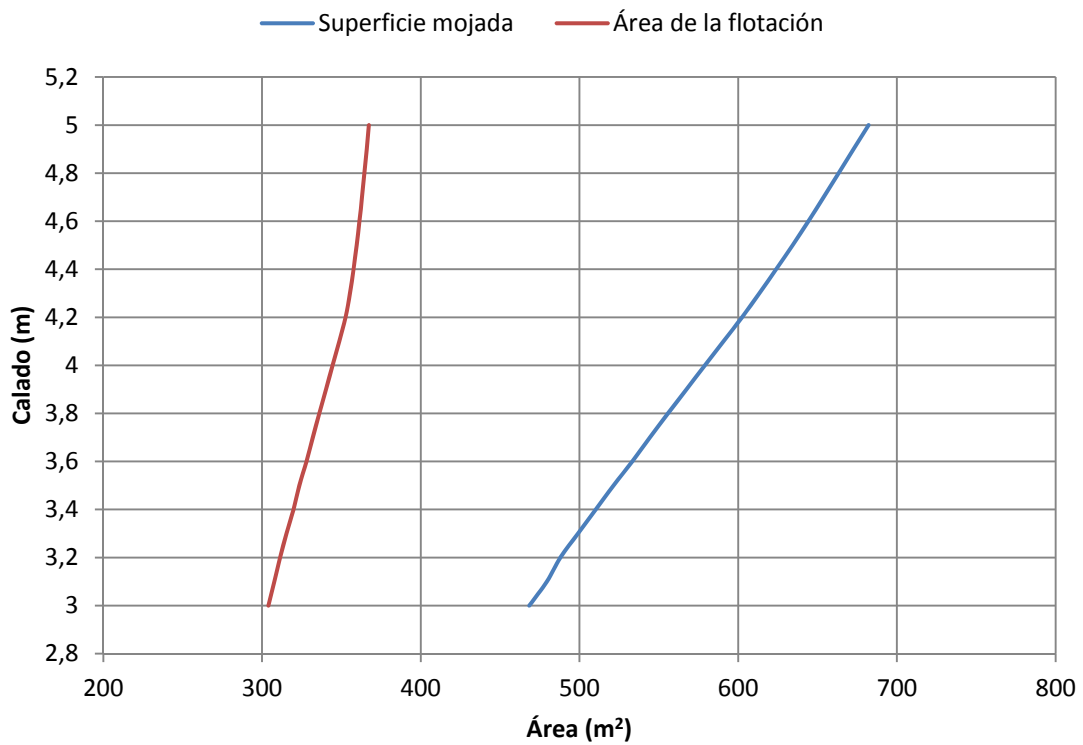
**Gráfica 3.23.** Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de 0 m.



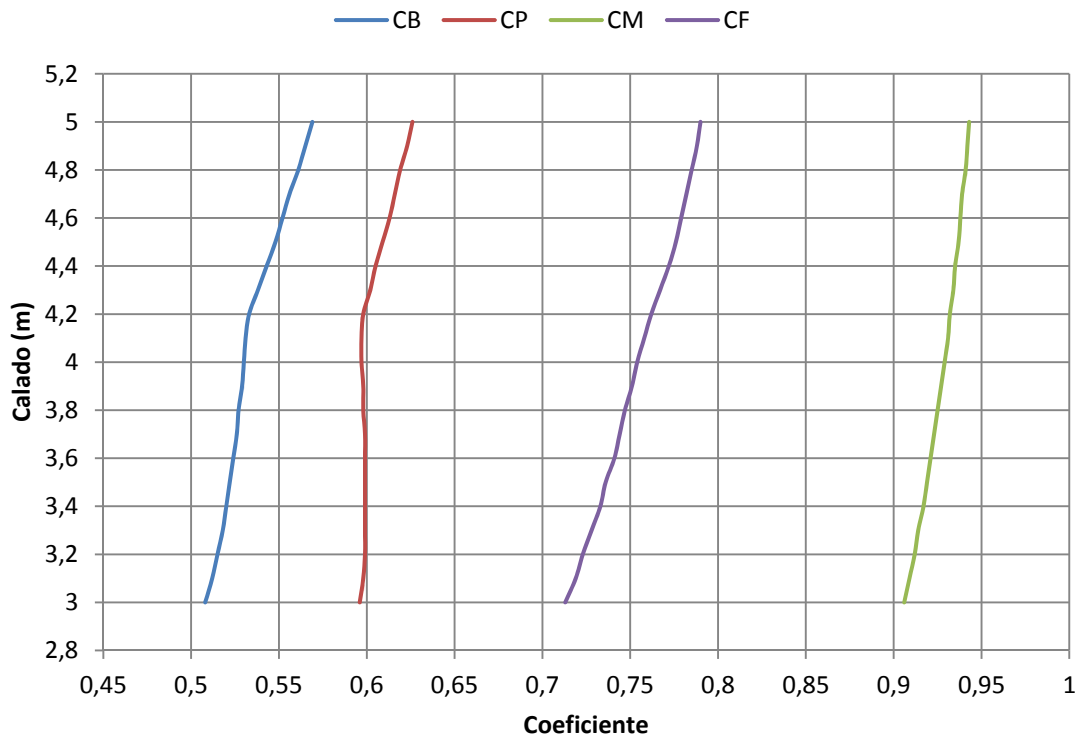
Trimado = +0,5 m



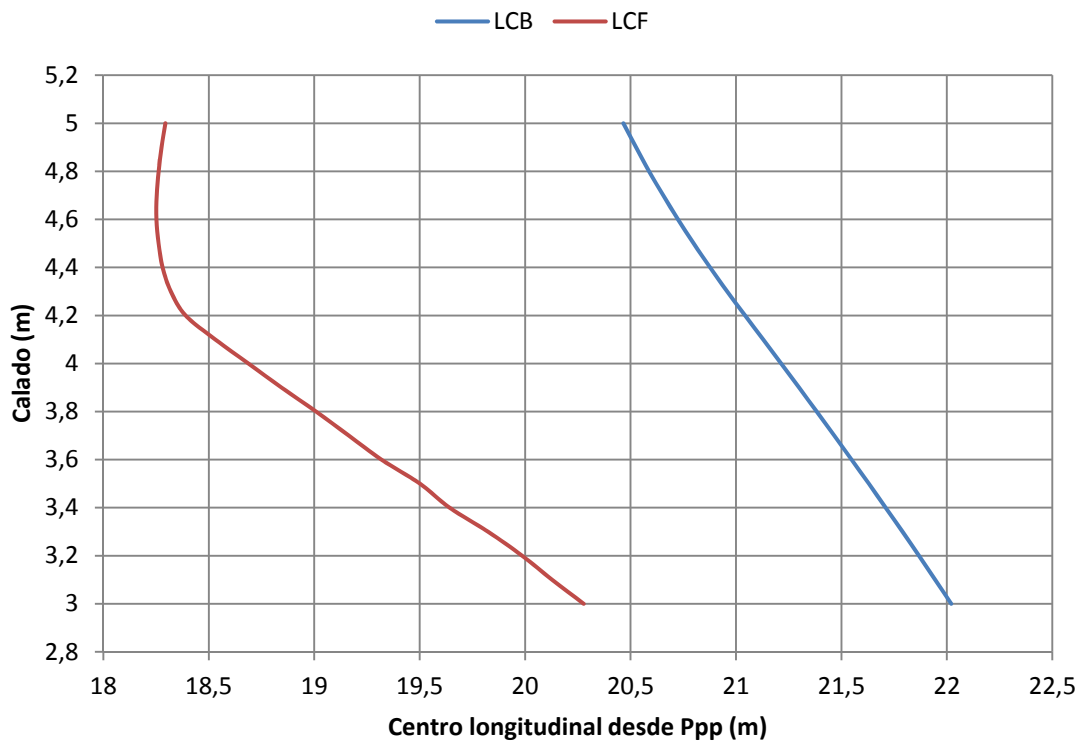
Gráfica 3.24. Curva del desplazamiento para un trimado de +0,5 m.



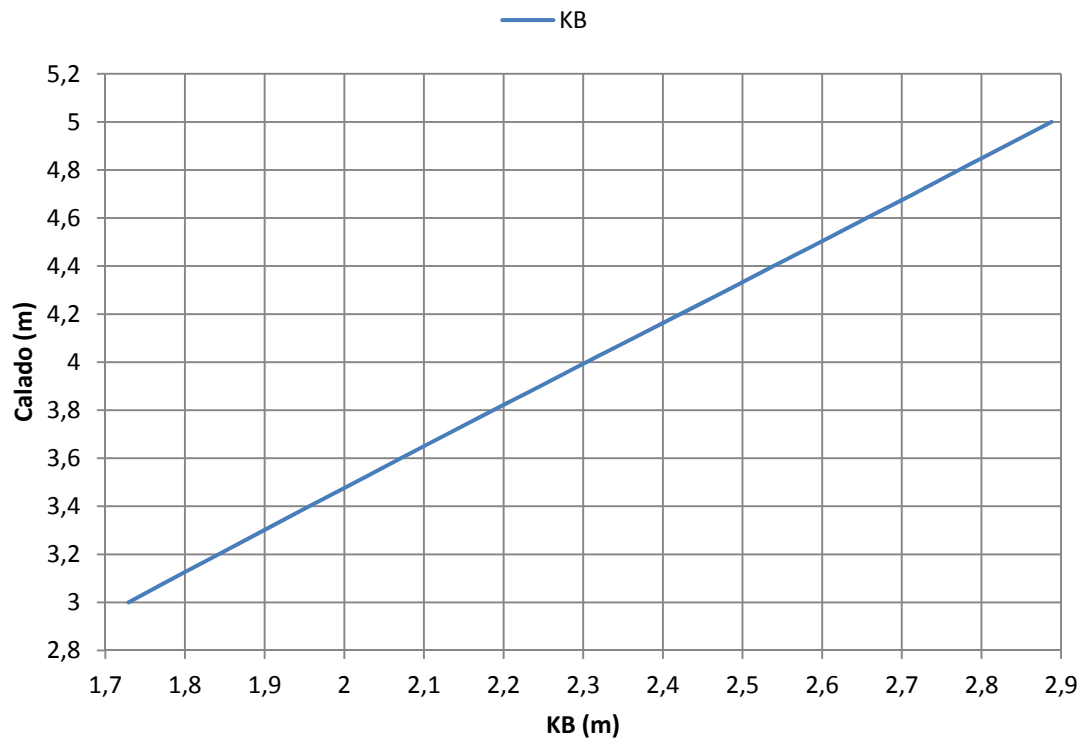
Gráfica 3.25. Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de +0,5 m.



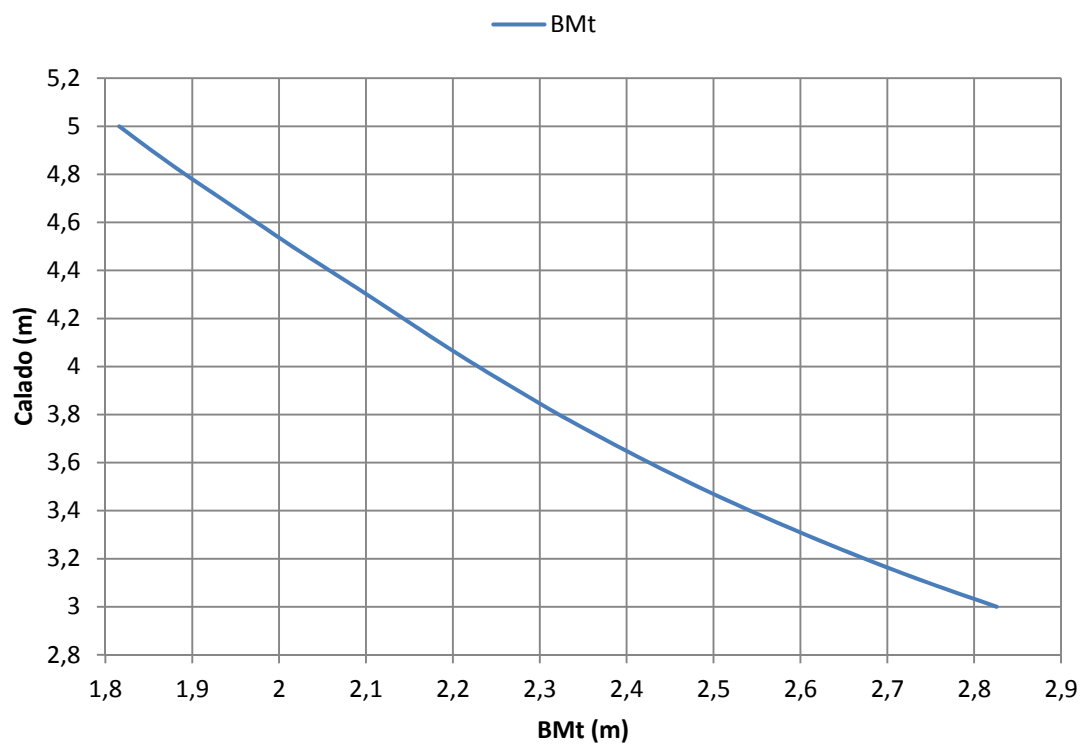
Gráfica 3.26. Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de +0,5 m.



Gráfica 3.27. Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de +0,5 m.

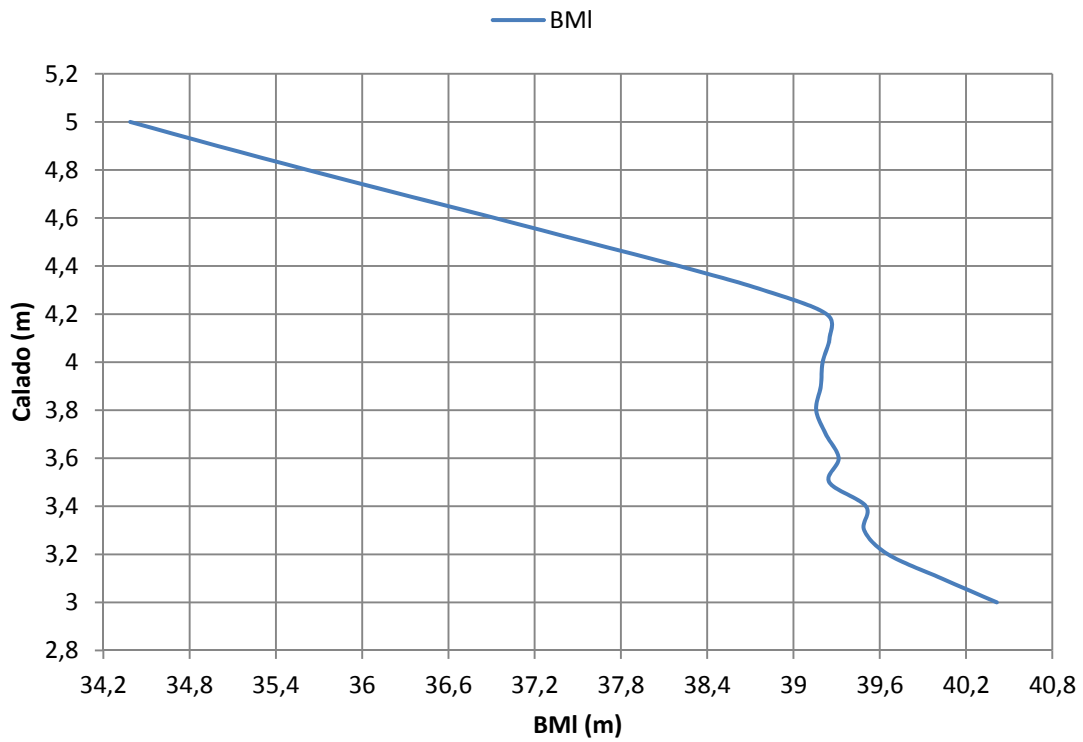


Gráfica 3.28. Curva de la altura del centro de carena para un trimado de +0,5 m.

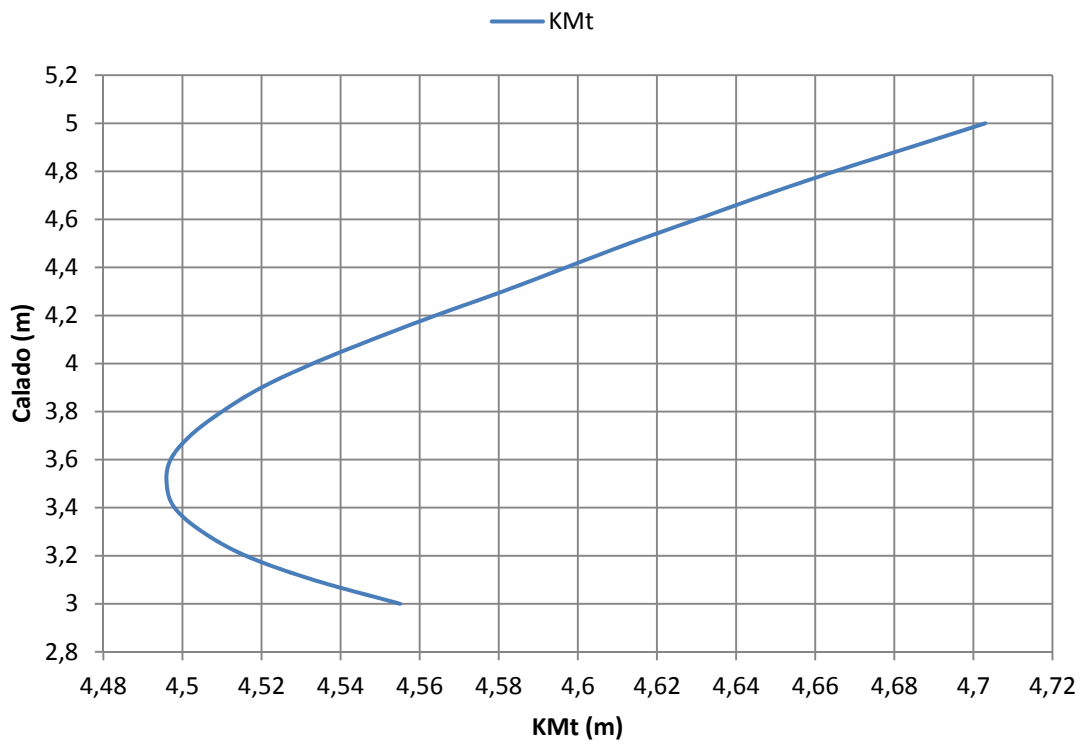


Gráfica 3.29. Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de +0,5 m.

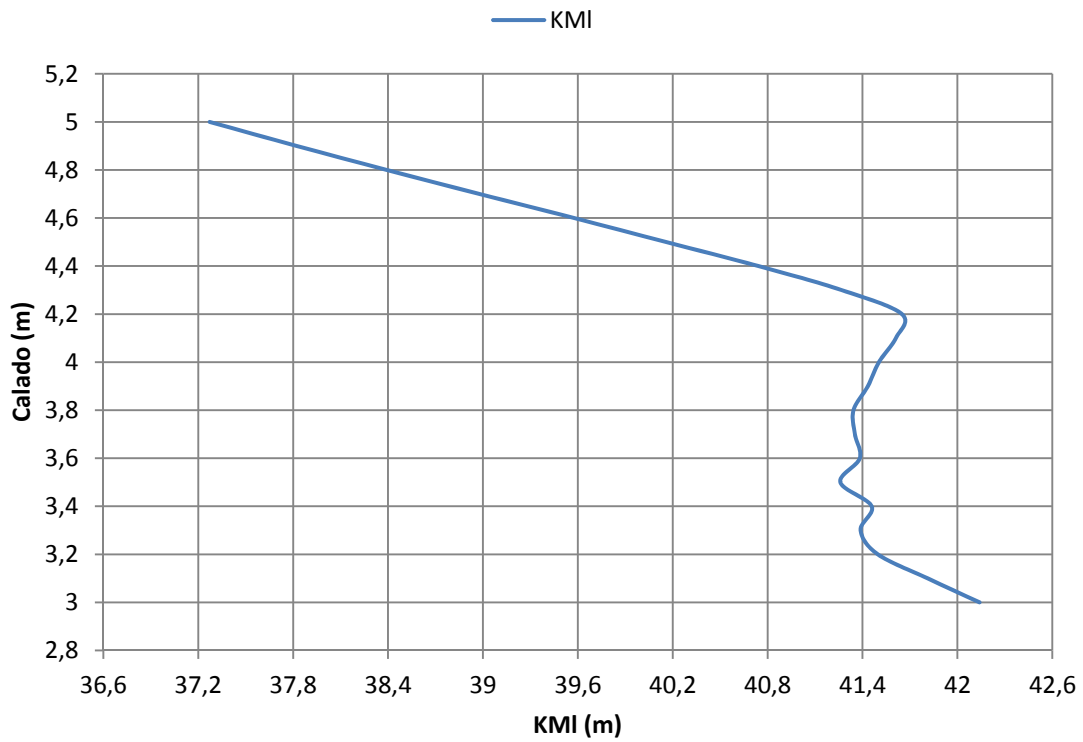




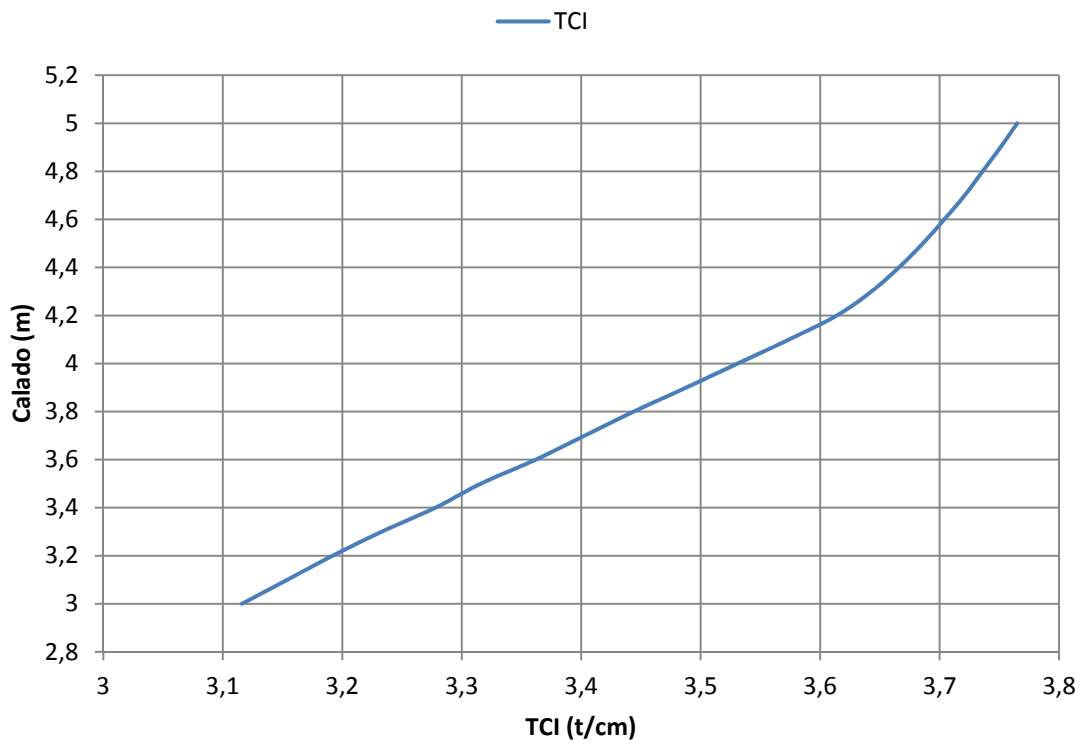
Gráfica 3.30. Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de +0,5 m.



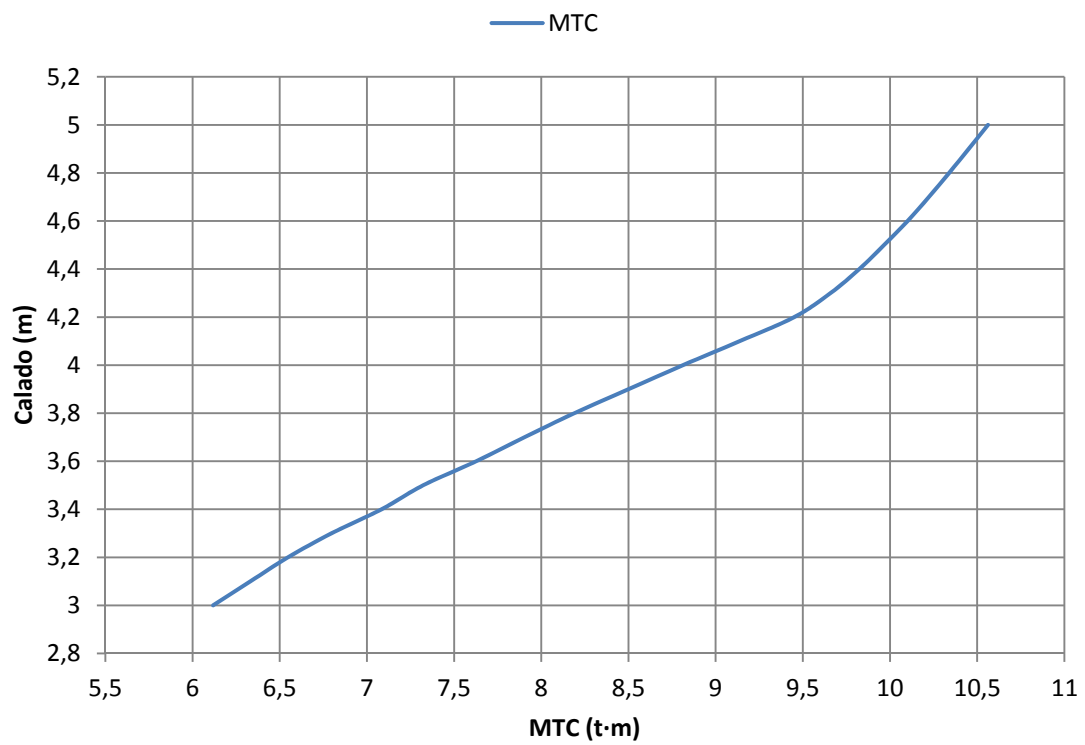
Gráfica 3.31. Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de +0,5 m.



Gráfica 3.32. Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de +0,5 m.



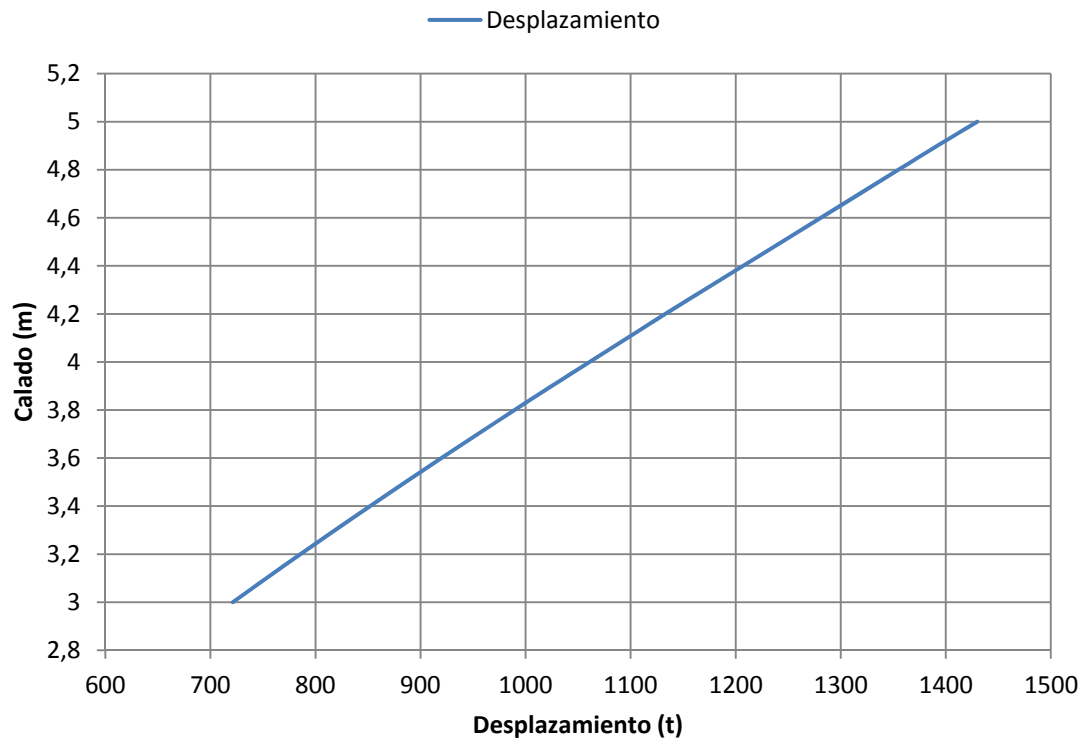
Gráfica 3.33. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de +0,5 m.



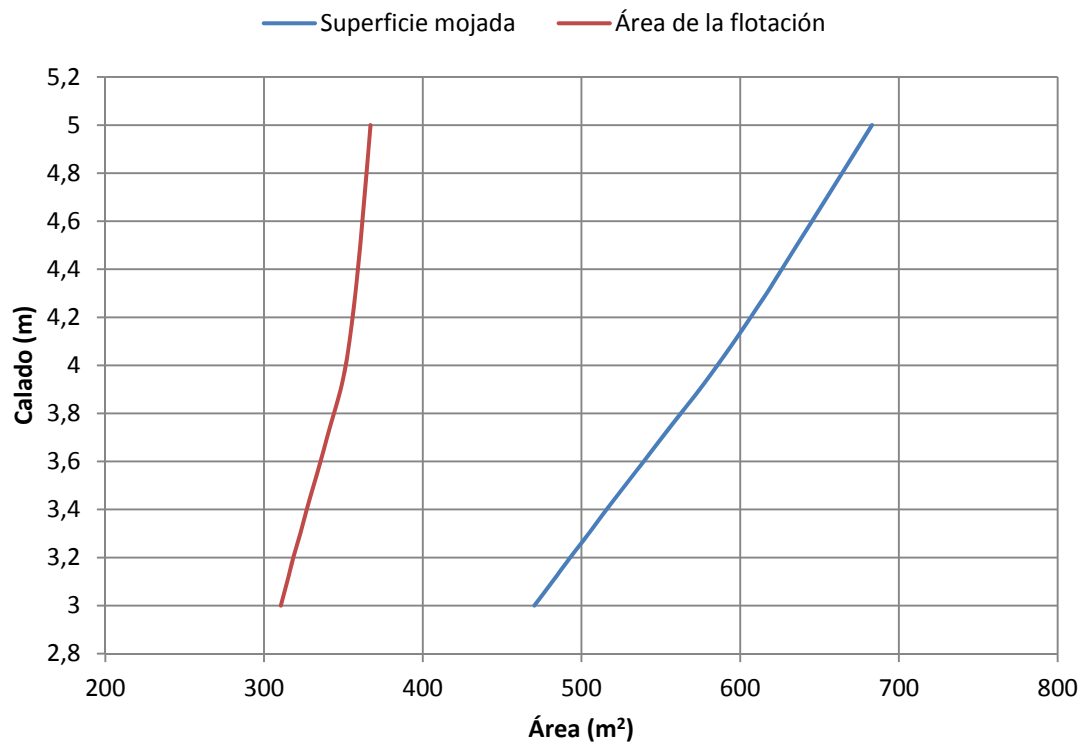
**Gráfica 3.34.** Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de +0,5 m.



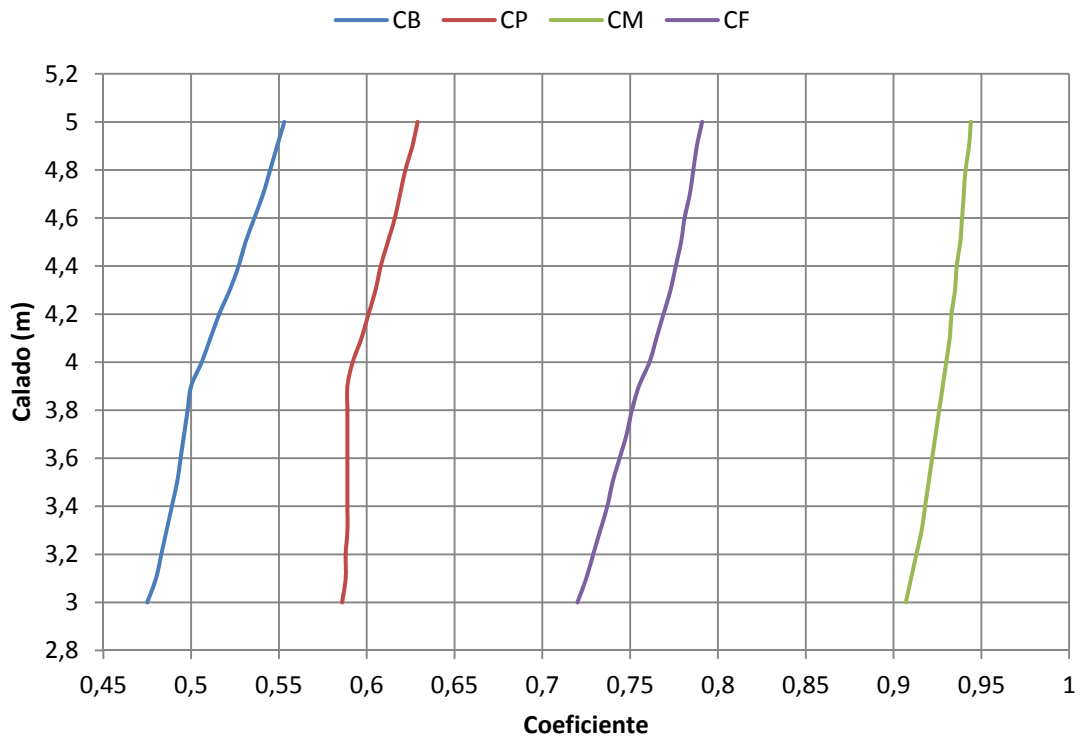
**Trimado = +1 m**



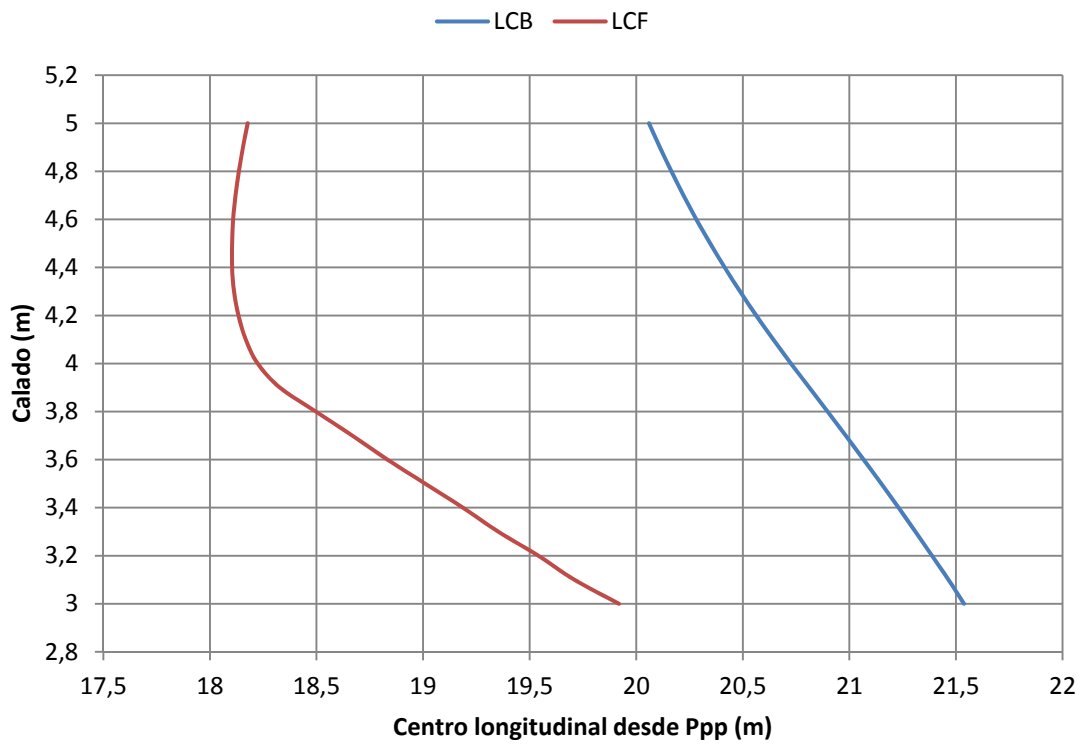
**Gráfica 3.35.** Curva del desplazamiento para un trimado de +1 m.



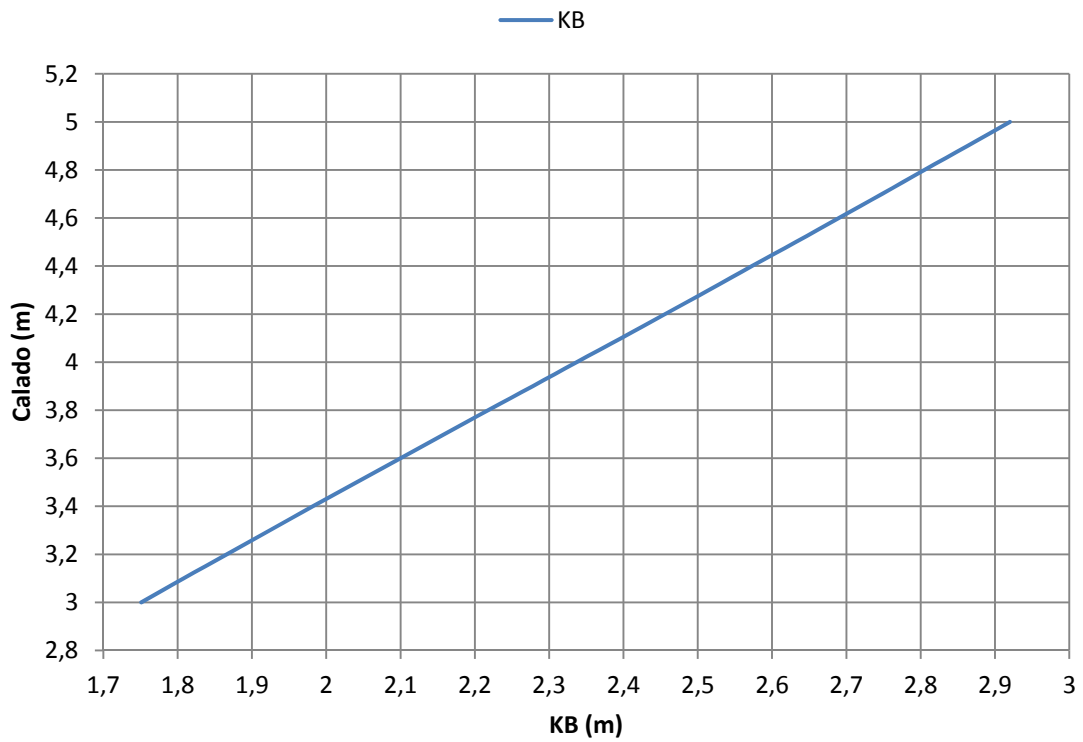
**Gráfica 3.36.** Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de +1 m.



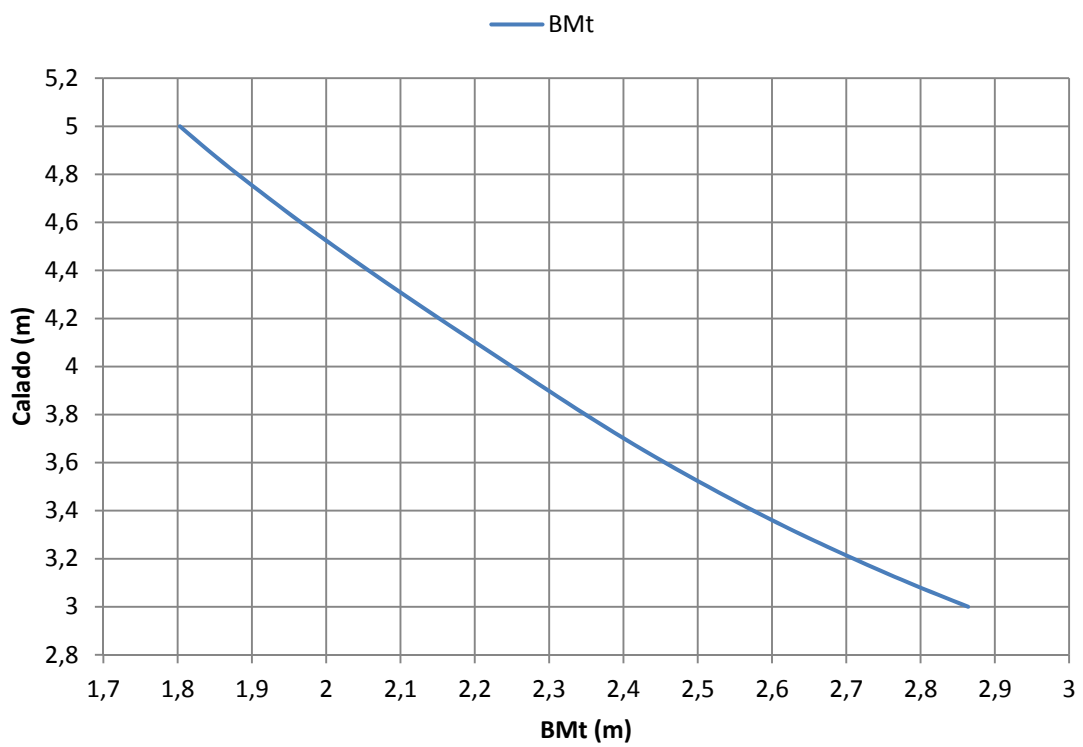
Gráfica 3.37. Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de +1 m.



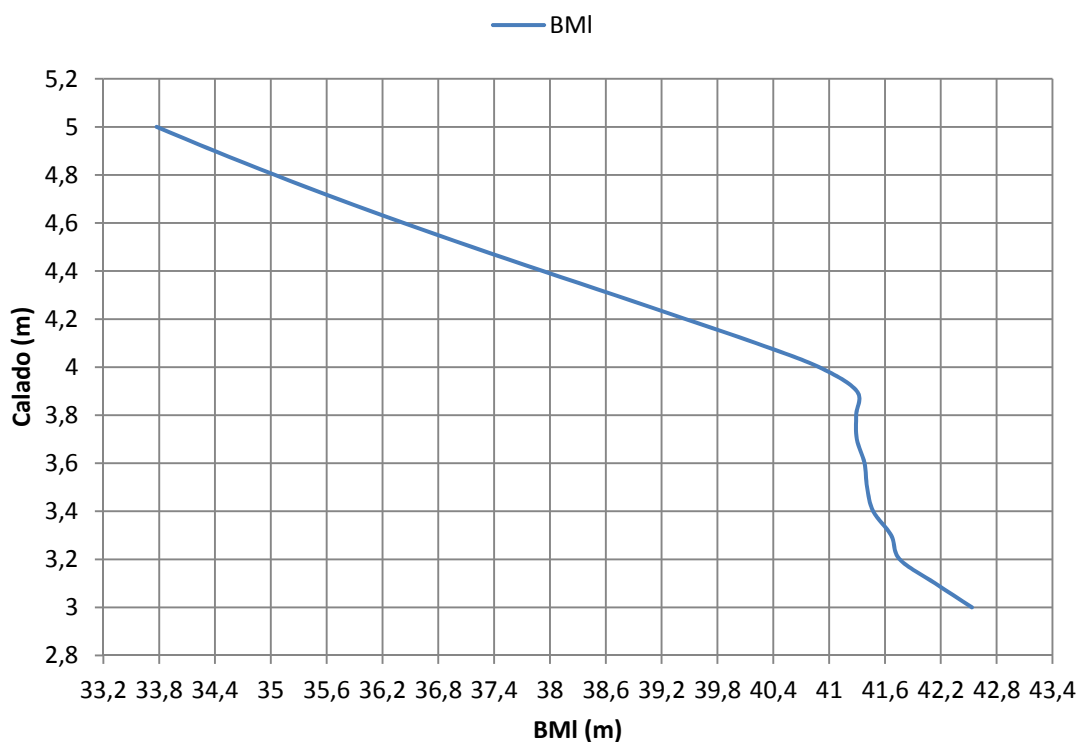
Gráfica 3.38. Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de +1 m.



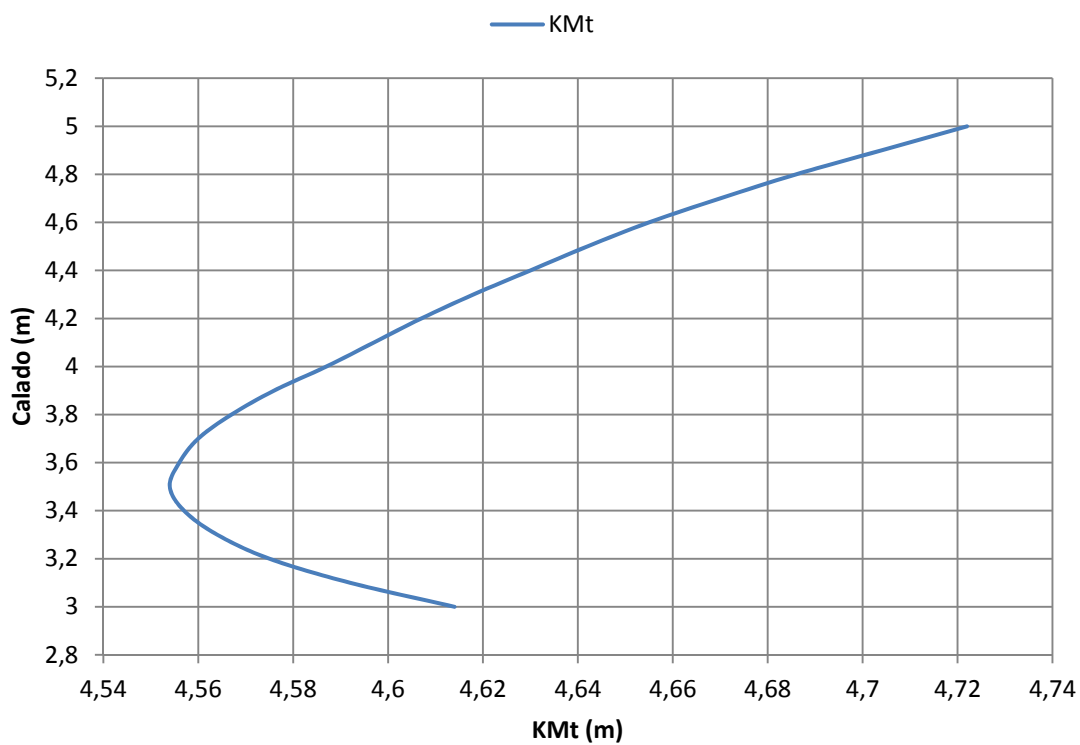
Gráfica 3.39. Curva de la altura del centro de carena para un trimado de +1 m.



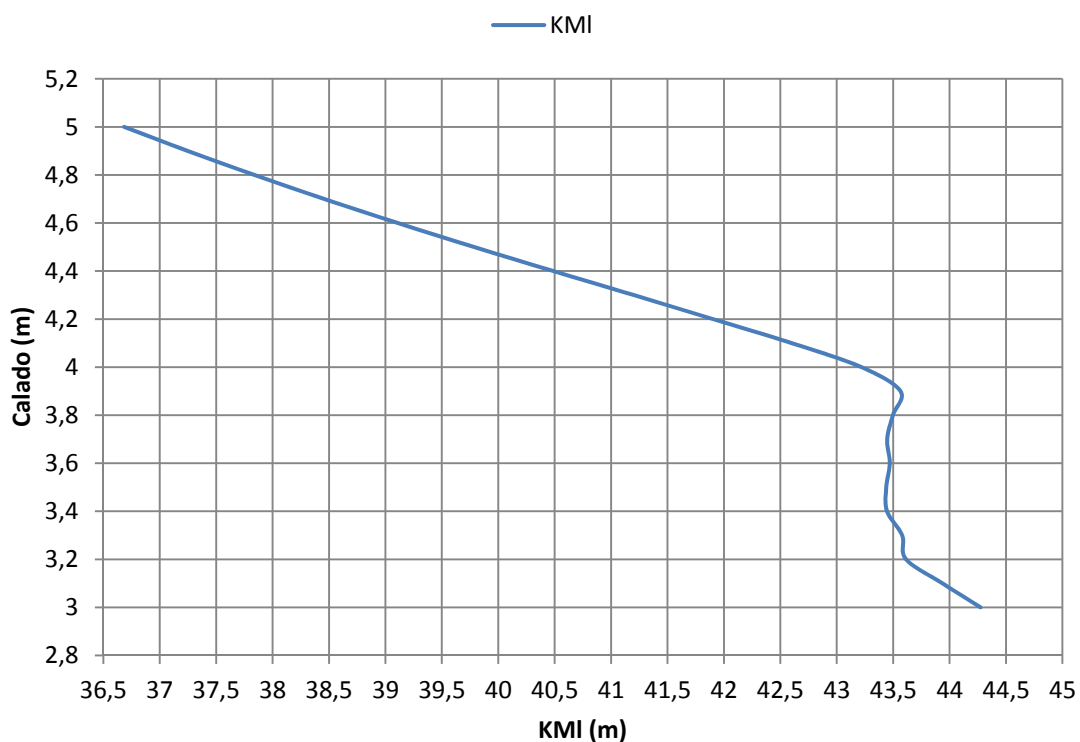
Gráfica 3.40. Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de +1 m.



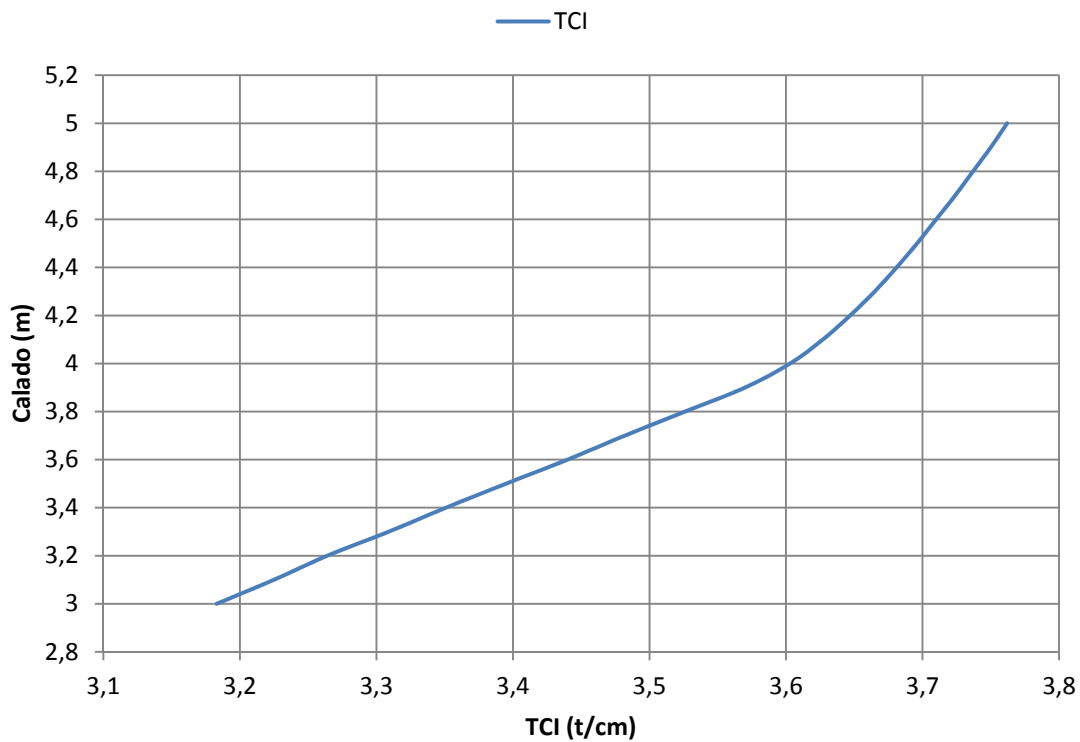
Gráfica 3.41. Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de +1 m.



Gráfica 3.42. Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de +1 m.

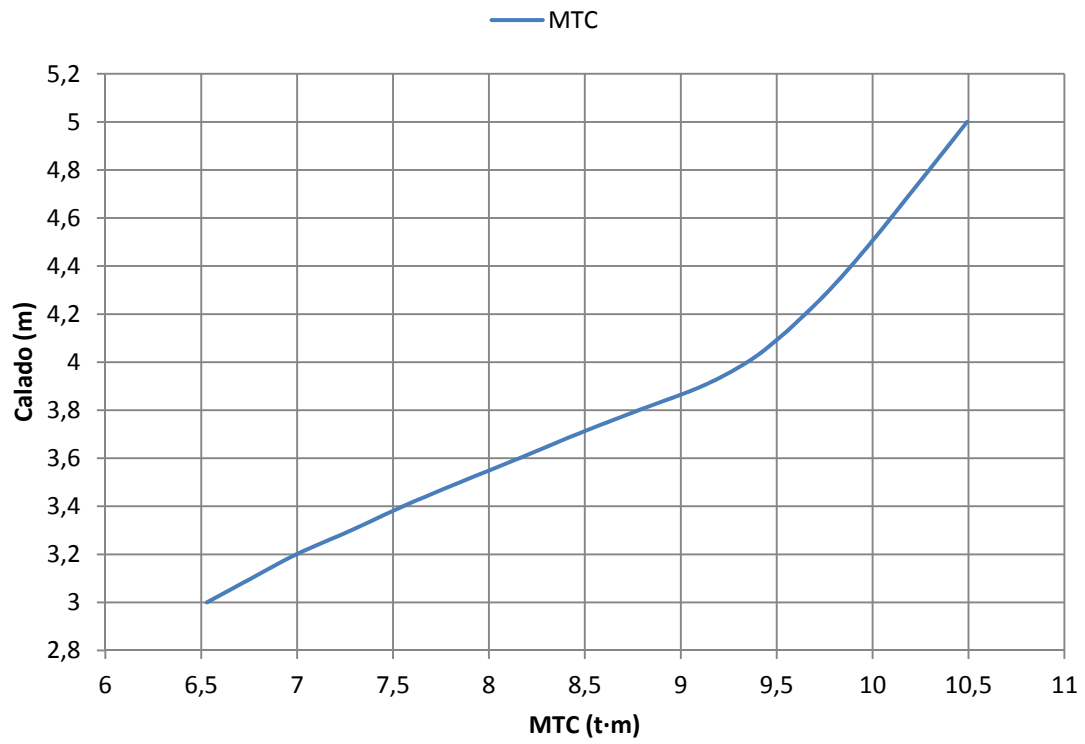


Gráfica 3.43. Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de +1 m.



Gráfica 3.44. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de +1 m.

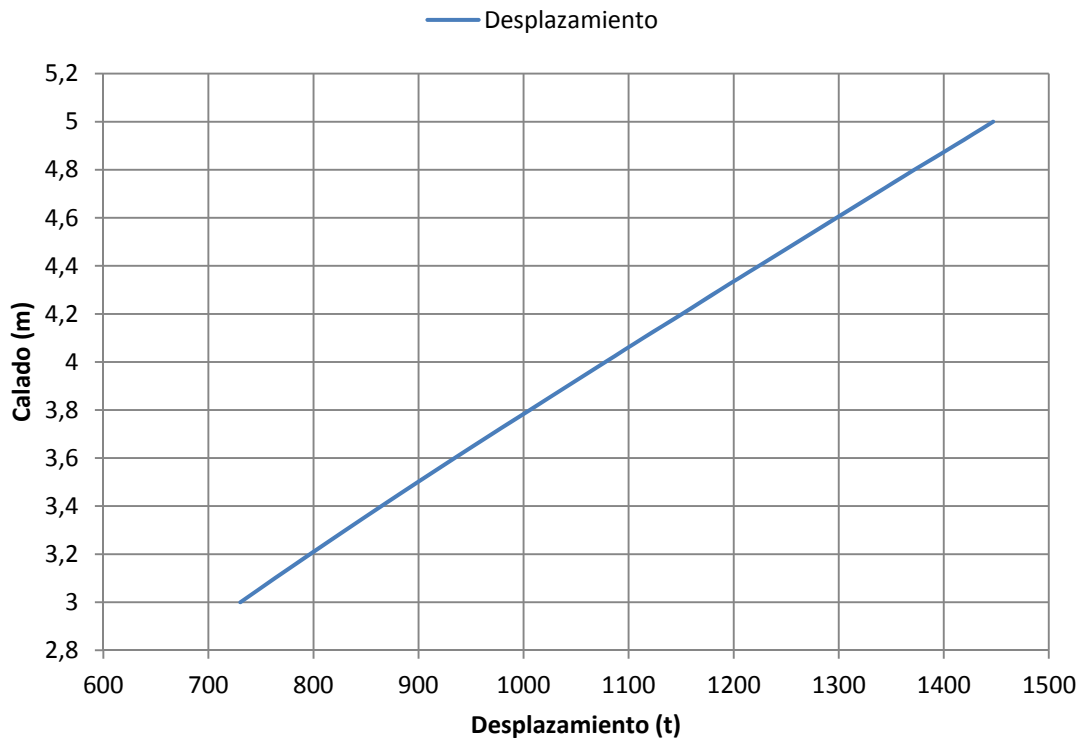




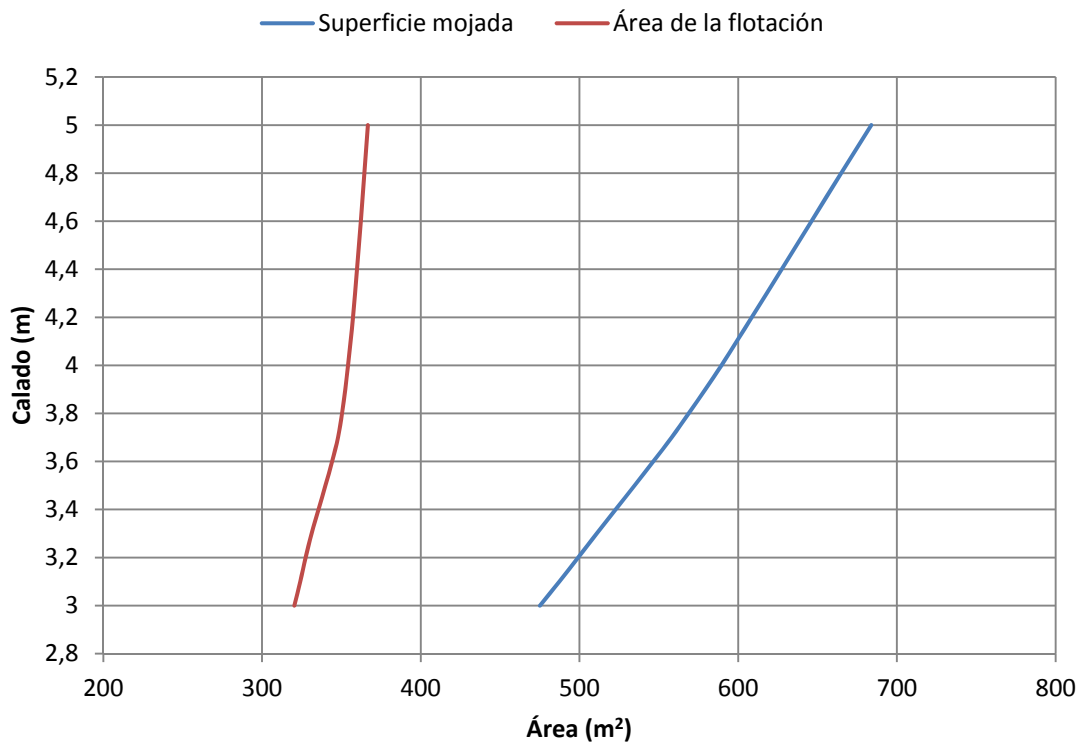
Gráfica 3.45. Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de +1 m.



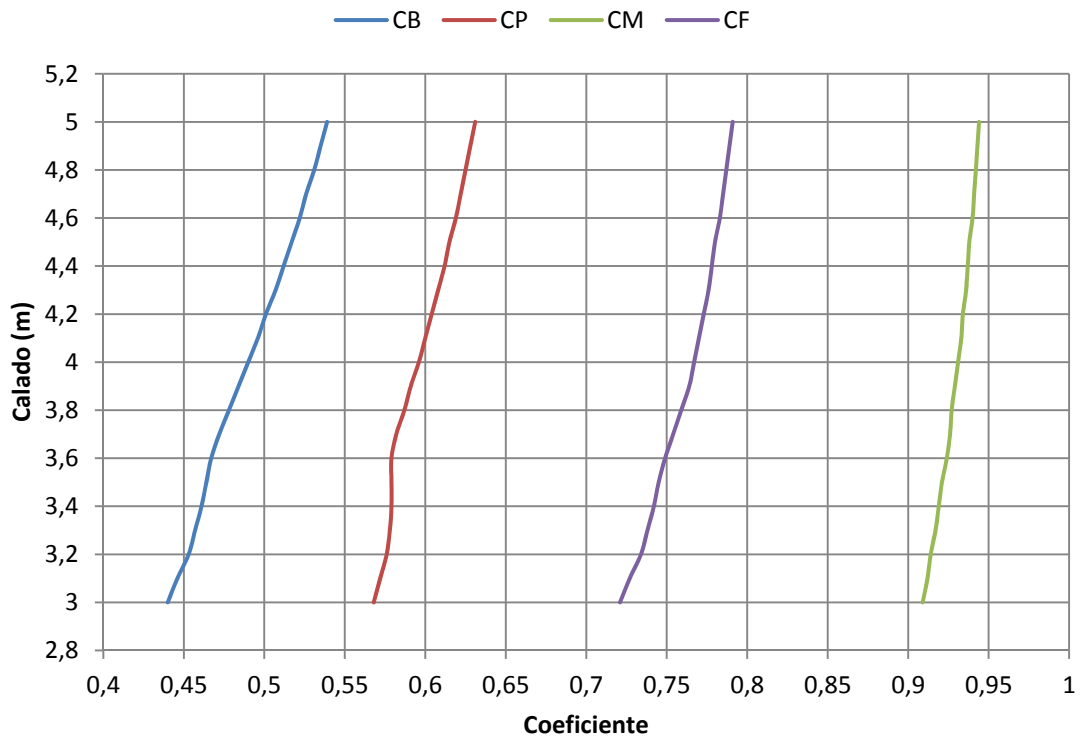
**Trimado = +1,5 m**



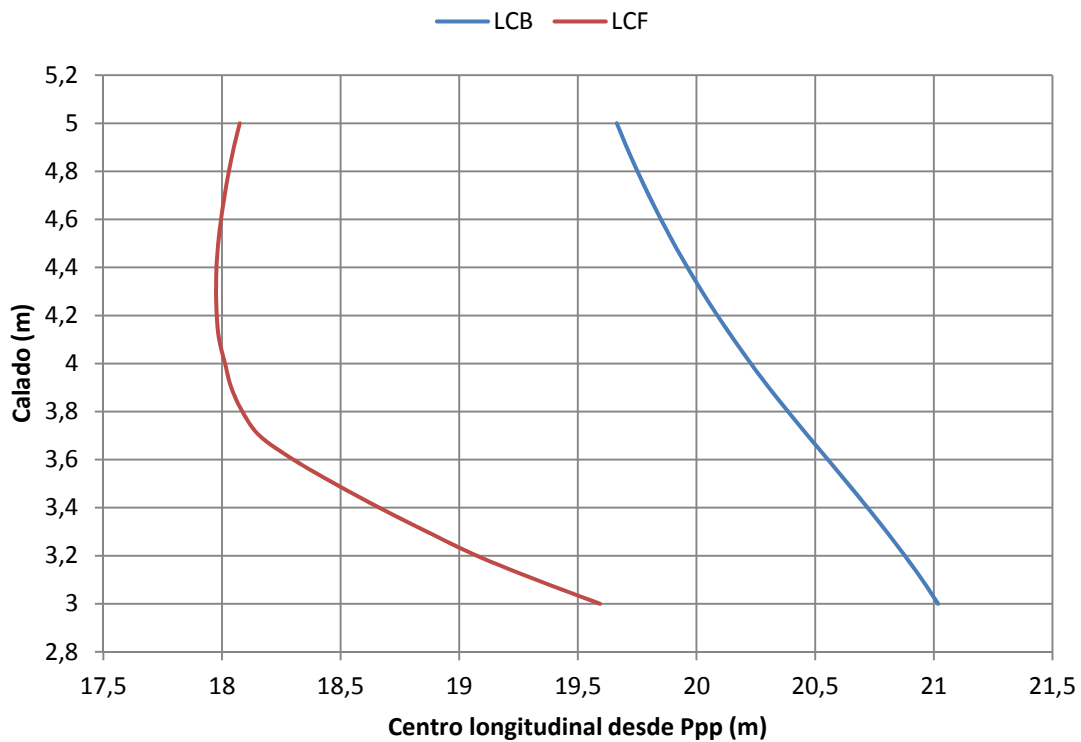
**Gráfica 3.46.** Curva del desplazamiento para un trimado de +1,5 m.



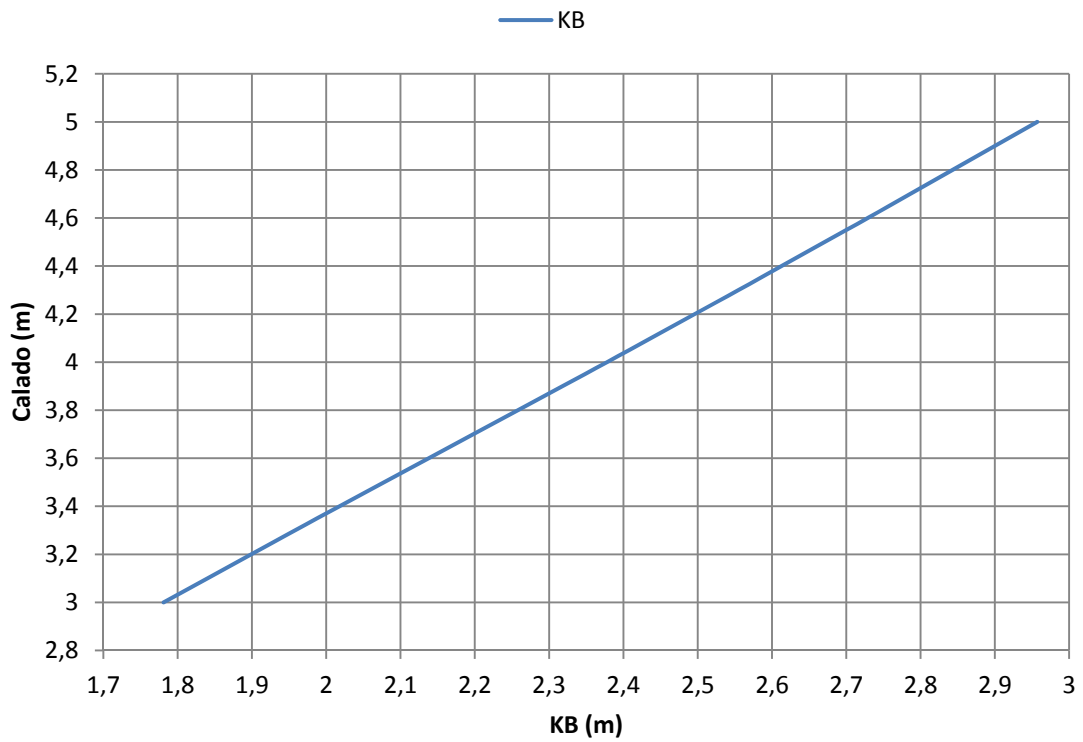
**Gráfica 3.47.** Curvas de la superficie mojada y del área de la flotación para un trimado de +1,5 m.



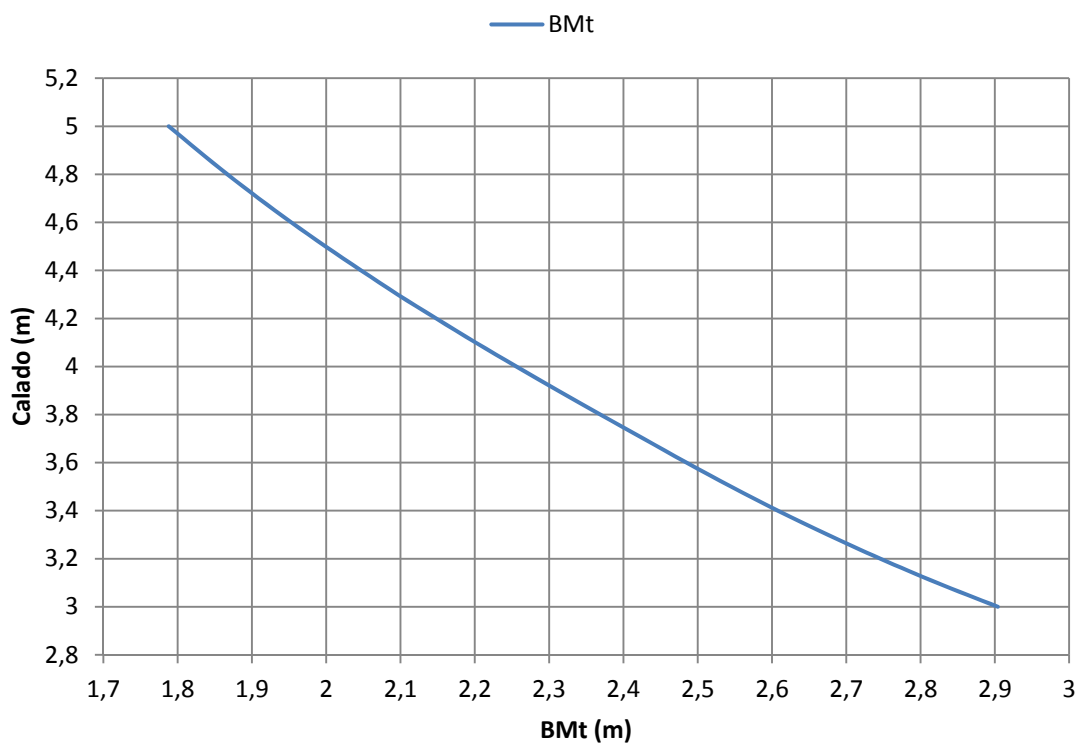
Gráfica 3.48. Curvas de los coeficientes de formas para un trimado de +1,5 m.



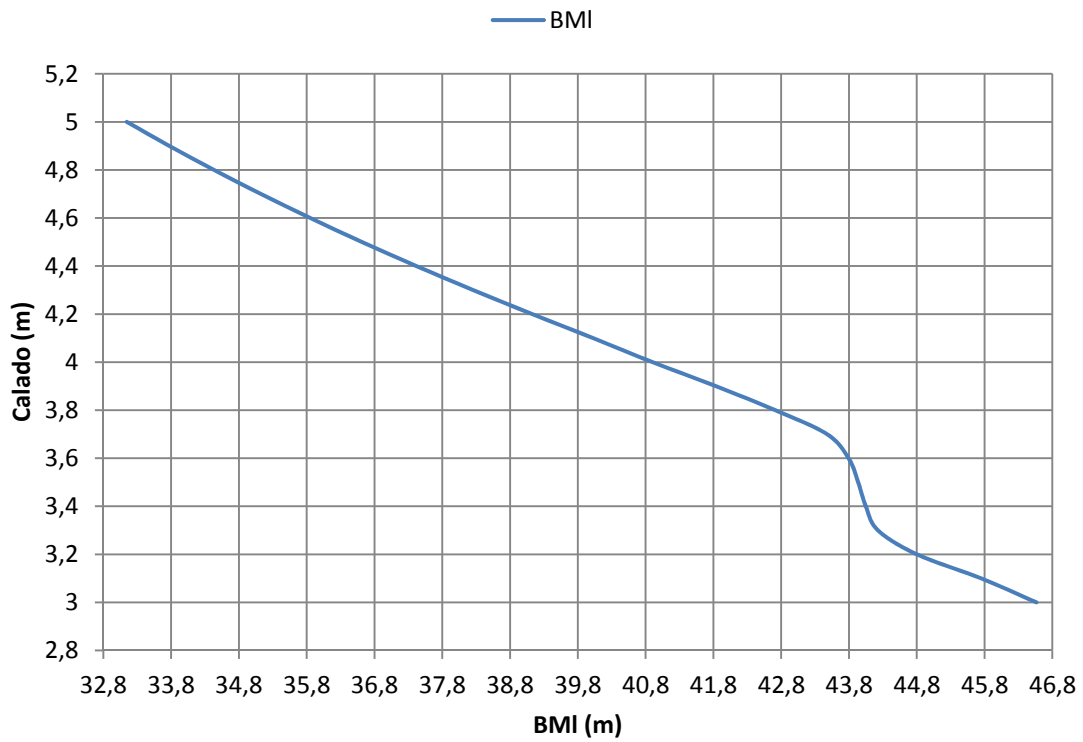
Gráfica 3.49. Curvas de la posición longitudinal del centro de carena y del centro de la flotación para un trimado de +1,5 m.



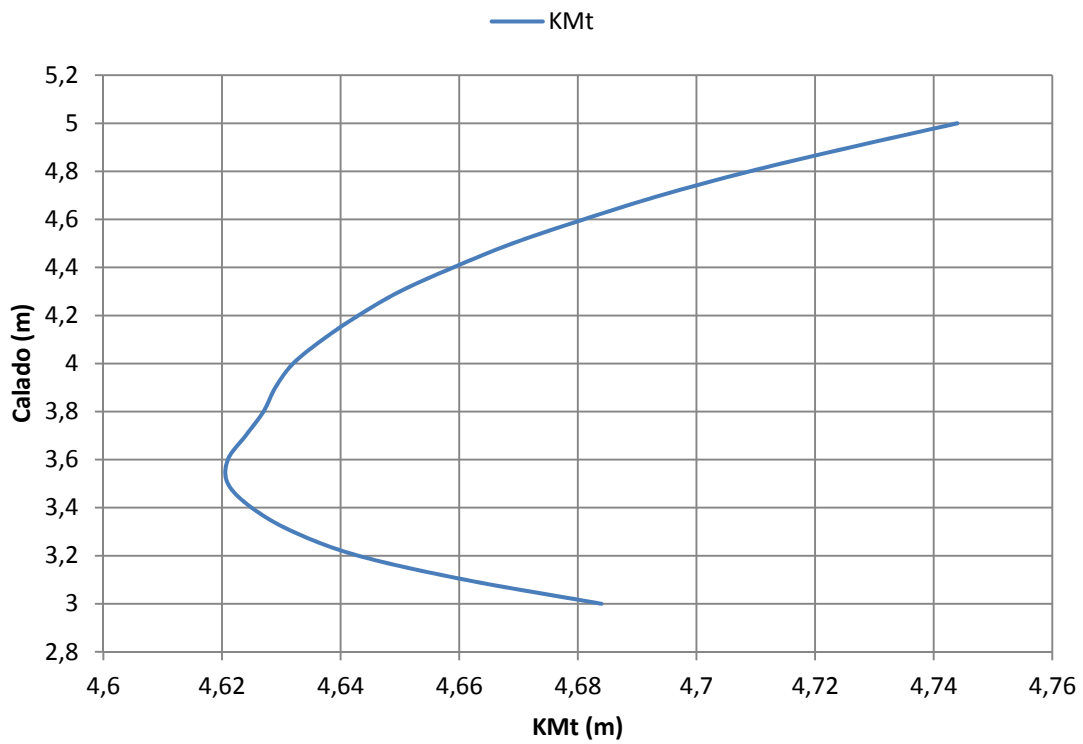
Gráfica 3.50. Curva de la altura del centro de carena para un trimado de +1,5 m.



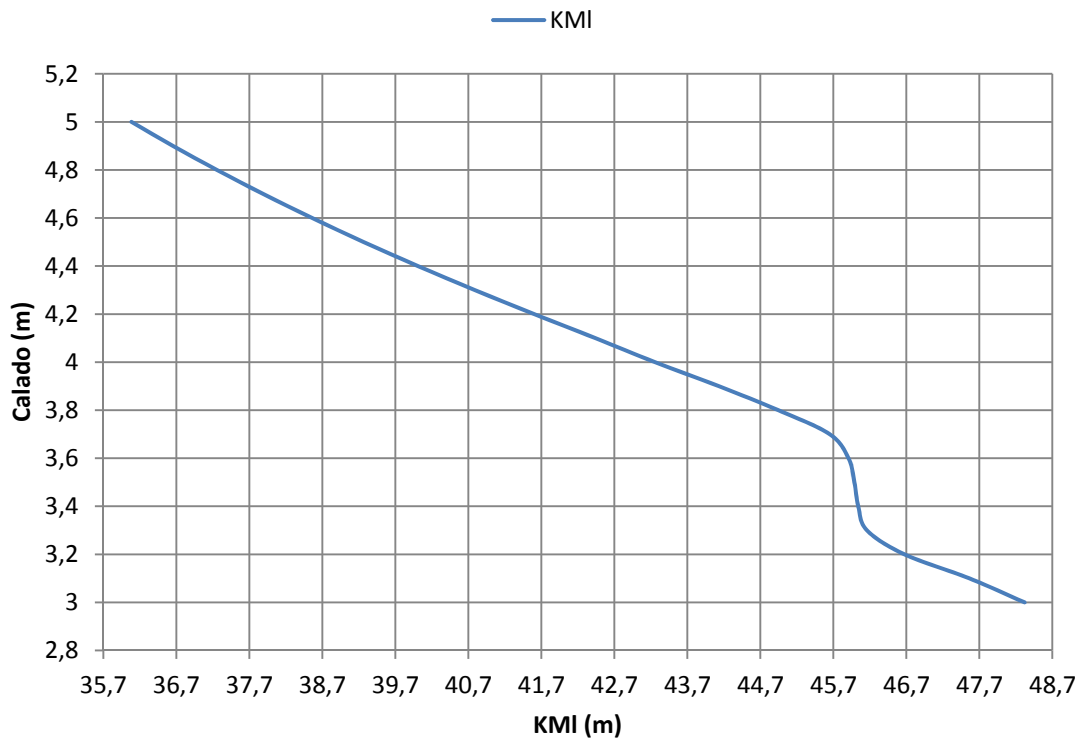
Gráfica 3.51. Curva del radio metacéntrico transversal para un trimado de +1,5 m.



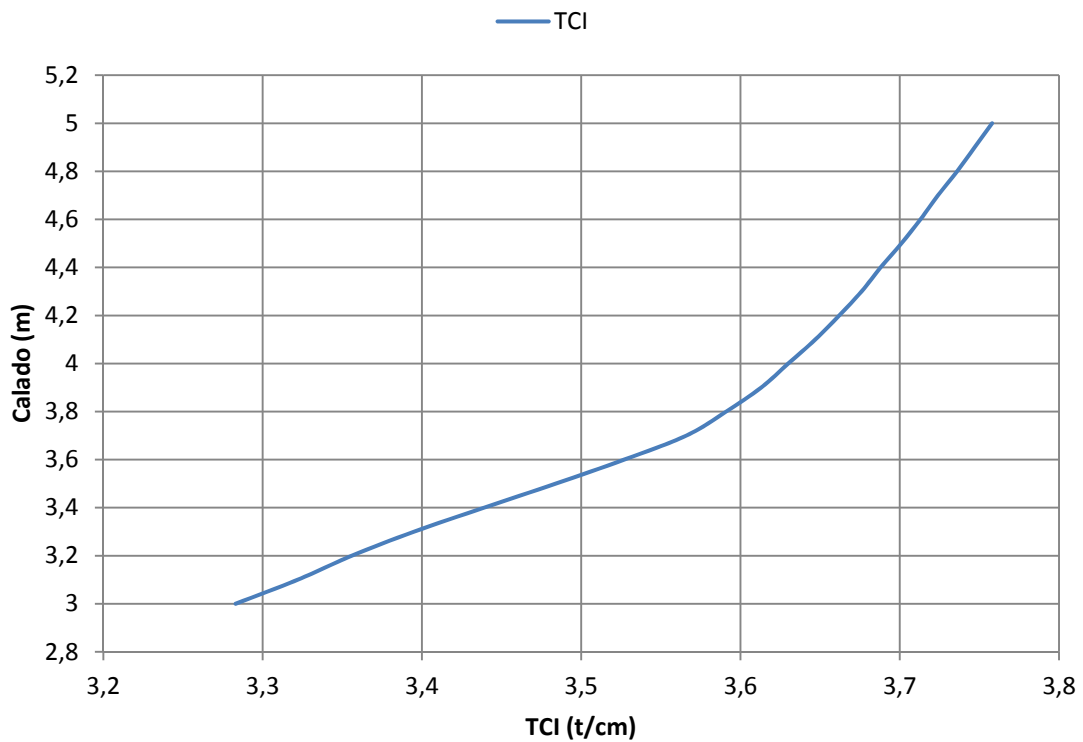
Gráfica 3.52. Curva del radio metacéntrico longitudinal para un trimado de +1,5 m.



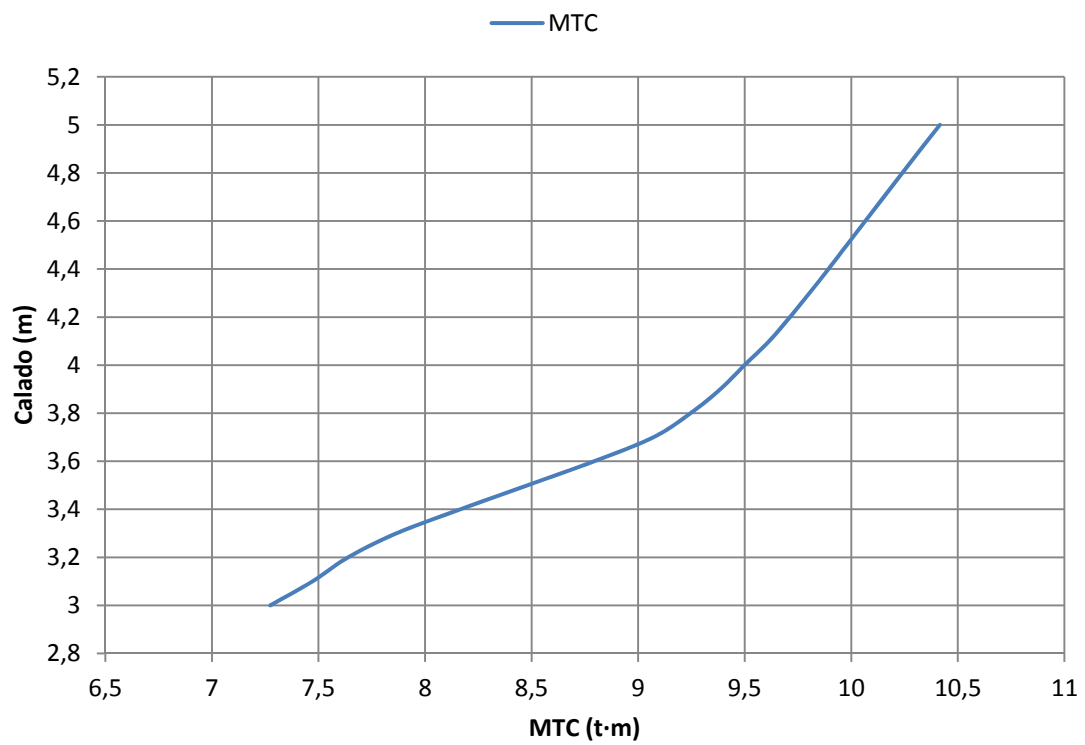
Gráfica 3.53. Curva de la distancia del metacentro transversal sobre la base para un trimado de +1,5 m.



Gráfica 3.54. Curva de la distancia del metacentro longitudinal sobre la base para un trimado de +1,5 m.



Gráfica 3.55. Curva de las toneladas por centímetro de inmersión para un trimado de +1,5 m.



**Gráfica 3.56.** Curva del momento para alterar el trimado un centímetro para un trimado de +1,5 m.



## CAPÍTULO IV

Aplicación de los métodos de predicción estadística  
seleccionados



## 1. INTRODUCCIÓN

A continuación se representan de forma gráfica y tabular los resultados obtenidos mediante los distintos métodos de predicción estadística explicados anteriormente en el Capítulo II, por lo que se va a prescindir de la repetición de las fórmulas que los componen. Para consultar dichos métodos al completo se adjuntan las hojas de cálculo donde se encuentran programados.

Para cada uno de ellos se ha comprobado que el buque arrastrero estudiado se encuentra dentro de los rangos establecidos.

Se ha partido de los siguientes datos, los cuales se han ido obteniendo a lo largo del trabajo (generación de formas, características hidrostáticas) con la ayuda de los distintos softwares empleados, para proceder al cálculo de la resistencia al avance de cada método:

DATOS DEL BUQUE		DATOS DEL BULBO	
$L_{pp}$	44,490 m	$h_B$	2,127 m
$L_F$	44,879 m	$L_B$	0,848 m
$B$	10,000 m	$S_B$	4,273 m <sup>2</sup>
$T_{PR}$	4,000 m	$A_{BT}$	2,372 m <sup>2</sup>
$T_{PP}$	4,000 m		
$T_m$	4,000 m		
$C_B$	0,561	PROPIEDADES DEL AGUA	
$C_P$	0,606	$T^a$	15 °C
$C_M$	0,932	$\rho$	1025 kg/m <sup>3</sup>
$C_F$	0,751	$\nu$	1,187E-06 m <sup>2</sup> /s
$\Delta$	1033,000 t		
$\nabla$	1007,805 m <sup>3</sup>		
$V$	15 nudos		
$LCB$	21,675 m		
$LCB$	-1,718 % $L_{pp}$ (⊗)		
$LCB$	-1,703 % $L_f$ (⊗)		
$S$	572,547 m <sup>2</sup>		
$K_S$	1,500E-04 m		
$C_A$	5,000E-04		

Tabla 4.1. Valores de las características del buque, bulbo y el agua.

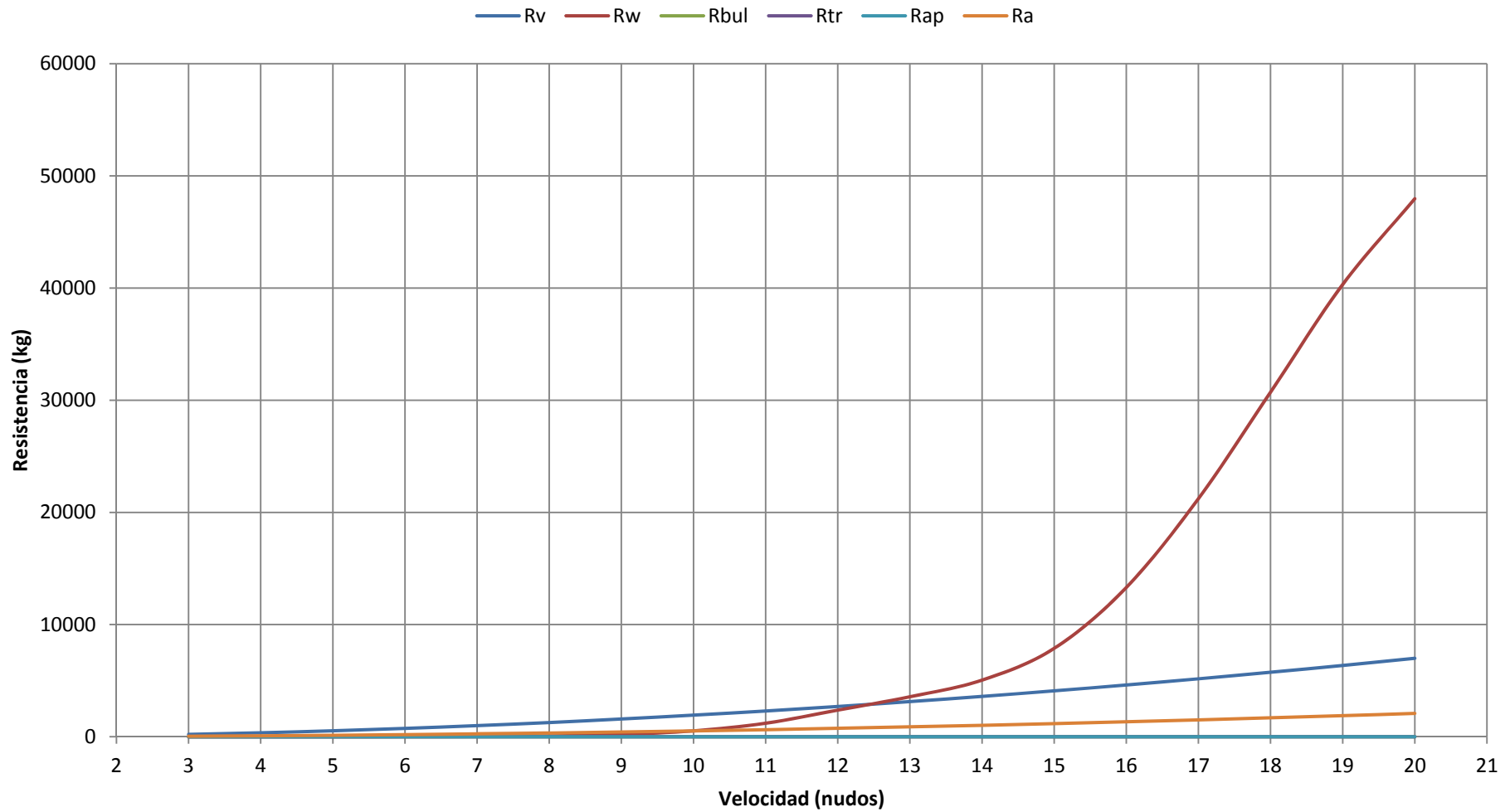


## 2. MÉTODO DE J. HOLTROP Y G. G. J. MENNEN

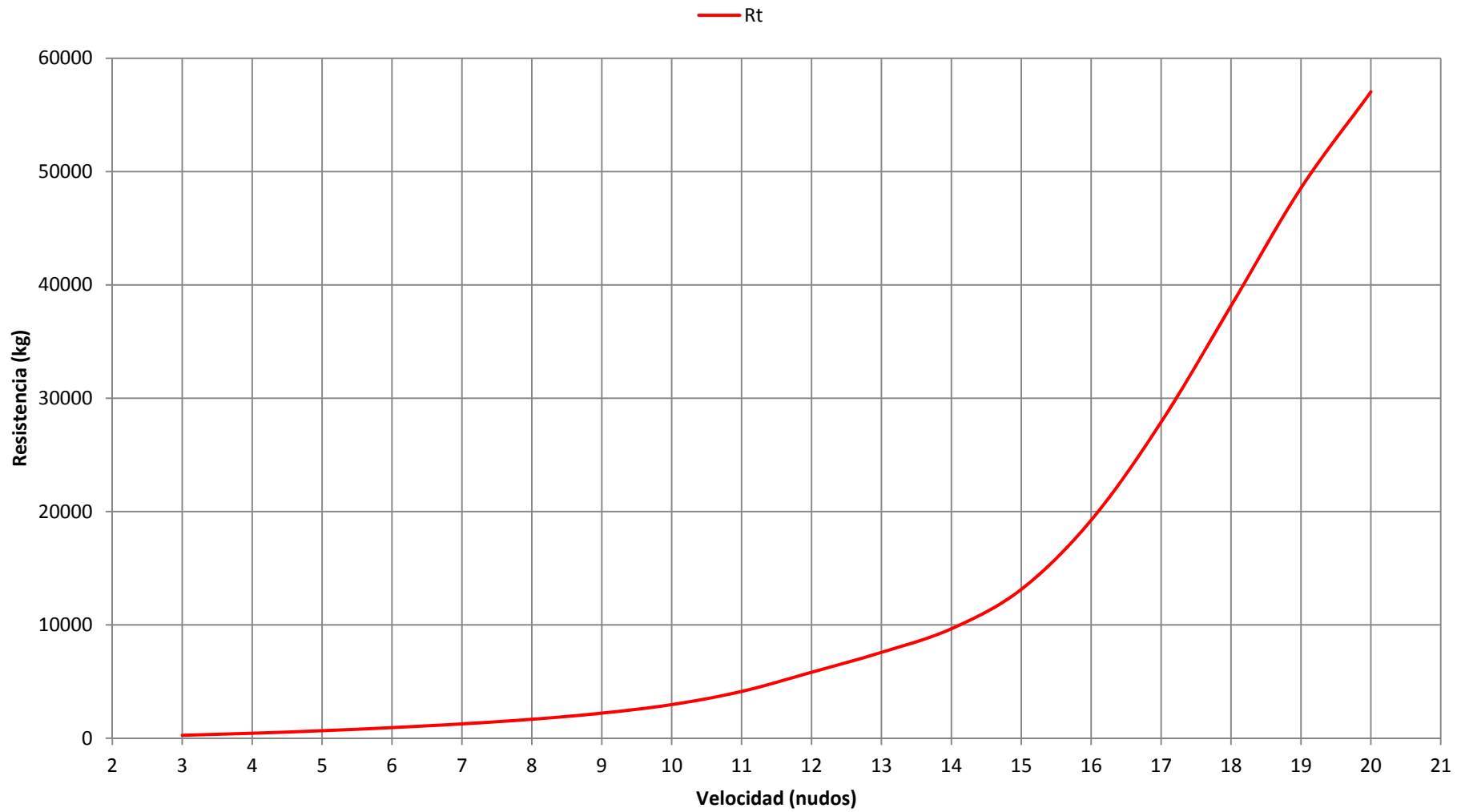
A continuación se presentan los resultados del método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen.

Velocidad V (nudos)	Fricción R <sub>F</sub> (kg)	Viscosa R <sub>V</sub> (kg)	Olas R <sub>W</sub> (kg)	Bulbo R <sub>B</sub> (kg)	Espejo R <sub>TR</sub> (kg)	Apéndices R <sub>Ap</sub> (kg)	Correlación R <sub>A</sub> (kg)	Total R <sub>T</sub> (kg)
3	160,726	205,541	0,000	1,205E-06	0,000	0,000	46,766	252,3
4	273,743	350,071	0,003	2,618E-06	0,000	0,000	83,139	433,2
5	413,991	529,423	0,152	4,610E-06	0,000	0,000	129,905	659,5
6	580,688	742,599	2,174	7,101E-06	0,000	0,000	187,063	931,8
7	773,222	988,817	15,036	9,973E-06	0,000	0,000	254,613	1258,5
8	991,094	1267,438	65,465	1,310E-05	0,000	0,000	332,556	1665,5
9	1233,882	1577,922	209,654	1,639E-05	0,000	0,000	420,891	2208,5
10	1501,225	1919,807	522,213	1,973E-05	0,000	0,000	519,618	2961,6
11	1792,804	2292,686	1202,426	2,306E-05	0,000	0,000	628,738	4123,9
12	2108,338	2696,200	2371,675	2,634E-05	0,000	0,000	748,250	5816,1
13	2447,574	3130,024	3564,541	2,952E-05	0,000	0,000	878,155	7572,7
14	2810,283	3593,866	5045,822	3,258E-05	0,000	0,000	1018,452	9658,1
15	3196,255	4087,457	7875,746	3,551E-05	0,000	0,000	1169,141	13132,3
16	3605,298	4610,553	13302,221	3,830E-05	0,000	0,000	1330,222	19243,0
17	4037,235	5162,926	21219,441	4,094E-05	0,000	0,000	1501,696	27884,1
18	4491,901	5744,365	30722,756	4,344E-05	0,000	0,000	1683,563	38150,7
19	4969,141	6354,672	40314,966	4,579E-05	0,000	0,000	1875,821	48545,5
20	5468,811	6993,664	47963,400	4,801E-05	0,000	0,000	2078,473	57035,5

Tabla 4.2. Valores de las componentes de la resistencia obtenidas mediante el método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen.



Gráfica 4.1. Curvas de las componentes de la resistencia obtenidas mediante el método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen.



**Gráfica 4.2.** Curva de resistencia obtenida mediante el método de J. Holtrop y G. G. J. Mennen.

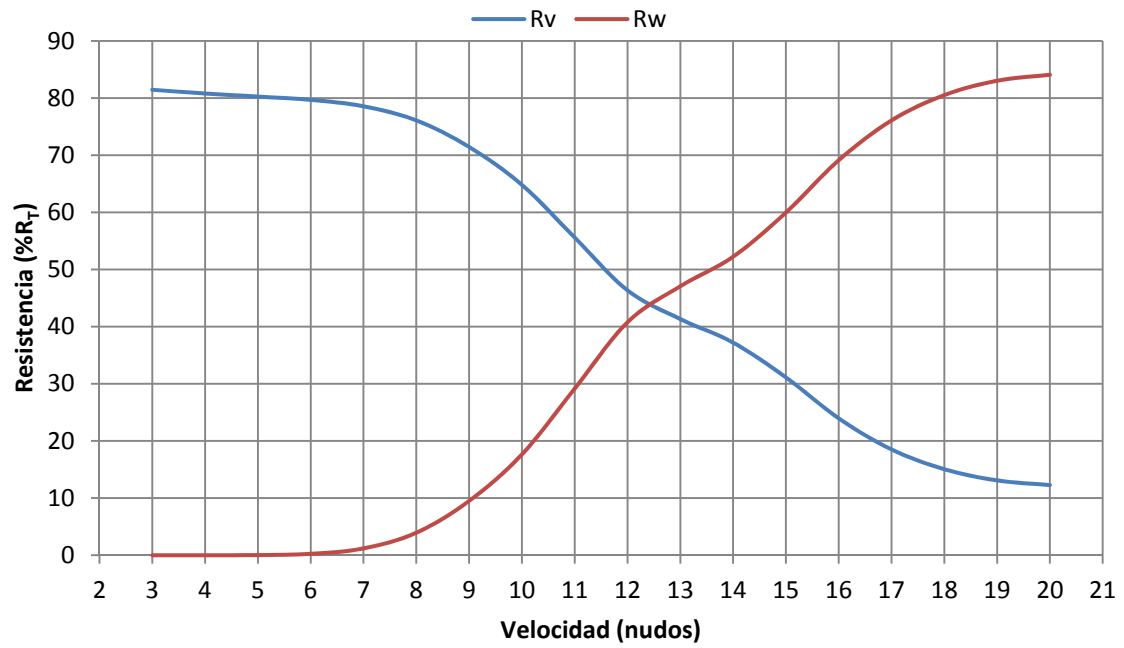


Como se comentó en el Capítulo I, la magnitud relativa de cada una de las componentes de la resistencia al avance de un barco depende de la velocidad a la que se navega y de las formas de la carena.

Para valores pequeños de la velocidad la resistencia ocasionada por la viscosidad predomina sobre la resistencia por formación de olas, llegando la resistencia viscosa a ser aproximadamente un 81,5% de la resistencia total. A medida que la velocidad crece la resistencia por formación de olas también lo hace, mientras que la que tiene su origen en la viscosidad lo hace en menor proporción. Cuando la velocidad llega a ser suficientemente alta, el valor que toma la resistencia debida a la formación de olas es tan alto que llega a ser un 84% respecto de la resistencia total.

<b>Velocidad V (nudos)</b>	<b>Viscosa R<sub>v</sub> (%R<sub>T</sub>)</b>	<b>Olas R<sub>w</sub> (%R<sub>T</sub>)</b>
3	81,465	2,090E-06
4	80,808	7,001E-04
5	80,279	0,023
6	79,692	0,233
7	78,573	1,195
8	76,101	3,931
9	71,449	9,493
10	64,822	17,633
11	55,596	29,158
12	46,357	40,778
13	41,333	47,071
14	37,211	52,244
15	31,125	59,972
16	23,960	69,128
17	18,516	76,099
18	15,057	80,530
19	13,090	83,046
20	12,262	84,094

**Tabla 4.3.** Valores de la resistencia viscosa y por formación de olas respecto a la resistencia total.



**Gráfica 4.3.** Curvas de la resistencia viscosa y por formación de olas respecto a la resistencia total.

### 3. MÉTODO DE AMADEO GARCÍA GÓMEZ

A continuación se presentan los resultados del método de Amadeo García Gómez.

#### 3.1 Sin bulbo

V (nudos)	V (m/s)	Fr	Re	C <sub>F</sub>	RR/RT	C <sub>T</sub>	R <sub>T</sub> (kg)
3	1,5434	0,0739	5,834E+07	2,256E-03	0,0187	3,313E-03	236,0
4	2,0578	0,0985	7,778E+07	2,161E-03	0,0728	3,404E-03	431,2
5	2,5723	0,1231	9,723E+07	2,092E-03	0,1272	3,537E-03	700,0
6	3,0867	0,1478	1,167E+08	2,038E-03	0,1820	3,707E-03	1056,5
7	3,6012	0,1724	1,361E+08	1,993E-03	0,2370	3,917E-03	1519,3
8	4,1156	0,1970	1,556E+08	1,956E-03	0,2924	4,171E-03	2113,0
9	4,6301	0,2216	1,750E+08	1,924E-03	0,3481	4,478E-03	2871,4
10	5,1445	0,2463	1,945E+08	1,896E-03	0,4041	4,852E-03	3841,1
11	5,6590	0,2709	2,139E+08	1,872E-03	0,4605	5,313E-03	5089,2
12	6,1734	0,2955	2,333E+08	1,850E-03	0,5171	5,891E-03	6715,1
13	6,6879	0,3201	2,528E+08	1,829E-03	0,5741	6,632E-03	8872,4
14	7,2023	0,3448	2,722E+08	1,811E-03	0,6314	7,613E-03	11812,9
15	7,7168	0,3694	2,917E+08	1,794E-03	0,6890	8,971E-03	15978,0

**Tabla 4.4.** Valores de la resistencia del casco sin bulbo obtenidos mediante el método de Amadeo García Gómez.

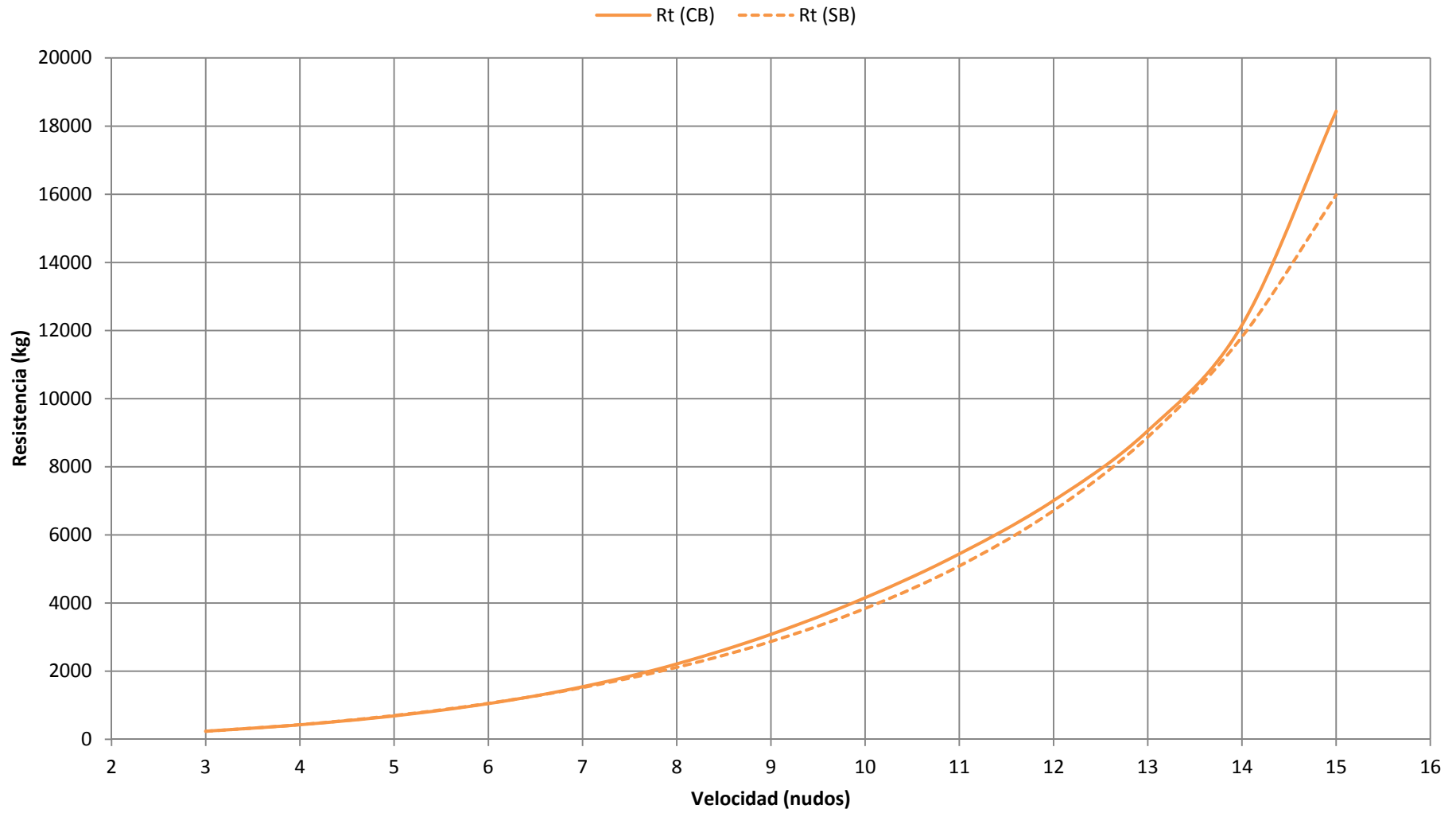


### 3.2 Con bulbo

V (nudos)	V (m/s)	Fr	Re	C <sub>F</sub>	RR/RT	Fr <sub>Bb</sub>	a	b	%DES	(RR/RT) <sub>CB</sub>	C <sub>A</sub>	C <sub>TB</sub>	R <sub>T</sub> (kg)
3	1,5434	0,0739	5,834E+07	2,256E-03	0,0187	0,535	118,066	-412,557	112,719	0,009	9,950E-04	3,280E-03	239,3
4	2,0578	0,0985	7,778E+07	2,161E-03	0,0728	0,713	69,921	-240,697	70,380	0,043	9,950E-04	3,297E-03	427,7
5	2,5723	0,1231	9,723E+07	2,092E-03	0,1272	0,892	33,958	-112,156	38,921	0,092	9,950E-04	3,398E-03	688,8
6	3,0867	0,1478	1,167E+08	2,038E-03	0,1820	1,070	8,566	-21,258	16,854	0,156	9,950E-04	3,592E-03	1048,4
7	3,6012	0,1724	1,361E+08	1,993E-03	0,2370	1,249	-7,863	37,674	2,690	0,231	9,950E-04	3,885E-03	1543,5
8	4,1156	0,1970	1,556E+08	1,956E-03	0,2924	1,427	-16,942	70,315	-5,060	0,308	9,950E-04	4,265E-03	2212,9
9	4,6301	0,2216	1,750E+08	1,924E-03	0,3481	1,605	-20,280	82,341	-7,887	0,378	9,950E-04	4,693E-03	3081,8
10	5,1445	0,2463	1,945E+08	1,896E-03	0,4041	1,784	-19,489	79,427	-7,278	0,436	9,950E-04	5,125E-03	4155,3
11	5,6590	0,2709	2,139E+08	1,872E-03	0,4605	1,962	-16,177	67,249	-4,723	0,483	9,950E-04	5,548E-03	5442,7
12	6,1734	0,2955	2,333E+08	1,850E-03	0,5171	2,140	-11,956	51,483	-1,712	0,526	9,950E-04	6,003E-03	7008,3
13	6,6879	0,3201	2,528E+08	1,829E-03	0,5741	2,319	-8,437	37,804	0,268	0,573	9,950E-04	6,608E-03	9054,6
14	7,2023	0,3448	2,722E+08	1,811E-03	0,6314	2,497	-7,229	31,888	-0,274	0,633	9,950E-04	7,649E-03	12156,2
15	7,7168	0,3694	2,917E+08	1,794E-03	0,6890	2,675	-9,943	39,411	-4,827	0,724	9,950E-04	1,011E-02	18436,9

Tabla 4.5. Valores de la resistencia del casco con bulbo obtenidos mediante el método de Amadeo García Gómez.





**Gráfica 4.4.** Curvas de resistencia del casco con bulbo y sin bulbo obtenida mediante el método de Amadeo García Gómez.

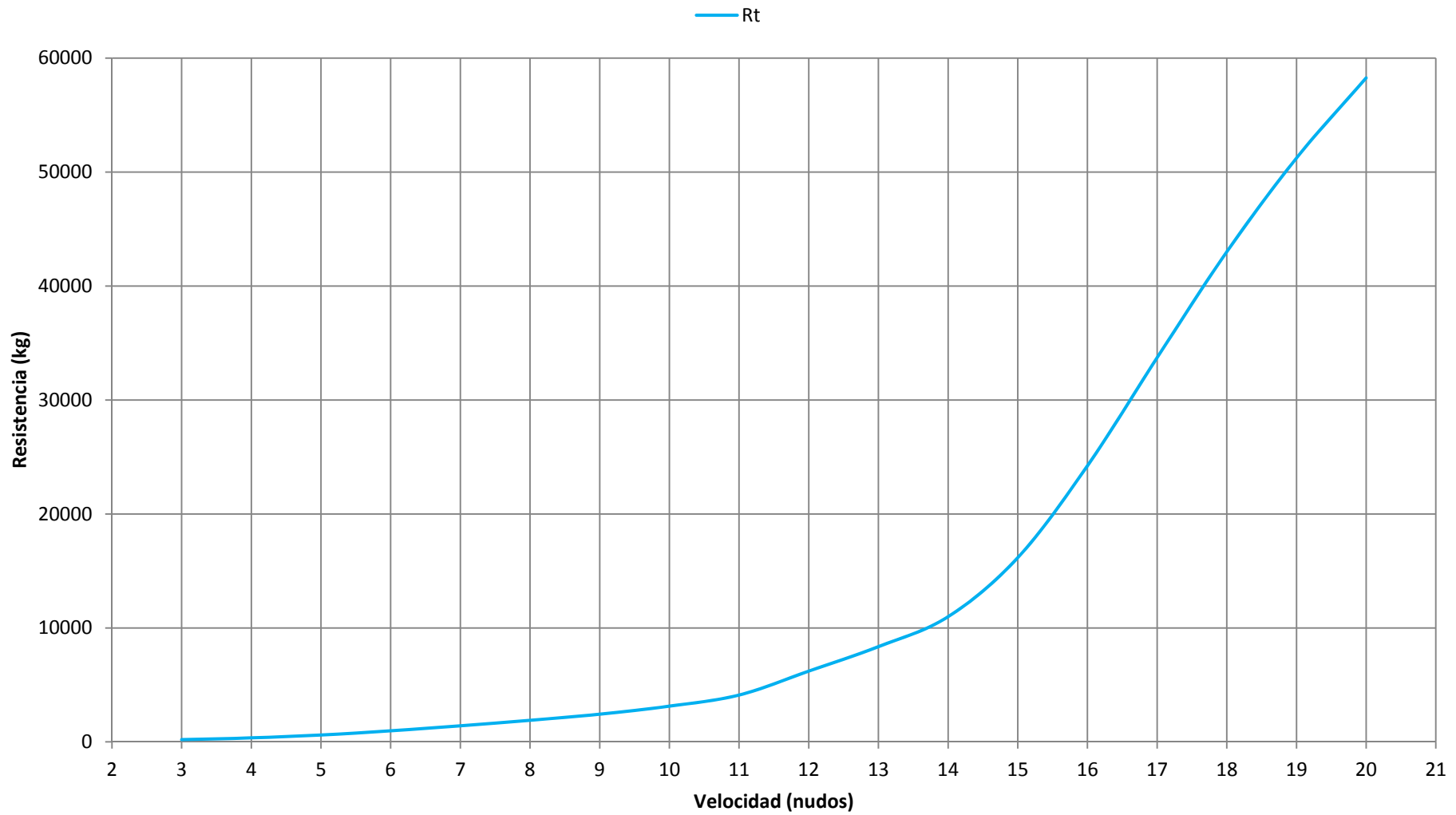


#### 4. MÉTODO DE VAN OORTMERSEN

A continuación se presentan los resultados del método de Van Oortmersen.

V (nudos)	V (m/s)	Fr	Re	C <sub>F</sub>	C <sub>F</sub> +C <sub>A</sub>	R <sub>F</sub> (kg)	R <sub>R</sub> /Δ	R <sub>R</sub> (kg)	R <sub>A</sub> (kg)	R <sub>T</sub> (kg)
3	1,54335	0,0737	5,808E+07	2,257E-03	2,757E-03	160,831	3,114E-07	0,322	35,623	196,8
4	2,0578	0,0983	7,744E+07	2,163E-03	2,663E-03	273,919	1,497E-05	15,469	63,330	352,7
5	2,57225	0,1229	9,681E+07	2,093E-03	2,593E-03	414,252	8,992E-05	92,890	98,954	606,1
6	3,0867	0,1474	1,162E+08	2,039E-03	2,539E-03	581,049	2,381E-04	245,961	142,493	969,5
7	3,60115	0,1720	1,355E+08	1,995E-03	2,495E-03	773,698	4,284E-04	442,545	193,949	1410,2
8	4,1156	0,1966	1,549E+08	1,957E-03	2,457E-03	991,698	6,305E-04	651,344	253,322	1896,4
9	4,63005	0,2211	1,743E+08	1,925E-03	2,425E-03	1234,628	8,469E-04	874,840	320,610	2430,1
10	5,1445	0,2457	1,936E+08	1,898E-03	2,398E-03	1502,126	1,197E-03	1236,839	395,815	3134,8
11	5,65895	0,2703	2,130E+08	1,873E-03	2,373E-03	1793,873	1,779E-03	1837,897	478,936	4110,7
12	6,1734	0,2949	2,323E+08	1,851E-03	2,351E-03	2109,587	3,416E-03	3528,690	569,974	6208,3
13	6,68785	0,3194	2,517E+08	1,831E-03	2,331E-03	2449,016	5,074E-03	5240,995	668,928	8358,9
14	7,2023	0,3440	2,711E+08	1,812E-03	2,312E-03	2811,931	7,162E-03	7398,428	775,798	10986,2
15	7,71675	0,3686	2,904E+08	1,796E-03	2,296E-03	3198,121	1,169E-02	12077,984	890,584	16166,7
16	8,2312	0,3931	3,098E+08	1,780E-03	2,280E-03	3607,394	1,898E-02	19608,956	1013,287	24229,6
17	8,74565	0,4177	3,291E+08	1,766E-03	2,266E-03	4039,572	2,762E-02	28531,308	1143,906	33714,8
18	9,2601	0,4423	3,485E+08	1,752E-03	2,252E-03	4494,491	3,604E-02	37228,551	1282,441	43005,5
19	9,77455	0,4669	3,679E+08	1,740E-03	2,240E-03	4971,996	4,340E-02	44828,815	1428,892	51229,7
20	10,289	0,4914	3,872E+08	1,728E-03	2,228E-03	5471,943	4,957E-02	51208,791	1583,260	58264,0

**Tabla 4.6.** Valores de la resistencia obtenidos mediante el método de Van Oortmersen.



**Gráfica 4.5.** Curva de resistencia obtenida mediante el método de Van Oortmersen.



## 5. MÉTODO DE SANDER M. CALISAL Y DAN MCGREER

A continuación se presentan los resultados del método de Sander M. Calisal y Dan McGreer.

### 5.1 Plena Carga

V (nudos)	V (m/s)	Fr	Re	C <sub>F</sub>	C <sub>F</sub> + C <sub>A</sub>	R <sub>F</sub> + R <sub>A</sub> (kN)	R <sub>R</sub> /Δ (PC)	R <sub>R</sub> (PC) (kN)	R <sub>T</sub> (kN)	R <sub>T</sub> (kg)
8	4,1156	0,1961	1,556E+08	1,956E-03	2,456E-03	12,208	1,744E-04	1,767	13,975	1424,6
9	4,6301	0,2207	1,750E+08	1,924E-03	2,424E-03	15,250	1,103E-03	11,173	26,423	2693,5
10	5,1445	0,2452	1,945E+08	1,896E-03	2,396E-03	18,610	2,144E-03	21,732	40,342	4112,3
11	5,6590	0,2697	2,139E+08	1,872E-03	2,372E-03	22,286	3,361E-03	34,055	56,341	5743,2
12	6,1734	0,2942	2,333E+08	1,850E-03	2,350E-03	26,274	4,844E-03	49,091	75,365	7682,5
13	6,6879	0,3187	2,528E+08	1,829E-03	2,329E-03	30,573	6,742E-03	68,323	98,896	10081,1
14	7,2023	0,3433	2,722E+08	1,811E-03	2,311E-03	35,179	9,284E-03	94,078	129,257	13176,0
15	7,7168	0,3678	2,917E+08	1,794E-03	2,294E-03	40,092	1,283E-02	129,989	170,081	17337,5
16	8,2312	0,3923	3,111E+08	1,779E-03	2,279E-03	45,308	1,793E-02	181,669	226,978	23137,4
17	8,7457	0,4168	3,306E+08	1,765E-03	2,265E-03	50,827	2,543E-02	257,660	308,487	31446,2
18	9,2601	0,4413	3,500E+08	1,751E-03	2,251E-03	56,646	3,659E-02	370,756	427,402	43568,0
19	9,7746	0,4658	3,695E+08	1,739E-03	2,239E-03	62,765	5,327E-02	539,801	602,566	61423,6
20	10,2890	0,4904	3,889E+08	1,727E-03	2,227E-03	69,181	7,816E-02	792,099	861,280	87796,1

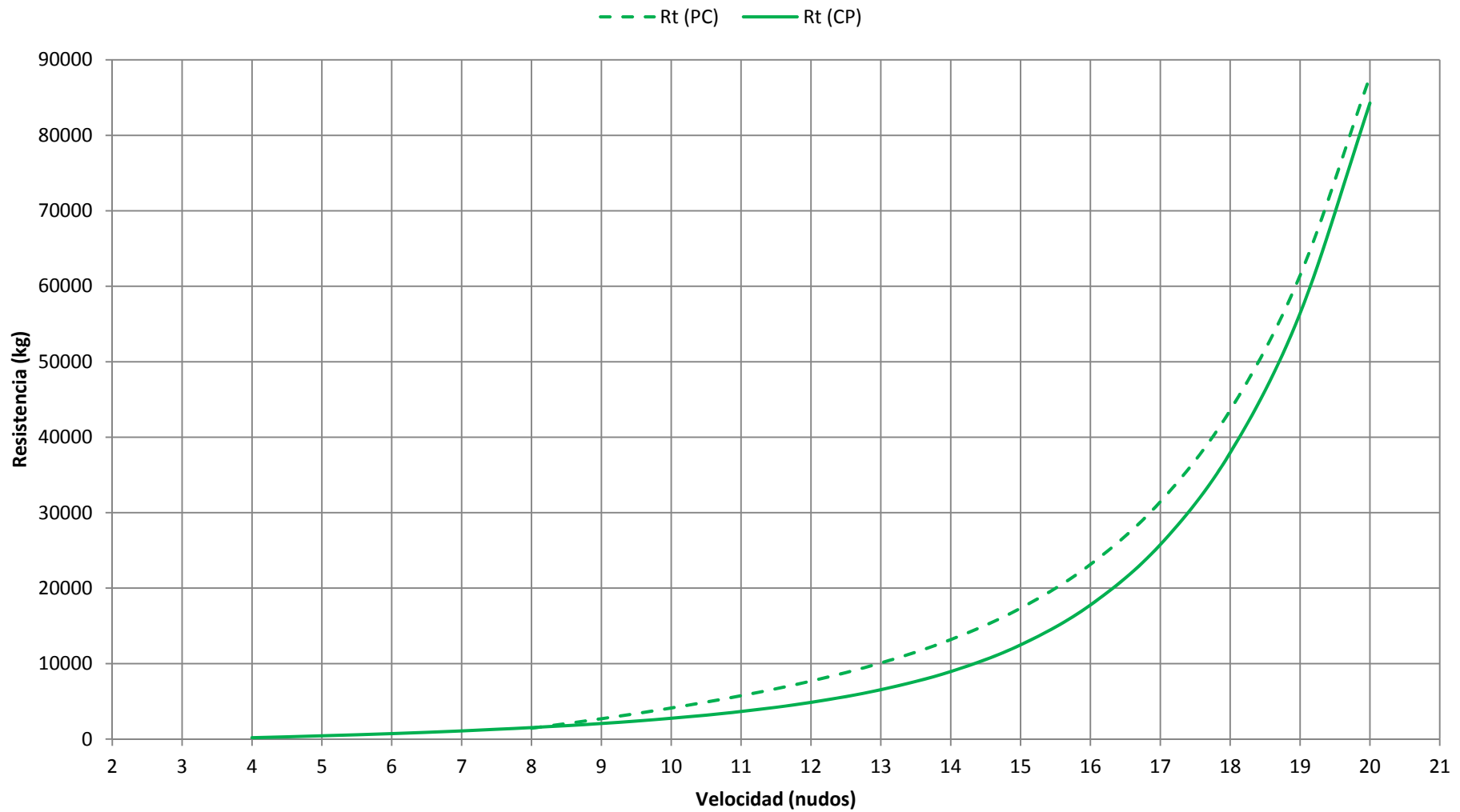
**Tabla 4.7.** Valores de la resistencia a plena carga obtenidos mediante el método de Sander M. Calisal y Dan McGreer.



## 5.2 Carga Parcial

V (nudos)	V (m/s)	Fr	Re	C <sub>F</sub>	C <sub>F</sub> + C <sub>A</sub>	R <sub>F</sub> + R <sub>A</sub> (kN)	R <sub>R</sub> /Δ (CP)	R <sub>R</sub> (CP) (kN)	R <sub>T</sub> (kN)	R <sub>T</sub> (kg)
4	2,0578	0,0981	7,778E+07	2,161E-03	2,661E-03	3,307	-1,484E-04	-1,504	1,803	183,8
5	2,5723	0,1226	9,723E+07	2,092E-03	2,592E-03	5,032	-8,138E-05	-0,825	4,207	428,9
6	3,0867	0,1471	1,167E+08	2,038E-03	2,538E-03	7,094	1,219E-06	0,012	7,107	724,4
7	3,6012	0,1716	1,361E+08	1,993E-03	2,493E-03	9,488	1,111E-04	1,126	10,614	1081,9
8	4,1156	0,1961	1,556E+08	1,956E-03	2,456E-03	12,208	2,658E-04	2,694	14,902	1519,0
9	4,6301	0,2207	1,750E+08	1,924E-03	2,424E-03	15,250	4,915E-04	4,981	20,231	2062,3
10	5,1445	0,2452	1,945E+08	1,896E-03	2,396E-03	18,610	8,279E-04	8,390	27,000	2752,3
11	5,6590	0,2697	2,139E+08	1,872E-03	2,372E-03	22,286	1,336E-03	13,543	35,829	3652,2
12	6,1734	0,2942	2,333E+08	1,850E-03	2,350E-03	26,274	2,114E-03	21,425	47,699	4862,3
13	6,6879	0,3187	2,528E+08	1,829E-03	2,329E-03	30,573	3,316E-03	33,607	64,180	6542,3
14	7,2023	0,3433	2,722E+08	1,811E-03	2,311E-03	35,179	5,190E-03	52,589	87,769	8946,9
15	7,7168	0,3678	2,917E+08	1,794E-03	2,294E-03	40,092	8,124E-03	82,324	122,416	12478,7
16	8,2312	0,3923	3,111E+08	1,779E-03	2,279E-03	45,308	1,273E-02	128,968	174,276	17765,1
17	8,7457	0,4168	3,306E+08	1,765E-03	2,265E-03	50,827	1,993E-02	201,951	252,778	25767,3
18	9,2601	0,4413	3,500E+08	1,751E-03	2,251E-03	56,646	3,113E-02	315,468	372,114	37932,1
19	9,7746	0,4658	3,695E+08	1,739E-03	2,239E-03	62,765	4,840E-02	490,503	553,268	56398,4
20	10,2890	0,4904	3,889E+08	1,727E-03	2,227E-03	69,181	7,475E-02	757,539	826,720	84273,2

**Tabla 4.8.** Valores de la resistencia a carga parcial obtenidos mediante el método de Sander M. Calisal y Dan McGreer.



Gráfica 4.6. Curvas de resistencia a plena carga y a carga parcial obtenidas mediante el método de Sander M. Calisal y Dan McGreer.

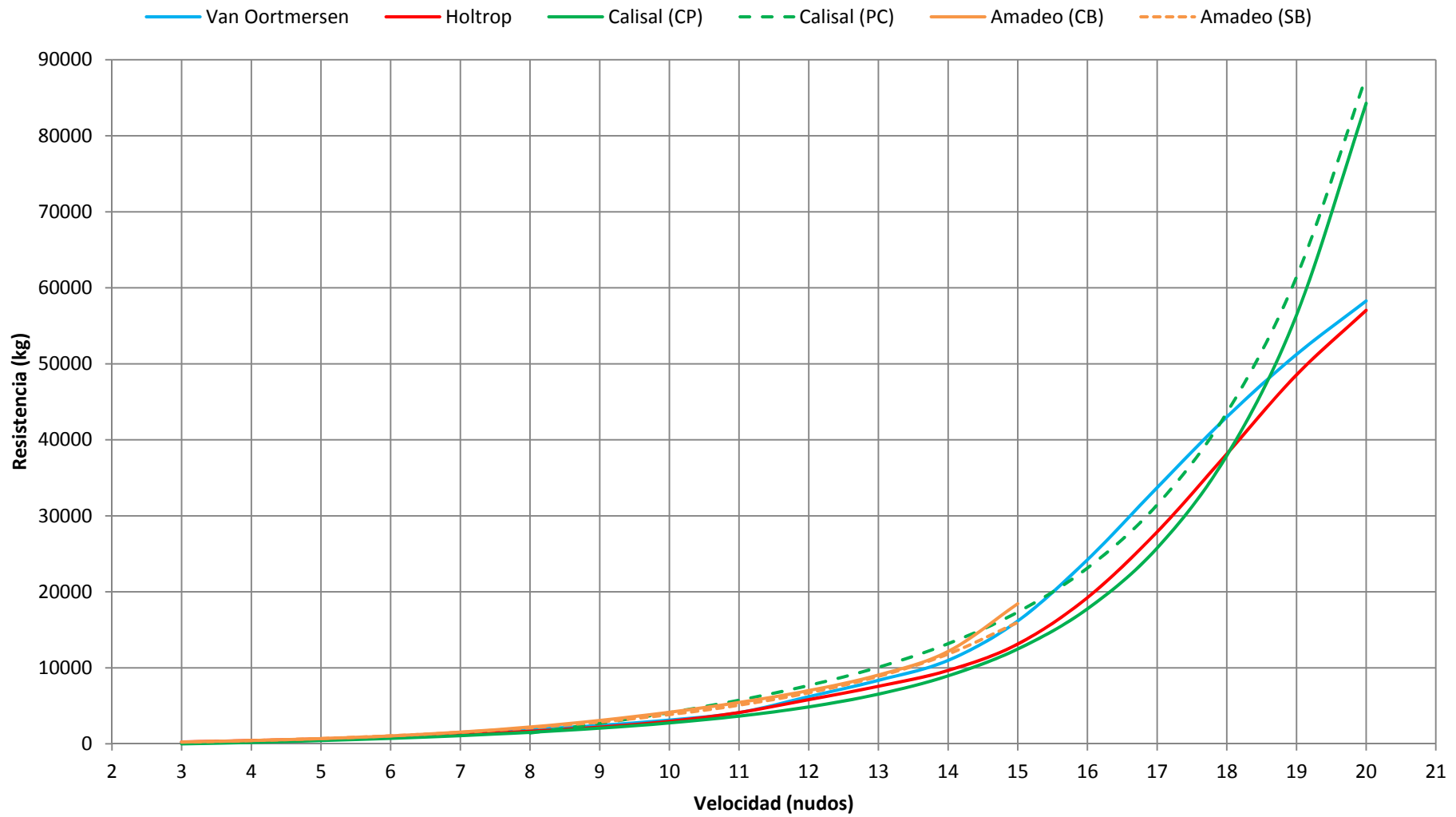


## 6. COMPARACIÓN DE RESULTADOS

A continuación se representan los resultados conjuntos de los distintos métodos seleccionados de forma tabular y gráfica respectivamente.

Velocidad V (nudos)	Van Oortmersen R <sub>T</sub> (kg)	Holtrop R <sub>T</sub> (kg)	Calisal (CP) R <sub>T</sub> (kg)	Calisal (PC) R <sub>T</sub> (kg)	Amadeo (CB) R <sub>T</sub> (kg)	Amadeo (SB) R <sub>T</sub> (kg)
3	196,8	252,3	-	-	239,3	236,0
4	352,7	433,2	183,8	-	427,7	431,2
5	606,1	659,5	428,9	-	688,8	700,0
6	969,5	931,8	724,4	-	1048,4	1056,5
7	1410,2	1258,5	1081,9	-	1543,5	1519,3
8	1896,4	1665,5	1519,0	1424,6	2212,9	2113,0
9	2430,1	2208,5	2062,3	2693,5	3081,8	2871,4
10	3134,8	2961,6	2752,3	4112,3	4155,3	3841,1
11	4110,7	4123,9	3652,2	5743,2	5442,7	5089,2
12	6208,3	5816,1	4862,3	7682,5	7008,3	6715,1
13	8358,9	7572,7	6542,3	10081,1	9054,6	8872,4
14	10986,2	9658,1	8946,9	13176,0	12156,2	11812,9
15	16166,7	13132,3	12478,7	17337,5	18436,9	15978,0
16	24229,6	19243,0	17765,1	23137,4	-	-
17	33714,8	27884,1	25767,3	31446,2	-	-
18	43005,5	38150,7	37932,1	43568,0	-	-
19	51229,7	48545,5	56398,4	61423,6	-	-
20	58264,0	57035,5	84273,2	87796,1	-	-

**Tabla 4.9.** Comparación de los valores de las resistencias obtenidos mediante los distintos métodos de predicción estadística.



Gráfica 4.7. Comparación de las curvas de resistencia obtenidas mediante los distintos métodos de predicción estadística.





Como ya se comentó en el Capítulo II cuando se habló de la elección de los métodos numéricos, no existe un único método que sea preciso para un amplio rango de velocidades. Esto se hace visible en el hecho de que no aparezcan los valores de la resistencia para algunas velocidades en algunos métodos debido a que en la realización de los cálculos de dichos métodos se obtenían unos valores que no eran coherentes. Esto se debe a que cada método tiene un rango de aplicación determinado, lo que hace que para un número de Froude concreto unos se ajusten mejor que otros.

A esto hay que añadir que los métodos de predicción estadística están enfocados a buques pesqueros y, como ya se comentó en el Capítulo I, un ‘buque pesquero’ abarca una gama amplísima de tipos y tamaños de embarcaciones, por lo que puede ocurrir que, aunque el buque en cuestión cumpla con los rangos especificados por cada método, no se obtengan unos valores razonables.

Una vez hecha esta aclaración, como se puede ver en la gráfica anterior los valores de la resistencia al avance de todos los métodos son en general bastante similares en el rango de velocidades estudiado.

El método de Van Oortmersen tiene un rango del número de Froude de 0 – 0,50, lo que equivale a una velocidad máxima de 20 nudos. Aunque para números de Froude inferiores a 0,30 (12 nudos) posee el inconveniente de mostrar inestabilidades, viendo los resultados obtenidos no parece que posea ninguna.

Por otro lado el método de Holtrop tiene un límite máximo del número de Froude de 0,38, lo que equivale a una velocidad ‘tope’ de unos 16 nudos. Sin embargo se obtienen unos valores bastante similares que los de Van Oortmersen, por lo que parece que se ajusta bien para velocidades superiores a  $Fr = 0,38$ .

Ambos métodos a partir de los 18 nudos presentan un cambio en la curvatura de la curva resistencia-velocidad.

El método de Amadeo García tiene un rango de aplicación del número de Froude de 0,25 – 0,40 (hasta 16 nudos). Sin embargo sólo se ha alcanzado en los cálculos una velocidad de 15 nudos debido a que, a partir de este punto, se obtenían unos resultados incoherentes. Cabe añadir que tanto para el caso del buque con bulbo y sin él se han conseguido unos resultados bastante similares.

Finalmente el método de Casisal, como ya se comentó, es un método actual en el que las formas base son similares a los buques actuales y que ajusta bien para números de Froude por debajo de 0,30. Prácticamente se obtienen unos resultados muy similares respecto a los otros métodos empleados. Sin embargo, a partir de aproximadamente 18 nudos se puede apreciar cómo aparecen claras diferencias en comparación con el método de Calisal y McGreer, llegando a dar valores de unos 30000 kg de diferencia a una velocidad de 20 nudos.



## 7. CONCLUSIONES

En base a los resultados obtenidos, todos ellos alcanzan valores bastante parecidos entre ellos. Sin embargo, como se ha comentado anteriormente, a partir de unos 18 nudos los resultados discrepan entre ellos.

Por un lado están los obtenidos por Van Oortmersen y Holtrop, los cuales son bastante similares entre sí; y, por otro, los obtenidos mediante Calisal.

Supuestamente el método de Van Oortmersen tiene un rango mayor del número de Froude (hasta 0,50, equivalente a 20 nudos) y sus resultados han coincidido prácticamente con los de Holtrop (cuyo  $Fr_{max} = 0,38$ , equivalente a 16 nudos). Por el contrario, la curva de resistencia-velocidad a partir de 18 nudos adquiere una pendiente menor.

Sin embargo, en el método de Calisal, la pendiente de la curva resistencia-velocidad a partir de los 18 nudos continúa creciendo. Además es un método actual en el que las formas base son similares a los buques actuales.

Es por esto último que, a falta de resultados experimentales, lo cual sería lo más fiable de cara a la elección del método más aproximado, se tomará como más correcto el método de Sander M. Calisal, aunque posteriormente se comparará con los obtenidos mediante modelos matemáticos (CFD).



## CAPÍTULO V

Métodos de estimación de potencia mediante CFD



## 1. INTRODUCCIÓN

La idea de resolver un problema de mecánica de fluidos mediante aproximación matemática con la ayuda de un ordenador constituye la base de los denominados CFD, *Computational Fluid Dynamics*.

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se trata de una técnica numérica de integración de métodos que permite la realización de cálculos detallados de cualquier sistema complejo, en el cual intervengan fluidos, mediante la resolución de las ecuaciones fundamentales de conservación de materia, energía y cantidad de movimiento para la geometría particular de cada sistema considerado.

Así pues, su objetivo es la búsqueda de una solución aproximada de las ecuaciones que gobiernan los movimientos de los fluidos, discretizando el dominio de cálculo y resolviendo allí las ecuaciones. Dichas soluciones se obtienen mediante métodos iterativos que resuelven las ecuaciones mediante aproximaciones numéricas hasta que se alcanza una convergencia en la solución, siendo necesario realizar esta tarea, como se ha comentado, con la ayuda de un ordenador.

El diseño de la formas de un buque requiere el ensayo con modelos a fin de obtener una información básica como puede ser la resistencia por formación de olas, comportamiento en la mar o maniobrabilidad. Sin embargo, los ensayos hidrodinámicos de modelos de buques tienen una serie de inconvenientes: elevado coste, cierta indeterminación por los efectos de escala y un largo periodo de tiempo desde la especificación inicial hasta el análisis de los resultados. Es por lo tanto deseable el desarrollar una serie de actuaciones que reduzcan los ensayos mencionados, al menos en la etapa inicial del anteproyecto.

La CFD ha experimentado grandes avances y actualmente se ha convertido en una herramienta muy práctica y eficiente para el análisis de situaciones en las que estén involucrados fluidos y por consiguiente, en una herramienta de análisis y diseño, tanto en barcos de gran tonelaje como en embarcaciones de competición. Esta herramienta es relativamente nueva en el marco de la Ingeniería Naval y actualmente la CFD no pueden dar una respuesta exacta y completa al proyectista. Sin embargo, la utilización de esta herramienta puede proporcionar información sobre la sensibilidad del proyecto antes ciertos cambios en parámetros básicos del diseño y sobre todo, bajo un aspecto cualitativo.

### 1.1 Historia de la CFD

El desarrollo de las herramientas CFD comenzó a mediados de los años 50 con el desarrollo de los ordenadores. El método de los elementos finitos así como el método de las diferencias finitas constituyen herramientas matemáticas básicas para la resolución de las ecuaciones planteadas con estos métodos. Desde un principio los métodos en diferencias finitas FDM dominaron el cálculo numérico ya que los métodos MEF (métodos de los elementos finitos) resultaban más caros computacionalmente y más difíciles de formular. Actualmente, esto ya no es así, apareciendo nuevos métodos que ya han dejado en desuso a los métodos FDM; entre estos métodos aparecen los métodos SPH (*Smoothed Particles Hydrodynamics*) que actualmente constituye uno de los caballos de batalla de la técnica actual. Así pues, otros métodos que también han ganado



popularidad son los métodos FVM (métodos de los volúmenes finitos) que permiten la integración de las ecuaciones de masa y momentum para cada celda individual y aproximar su valor en el nodo central.

El problema de la resistencia, entendida como el efecto que una corriente fluida ejercía sobre un cuerpo inmerso en su seno fue uno de los dos pilares en donde se sustentó la génesis y evolución de la mecánica de fluidos en los siglos XVII y XVIII. El interés que despertó este problema se explica, aunque no exclusivamente, por su evidente utilidad práctica, ya que barcos, molinos y otras máquinas se encontraban sometidos a estas fuerzas y cumplían sus funciones por la existencia de las mismas.

Los primeros enfoques para explicar la resistencia, allá por el último tercio del siglo XVII, siguieron unas pautas muy diferentes y fue a mediados del siglo XVIII cuando se llegó a las ecuaciones básicas del movimiento, aunque la falta de capacidad de cálculo matemático y de los conocimientos adecuados de la viscosidad imposibilitaron el avance en esa dirección.

Entre finales del siglo XVII y principios del siglo XVIII se constituyó la ‘teoría del impacto’; teoría basada en dos hipótesis: la primera que suponía que el fluido estaba formado por un conjunto de partículas individualizadas e independientes; la segunda que asimilaba la resistencia a la suma de los efectos mecánicos de todos los choques.

Esta teoría no daba explicación a las fuerzas en las popas y así Euler a mediados del siglo XVIII conjeturó que el fluido contorneaba el cuerpo introduciendo el modelo currentilíneo con lo cual se aproximó a las concepciones actuales.

Por esa misma época Jean le Rond D’Alambert expone su idea sobre el tratamiento de la estructura del movimiento de una corriente fluida alrededor de un cuerpo. El fluido, al que supone animado con un movimiento uniforme aguas arriba, al acercarse al cuerpo empieza a desviarse formando unas líneas de corriente que lo contornearán para luego volver aguas abajo a la condición de uniforme. El cambio es continuo y gradual, y demuestra que la estructura del campo fluido, esto es, la forma geométrica de las líneas de corriente es independiente de la velocidad, y sólo depende de la forma del cuerpo.

Como consecuencia la velocidad en un punto concreto será proporcional a la existente aguas arriba, hecho que permite adimensionalizar el movimiento. Por otro lado, el efecto del fluido sobre el cuerpo será el producido por la presión y no el choque. Para obtener el campo fluido parte de dos premisas: la continuidad y la dinámica. Así hasta la llegada de los ordenadores su resolución quedó paralizada debido a su dificultad.

## 1.2 Campos hidrodinámicos de la CFD

En la actualidad son diversas las parcelas hidrodinámicas que dan cabida a los cálculos mediante CFD, si bien es cierto que el campo de la aeronáutica fue el pionero en este tipo de cálculos.

La razón de lo anterior la debemos encontrar en el tipo de fluido, aire en lugar de agua, y en la no existencia de la interface aire-agua con la formación de olas que ello conlleva.



La diferencia de fluido hace resaltar la presencia de la viscosidad y de ahí que los aspectos hidrodinámicos que mejor pueden ser abordados por la CFD sean aquellos problemas en donde los efectos viscosos sean pequeños, como pueden ser la predicción de los movimientos del buque, la componente de la resistencia debida a la formación de olas y la acción del propulsor.

En la hidrodinámica aparece en los siguientes campos:

- **Resistencia al avance y propulsión.** Las aplicaciones CFD se centran fundamentalmente en ese campo. Aquí sobre todo se suelen utilizar cálculos potenciales donde se desprecian los efectos de la viscosidad y formación de olas en superficie libre. Esto proporciona unos cálculos simples, rápidos y más o menos acertados. Sin embargo, con el tiempo y ya a finales de los 90, empezaron a considerarse todos estos efectos siendo estos los puntos que plantean los mayores problemas en la actualidad.
- **Maniobrabilidad.** Este aspecto, cada día gana más en importancia con las nuevas regulaciones de la IMO tras accidentes marítimos de buques tanques. Así pues, el análisis mediante herramientas CFD de los flujos alrededor de apéndices del buque permiten calcular los distintos momentos producidos y así, evaluar la maniobrabilidad del buque.
- **Comportamiento en el mar.** Aquí los códigos CFD, constituyen una parte poco madura en este campo, aunque cada día más existen códigos comerciales que permiten el cálculo de los movimientos del buque frente a un determinado estado de mar. Sin embargo, éste problema presenta una gran dificultad ya que es necesario disponer una malla de diferente tamaño según la altura de ola y diferentes características del mar, así como un dominio computacional grande que permita representar los estados del mar así como fenómenos de difracción de oleaje, embarque de agua en cubierta... Otra aplicación dentro de este campo es el 'Offshore', campo con gran visión de futuro; aquí el estudio de las cargas de oleaje y viento sobre las estructuras resulta de suma importancia para un buen diseño.
- **Diseño de propulsores.** En campo de la CFD las técnicas utilizadas son viscosas ya que permiten un mejor cálculo del rendimiento del propulsor para una mejor aproximación a los resultados de experimentos reales. Aquí se emplean técnicas BEM (*Boundary Element Methods*) u otras como superficies sustentadoras.
- **Flujos en el interior de tuberías y conductos.**

No obstante este amplio abanico de posibilidades de utilización de la CFD en la hidrodinámica del buque, como se ha comentado anteriormente, la utilización más tradicional y la que ocupa el mayor tiempo de los científicos de este campo es la dedicada a la determinación de la resistencia al avance que posibilite la optimización de las formas obteniéndose un buque de mínima resistencia.

En este proyecto se utilizará la CFD para el cálculo de la resistencia de remolque de una carena.



### 1.3 Ventajas e inconvenientes de la CFD

El análisis con técnicas CFD reduce de forma sustancial en tiempo y costes en los nuevos diseños, posibilita analizar sistemas y condiciones muy difíciles de simular experimentalmente y es capaz de estudiar sistemas bajo condiciones peligrosas o más allá de sus condiciones límites de funcionamiento (accidentes con sustancias tóxicas).

Por otro lado, el nivel de detalle prácticamente ilimitado. Los métodos experimentales son tanto más caros cuanto mayor es el número de puntos de medida, mientras que los programas CFD pueden generar gran cantidad de información sin coste añadido y con posibilidad de hacer estudios paramétricos.

Además añade valor al producto, es decir, existe la capacidad de generación de gráficos que permiten una mejor comprensión del resultado y así estimular la compra del producto.

Sin embargo, no todo pueden ser ventajas en este tipo de herramientas, uno de los principales inconvenientes de las técnicas CFD, es el gran conocimiento de las ecuaciones que modelan ciertos fenómenos físicos, necesitando personal con grandes conocimientos en la materia.

Otra desventaja es que no siempre es posible llegar a resultados lo suficientemente precisos, dando lugar a grandes errores en cuestiones básicas. También es necesaria la simplificación del fenómeno a estudiar para que el hardware y el software puedan abordarlo. El resultado será tanto más preciso cuanto más adecuadas hayan sido las hipótesis y simplificaciones realizadas.

Además está la existencia de insuficientes e incompletos modelos para simular el efecto de la turbulencia, fenómenos multifásicos o la combustión, entre otros.

Por último y no menos importante, la tendencia humana a creerse todo lo procedente del ordenador, sobre todo cuando se presentan resultados de forma atractiva.

Con respecto a la necesidad de la simplificación de los fenómenos también se debe tener en cuenta la aproximación a la realidad. Se trata de las distintas aproximaciones que se realizan y se llevan a cabo en ingeniería para la resolución numérica de las ecuaciones de gobierno que modelan un determinado fenómeno.

Conocidas las ecuaciones de gobierno del fenómeno físico a estudiar será necesario introducir simplificaciones al problema que ayuden a obtener un resultado lo más preciso posible pero con un coste y dificultad tan reducido como sea posible. Así pues, como de antemano no se conoce la solución analítica de las ecuaciones resulta muy difícil conocer cuáles de las hipótesis realizadas son correctas y cuales descartables.

También será necesario disponer las ecuaciones de los fenómenos físicos de los modelos, de manera que el ordenador sea capaz de resolverlas, ya que muchas de ellas son ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, muchas con términos no lineales, que dificultarán su resolución. Otro aspecto a discretizar será la geometría de estudio, cuya simplificación ayudará a la resolución del fenómeno. Aunque el campo fluido sea continuo, las ecuaciones no pueden ser resueltas en tantos puntos de fluido como queramos, así que será, necesario discretizar el dominio en determinados puntos, donde serán resueltas las ecuaciones, a este paso se le llama discretización espacial.

Por otro lado, cuando el fenómeno está regido por ecuaciones que dependen del tiempo, tampoco es posible el estudio del fenómeno de forma continua, así que será necesaria una discretización temporal.

Por último, de las ecuaciones de gobierno se eliminarán aquellos términos que no sean necesarios o despreciables, con lo que tendremos un nivel más de aproximación, al que llamaremos aproximación dinámica.

Con todo ello, ya se estará en disposición de resolver las ecuaciones que modelan determinados fenómenos físicos, empleando distintas técnicas matemáticas.

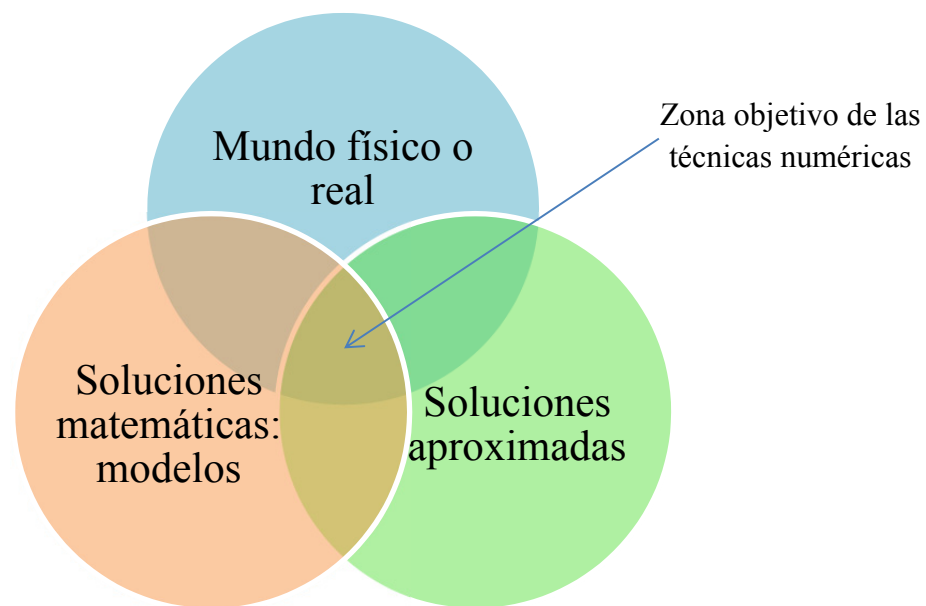


Figura 5.1. Representación de la zona objetivo de las técnicas numéricas.

#### 1.4 Validación de un código CFD

El concepto de calidad alcanza evidentemente a los sistemas informáticos y en particular a los ‘programas de ordenador’. Los criterios de calidad de la ‘materia gris’ informática quedan establecidos a través de las Normas ISO, en dónde se abordan la problemática de la validación de la CFD, sobre todo los destinados a la optimización de las formas del buque.

Para asegurar una alta calidad en las soluciones proporcionadas por la CFD se requiere una cuantificación de la incertidumbre de los resultados. Esta incertidumbre se debe tanto a errores en el modelo (incertidumbre en la representación matemática de la realidad física) como a errores numéricos (incertidumbre en las soluciones numéricas de las ecuaciones matemáticas). En “*La calidad en el software. Validación de CFD (Computational Fluid Dynamics)*” de Luis Pérez Rojas [32] se resume el objetivo de un análisis de validación en asegurar una alta calidad de las soluciones a través de la estimación de la incertidumbre.

Los errores en el modelo son debidos, por ejemplo, a los inadecuados modelos de turbulencia en el enfoque viscoso o a las condiciones de contorno. Entre las fuentes de





errores numéricos podemos señalar: la transformación del sistema de coordenadas, la discretización, el acoplamiento velocidad-presión, la disipación artificial, los procesos iterativos y de mado no convergentes, aproximaciones geométricas y los redondeos del ordenador.

Según G. W. Dolphin [13], los procedimientos para cuantificar estos errores pueden agruparse convenientemente en: documentación, verificación y validación. La documentación recoge una detallada presentación de las ecuaciones matemáticas y los métodos numéricos utilizados. La minimización de los errores numéricos a través de estudios de convergencia y orden de exactitud constituyen la base de la verificación, mientras que la validación es la determinación de la verdadera magnitud del error cometido a través de la comparación de los resultados con datos experimentales suficientemente contrastados.

Se requieren estas tres facetas (documentación, verificación y validación) para identificar errores en el modelo y reducirlos a través de una mejora en la representación física del problema o en la representación matemática. No conviene olvidar que la aplicación rigurosa de estos procedimientos permitirá aumentar la confianza en las soluciones proporcionadas por la CFD, pasando de las aulas universitarias y Centros de Investigación a las Oficinas Técnicas.

Tendremos que distinguir entre verificación y validación:

- **Verificación.** La verificación de un programa de ordenador consiste en comprobar que dicho programa representa correctamente el modelo matemático que forma la base de éste.
- **Validación.** La validación es la demostración de que el programa de ordenador verificado representa adecuadamente la realidad física. Dentro de esta validación está la comparación de los valores analíticos con los experimentos obtenidos en un canal de ensayos.

Las características según las normas ISO que deben cumplir un software CFD son las siguientes:

- **Funcionalidad.** Los programas deben proporcionar la información utilizando parámetros y nomenclatura compatible con las prácticas establecidas en el sector industrial de que se trate.
- **Fiabilidad.** Los programas deben realizar sus cálculos dentro de unos márgenes de confianza y alcanzar unos determinados niveles de precisión.
- **Facilidad de uso (usability).** Esta característica evalúa la capacidad para que su lógica sea entendida por el usuario así como el aprendizaje de las operaciones de entrada y salida de datos y de control.
- **Eficiencia.** La eficiencia de un programa de ordenador se debe medir no sólo en el tiempo de CPU y GPU sino en la consideración de los recursos empleados tanto materiales como humanos.
- **Mantenimiento.** Esta característica trata de reflejar la corta vida operativa de un programa de ordenador y que su actualización es fundamental para el usuario así como su adecuación a un cambio de entorno o necesidad.
- **Movilidad (portability).** Un programa de ordenador debe ser instalado en un amplio abanico de entornos y con la posibilidad de transferirlo de uno a otro.



## 1.5 Aspectos teóricos

En este apartado se describirán los fundamentos teóricos sobre los cuales se desarrollará el estudio de este capítulo.

### 1.5.1 Mecánica de fluidos

La mecánica de fluidos es una rama de la física que se ocupa de la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan los fluidos. La mecánica de fluidos es fundamental en campos tan diversos como la aeronáutica, la ingeniería química, civil e industrial, la meteorología, las construcciones navales y la oceanografía.

La mecánica de fluidos puede subdividirse en dos campos principales: la estática de fluidos o hidrostática, que se ocupa de los fluidos en reposo, y la dinámica de fluidos o hidrodinámica, que trata de los fluidos en movimiento. El término de hidrodinámica se aplica al flujo de líquidos o al flujo de los gases a baja velocidad, en el que puede considerarse que el gas es esencialmente incompresible. La aerodinámica, o dinámica de gases, se ocupa del comportamiento de los gases cuando los cambios de velocidad y presión son lo suficientemente grandes para que sea necesario incluir los efectos de la compresibilidad.

#### 1.5.1.1 Definición de fluido

En general, la materia puede clasificarse según las formas físicas en que se presenta, denominadas fases. Los fluidos comprenden las fases líquida, gaseosa y plasma de la materia.

Un fluido es una sustancia que, debido a su baja cohesión intermolecular, carece de forma propia y se adapta a la forma del recipiente que lo contiene.

Sin embargo, se sabe que los líquidos y los gases tienen aspectos completamente distintos; por ello, se busca una característica común que permita clasificarlos como fluidos: un fluido se deforma continuamente bajo esfuerzos cortantes (tangenciales), sin importar lo pequeños que éstos sean.

La distinción entre líquidos y gases se basa únicamente en las fuerzas intermoleculares. En los líquidos son tales que definen el volumen de la sustancia, pero no la forma. Los líquidos son muy poco compresibles. De hecho, a efectos prácticos, se consideran incompresibles. En los gases, las fuerzas intermoleculares son muy pequeñas, de manera que no se define ni volumen de sustancia ni forma. La densidad varía de forma considerable con la presión y la temperatura.



### ***1.5.1.2 Tipos de fluidos***

Existen diversas formas de clasificar los fluidos, de las cuales se mencionan las más importantes.

- **Gases y líquidos**

Como ya se ha comentado anteriormente los líquidos se caracterizan por poseer fuerzas de cohesión entre sus moléculas, que provocan una fuerte tendencia a que el fluido mantenga su volumen constante.

Por el contrario, los gases apenas poseen fuerzas de cohesión, por lo que se pueden expandir tratando de ocupar el máximo volumen.

- **Compresibles y no compresibles**

Todos los fluidos son compresibles en mayor o menor medida, por lo que en realidad cuando se habla de fluidos no compresibles se refiere a fluidos en los que esta propiedad es despreciable.

Un fluido es más compresible cuanto mayor es el cambio que sufre en su densidad al aplicarle una presión externa. Por tanto, los gases son fluidos muy compresibles, mientras que los líquidos en general se suelen considerar no compresibles.

- **Newtonianos y no newtonianos**

Un fluido newtoniano es aquel en el que su viscosidad no varía en función de la tensión que se le aplica. Por tanto, su viscosidad es un valor constante.

En los fluidos no newtonianos, la viscosidad no es constante, por lo que se puede decir que en cierto modo se comportan como sólidos cuando se les aplica una presión, y como líquidos cuanto menor es la presión

### ***1.5.1.3 Propiedades de un fluido***

La solución de cualquier problema de flujo de fluidos requiere un conocimiento previo de las propiedades físicas del fluido en cuestión. A continuación se explicarán unas pocas de ellas.

- **Temperatura**

Es un escalar que representa la actividad interna de una sustancia. Este concepto está ligado al transporte de energía en forma de calor.

- **Velocidad**

Es un vector que representa la dirección, sentido y magnitud de la rapidez de movimiento del fluido.

- **Densidad**

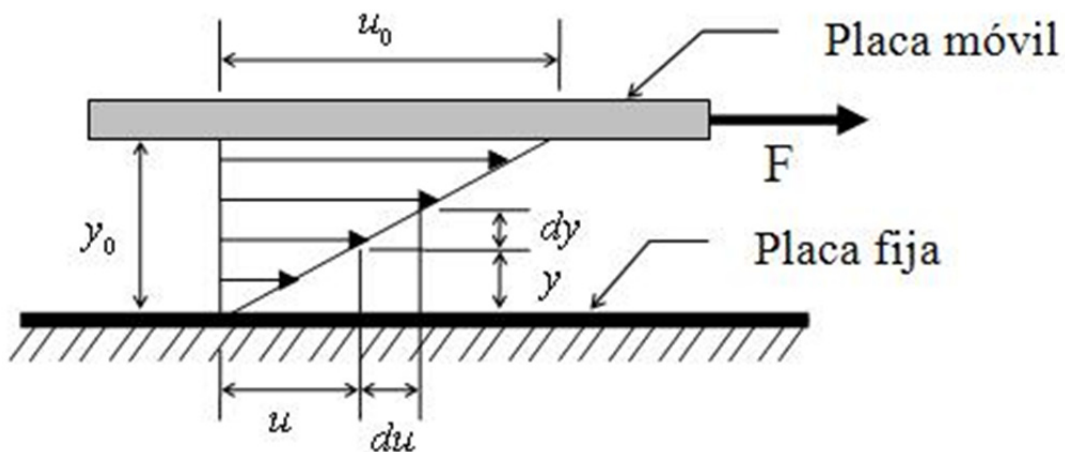
Suele denotarse con la letra  $\rho$ , y es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa contenida en un determinado volumen de una sustancia.

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad (5.1)$$

donde  $\rho$  es la densidad,  $m$  es la masa y  $V$  el volumen.

- **Viscosidad**

La viscosidad de un fluido es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes. También se puede definir como la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa.



**Figura 5.2.** Fluido entre dos placas planas (Fuente: [http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/djean/index\\_archivos/INST\\_Flujo/objetos/visco.JPG](http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/djean/index_archivos/INST_Flujo/objetos/visco.JPG)).

Con referencia a la Figura anterior, se consideran dos placas planas y paralelas de grandes dimensiones, separadas una pequeña distancia  $y_0$ , y con el espacio entre ellas lleno de un fluido. Se supone que la placa superior se mueve a una velocidad constante  $u_0$  al actuar sobre ella una fuerza  $F$ , también constante. El fluido en contacto con la placa móvil se adhiere a ella moviéndose a la misma velocidad  $u_0$ , mientras que el fluido en contacto con la placa fija permanecerá en reposo. Si la separación  $y_0$  y la velocidad  $u_0$  no son muy grandes, la variación de las velocidades (perfil de velocidades) vendrá dada por una línea recta. La experiencia ha demostrado que la fuerza  $F$  varía con el área de la placa, con la velocidad  $u_0$  e inversamente con la separación  $y_0$ .

$$F \propto A \frac{u_0}{y_0} \quad (5.2)$$

Por semejanza de triángulos en la figura anterior  $u_0/y_0$  se puede reemplazar por el gradiente de velocidades  $du/dy$ . Si se introduce ahora una constante de proporcionalidad, la viscosidad dinámica o absoluta  $\mu$ , el esfuerzo cortante  $\tau$  entre dos capas finas de fluido cualesquiera se puede expresar como:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{u_0}{y_0} = \mu \frac{du}{dy} \quad (5.3)$$

Otro coeficiente de viscosidad es la viscosidad cinemática, la cual viene definida por

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{\mu}{m/V}, \quad (5.4)$$

donde  $\mu$  es la viscosidad ‘absoluta’ y  $\rho$  la densidad.

- **Esfuerzo y fuerzas de presión**

En el estudio de las fuerzas en la mecánica de fluidos se consideran dos tipos fundamentales: fuerzas másicas y fuerzas superficiales.

Las fuerzas másicas o de cuerpo son las fuerzas exteriores que actúan sobre el fluido sin contacto directo. Se suele referir a ellas como densidad de fuerza másica  $f$  o fuerza másica específica  $g$ .

$$f = \frac{dFm}{dV} \quad (5.5)$$

$$g = \frac{df}{dm}, \quad (5.6)$$

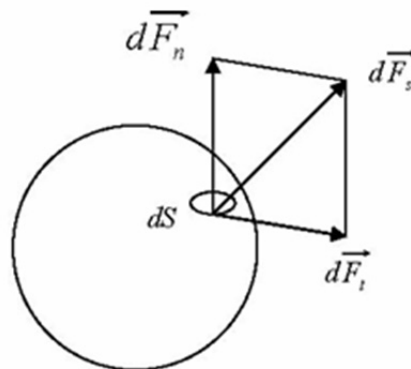
donde  $f = \rho g$ .

Las fuerzas superficiales son efectuadas sobre el contorno del fluido por el resto del fluido, por el recipiente o cualquier otra sustancia, mediante contacto directo.

Considerando una fuerza  $dF_s$  que actúa sobre una superficie infinitesimal  $dS$ , esta fuerza puede descomponerse en dos componentes:

$$d\vec{F}_s = d\vec{F}_n + d\vec{F}_t, \quad (5.7)$$

donde  $d\vec{F}_n$  es la componente normal a la superficie y  $d\vec{F}_t$  la componente tangente.



**Figura 5.3.** Fuerzas de superficie (Fuente: Sámano Tirado, D. A. & Sen, M., 15 de julio de 2009, *Mecánica de fluidos*).

El esfuerzo se define como la fuerza que actúa en el área unitaria. En este caso se pueden definir dos tipos de esfuerzos:

$$\tau_n = \frac{dF_n}{dS} \quad (5.8)$$

$$\tau_t = \frac{dF_t}{dS} \quad (5.9)$$

donde  $\tau_n$  es el esfuerzo normal y  $\tau_t$  es el tangencial o cortante.

Los fluidos en equilibrio están libres de esfuerzos cortantes, ya que son incapaces de resistirlos.

Los esfuerzos normales reciben el nombre de presión, fuerza por unidad de área.

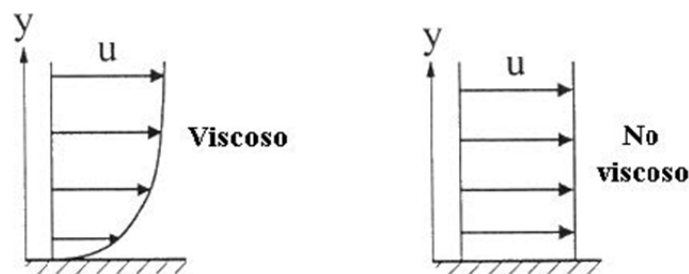
$$P = \frac{F}{A}, \quad (5.10)$$

donde  $P$  es la presión,  $F$  es la fuerza y  $A$  es el área.

#### 1.5.1.4 Clasificación de los flujos

- **Flujo ideal y real**

En general, cuando se habla de un flujo fluido, se refiere a un fluido ideal, el cual se considera sin viscosidad. En cambio, el fluido real se ve afectado por ésta, dando lugar a la aparición de esfuerzos cortantes entre partículas.



**Figura 5.4.** Perfil de velocidades en un flujo ideal y real (Fuente: Sánchez Vázquez, J., *Simulación numérica directa en paralelo de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa límite desprendida. Aplicaciones en instalaciones deportivas con gradas cubiertas*, Capítulo 2, *Ecuaciones de Navier Stokes. Fenómenos Turbulentos*, pp.31-45).

También se pueden clasificar los fluidos como compresibles o incompresibles. En el flujo incompresible la densidad ( $\rho$ ) es constante. Los líquidos se suelen considerar incompresibles. En los flujos compresibles, la densidad es una función de la presión y de la temperatura.

Los gases son compresibles, su densidad es una función de la presión absoluta y de la temperatura absoluta, regida por la ecuación de los gases perfectos:

$$\frac{P}{\rho} = p v = R_g T, \quad (5.11)$$



donde  $P$  es la presión absoluta,  $\rho$  la densidad,  $v$  el volumen específico ( $1/\rho$ ),  $R_g$  la constante del gas y  $T$  la temperatura absoluta.

- **Flujo estacionario y no estacionario**

Se considera que un flujo es estacionario cuando sus propiedades son constantes a lo largo del tiempo, y no estacionario cuando varían a lo largo de éste.

- **Flujo uniforme y no uniforme**

El flujo uniforme tiene lugar cuando el módulo, la dirección y el sentido de la velocidad así como otras magnitudes específicas del fluido no varían de un punto a otro del fluido.

Un flujo no es uniforme cuando la velocidad, la presión, etc., varían de un punto a otro en la región del flujo.

- **Flujo rotacional e irrotacional**

Un flujo rotacional es aquel donde la velocidad de cada partícula varía en proporción directa con el centro de rotación. Un flujo irrotacional es aquel en el que no existen tensiones cortantes.

- **Flujo unidimensional, bidimensional y tridimensional**

En un flujo unidimensional las partículas se mueven a lo largo de una línea, en un flujo bidimensional las partículas se mueven en planos y en un flujo tridimensional las partículas se mueven en el espacio tridimensional.

- **Flujo permanente y no permanente**

El flujo permanente tiene lugar cuando en un punto cualquiera la velocidad de las sucesivas partículas que ocupan ese punto en los sucesivos instantes es la misma (la velocidad es constante respecto del tiempo).

Un flujo es no permanente cuando las condiciones en un punto cualquiera del fluido varían con el tiempo.

- **Flujo laminar y turbulento**

Se define el flujo laminar aquel donde las partículas fluidas se mueven según trayectorias paralelas, formando en el conjunto de ellas capas o láminas.

Por el contrario en el flujo turbulento las partículas se mueven de forma desordenada en todas direcciones, resultando imposible conocer la trayectoria de una partícula individualmente, caracterizado por la aparición de remolinos.

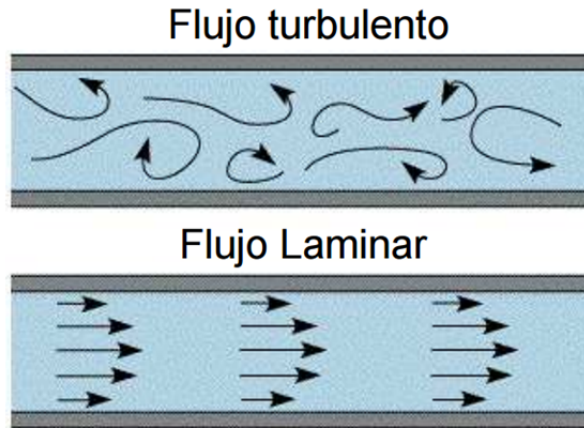


Figura 5.5. Flujo laminar y turbulento (Fuente: <http://fisica.laguia2000.com/wp-content/uploads/2011/07/Flujo-Laminar-2.gif>).

Reynolds determinó que la transición de régimen laminar a turbulento era función de un único parámetro, el cual se conoce como Número de Reynolds. Este término es adimensional y es el producto

$$Re = \frac{L v \rho}{\mu}, \quad (5.12)$$

donde  $v$  es la velocidad,  $\rho$  la densidad del fluido,  $L$  la longitud y  $\mu$  la viscosidad dinámica del fluido

Si el número de Reynolds es menor de aproximadamente 2100 el régimen es laminar y si es mayor el régimen es turbulento.

## 1.5.2 Ecuaciones que gobiernan la dinámica de fluidos

A continuación se presentan las ecuaciones que gobiernan la dinámica de los fluidos.

### 1.5.2.1 Ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli relaciona la presión, elevación y velocidad de un flujo constante y no viscoso en un fluido incompresible. A medida que la velocidad de un fluido incrementa, su presión interna decrece. De manera que en cualquier punto de la puede expresar de la siguiente manera:

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 = \text{constante} \quad (5.13)$$

donde  $p$  es la presión,  $\rho$  la densidad del fluido,  $g$  la gravedad,  $v$  la velocidad del fluido y  $h$  la altura.





### 1.5.2.2 Ecuaciones de Navier-Stokes

Las ecuaciones generales del movimiento de un fluido representan estados matemáticos de las leyes de conservación de la física, tales como:

- La conservación de la masa o ecuación de continuidad.
- La conservación del momento cinético o de la cantidad de movimiento.
- La conservación de la energía.

Las ecuaciones de Navier-Stokes son un conjunto de ecuaciones diferenciales que describen el movimiento de un fluido para el caso general, teniendo en cuenta que las fuerzas actúan sobre un elemento infinitesimal. Las ecuaciones para un flujo tridimensional, compresible, viscoso y no estacionario son:

**Ecuación de continuidad:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho u) = 0 \quad (5.14)$$

**Ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento:**

Componente x:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla(\rho u U) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (5.15)$$

Componente y:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla(\rho v U) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (5.16)$$

Componente z:

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla(\rho w U) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (5.17)$$

**Ecuación de conservación de la energía:**

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left( \rho \left( e + \frac{U^2}{2} \right) \right) + \nabla \left( \rho U \left( e + \frac{U^2}{2} \right) \right) &= \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ &- \frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial(u \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zy})}{\partial z} \\ &+ \frac{\partial(u \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zz})}{\partial z} + \rho f U, \end{aligned} \quad (5.18)$$

donde  $\rho$  es la densidad del fluido,  $U = (u, v, w)$  la velocidad del fluido,  $p$  la presión,  $T$  la temperatura,  $e$  es la energía interna por unidad de masa,  $f = (f_x, f_y, f_z)$  es una fuerza



de volumen,  $k$  es la conductividad térmica,  $\dot{q}$  es la deposición de calor por unidad de masa y  $\tau_{mn}$  son las fuerzas viscosas.

Estas expresiones representan cinco ecuaciones de transporte con siete incógnitas ( $u, v, w, p, T, \rho, e$ ), por lo que son completadas añadiendo dos ecuaciones algebraicas; una que relaciona la densidad con la temperatura y la presión:

$$\rho = \rho(T, p) \quad (5.19)$$

y otra que relaciona la entalpía  $h$  con la temperatura y la presión:

$$h = h(T, p) \quad (5.20)$$

### 1.5.2.2.1 La suposición de incompresibilidad

Para un flujo incompresible, como se requiere en la hidrodinámica, y asumiendo que el fluido es Newtoniano y que la viscosidad es constante en todo el flujo, la ecuación de continuidad resulta:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (5.21)$$

y las ecuaciones de momentum:

Componente x:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u + \rho f_x \quad (5.22)$$

Componente y:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v + \rho f_y \quad (5.23)$$

Componente z:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w + \rho f_z \quad (5.24)$$

donde  $D/Dt$  es la derivada substancial dada por:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (5.25)$$

Las ecuaciones de continuidad y momentum quedan ahora desacopladas de la ecuación de la energía y se dispone de todo lo necesario para solucionar los campos de velocidad y presión en un flujo incompresible.

### 1.5.3 Capa límite

La capa límite es la zona del campo fluido próxima a un contorno sólido en la que se manifiestan especialmente los efectos viscosos. Debido a la viscosidad y a la condición de no deslizamiento, cerca de cualquier contorno sólido aparece un gradiente de velocidades en la dirección normal a dicho contorno. Fuera de esta capa, los gradientes de velocidad disminuyen rápidamente y el esfuerzo tangencial viscoso es pequeño. Este gradiente de velocidades condiciona el intercambio energético entre las

distintas partículas de fluido con velocidades diferentes, originando vorticidad y turbulencia.

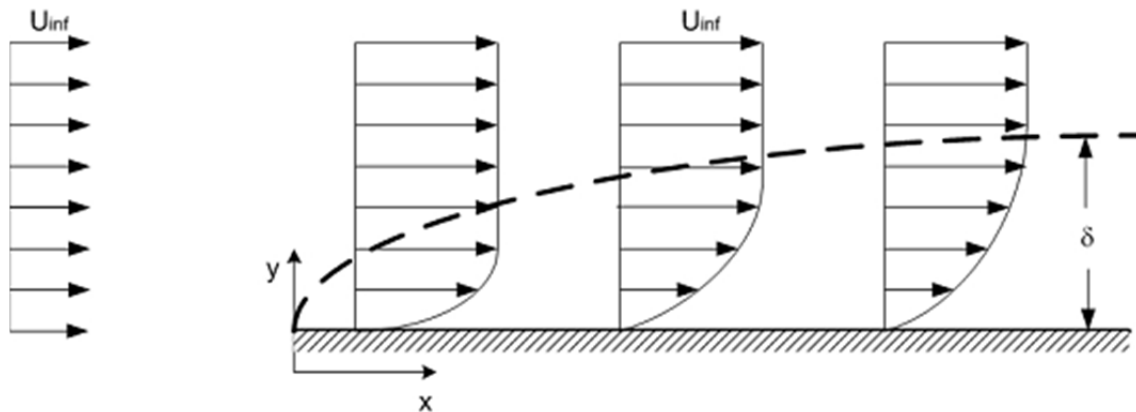


Figura 5.6. Evolución de la capa límite (Fuente: <http://www.wfis.uni.lodz.pl/edu/Proposal/image085.gif>).

La capa límite puede ser completamente laminar o principalmente turbulenta con una subcapa viscosa.

Al comparar las capas límites laminar y turbulenta, se observa que la distribución de velocidades en la capa límite turbulenta muestra un gradiente de velocidades más pronunciado cerca de la superficie y un gradiente más plano en el resto de la capa. Entonces el esfuerzo cortante en la superficie es mayor en la capa límite turbulenta que en la laminar.

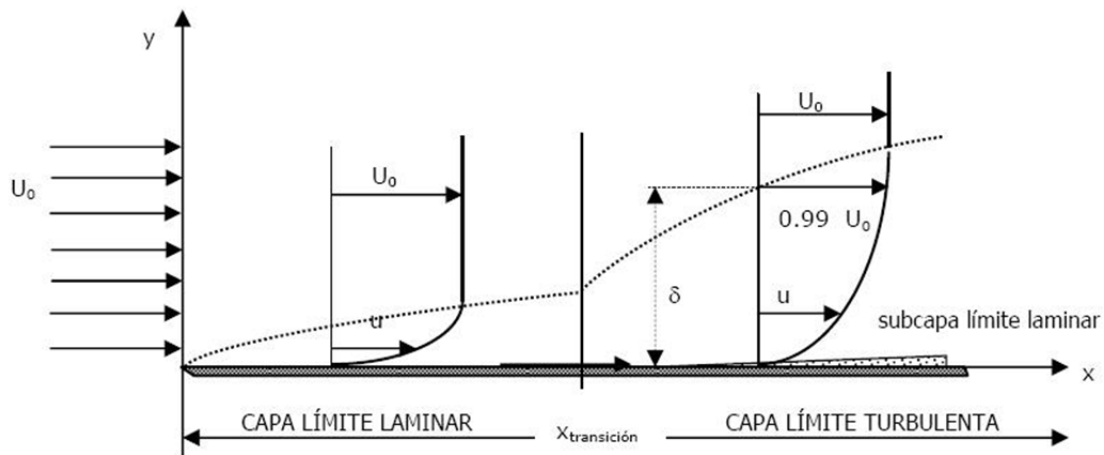


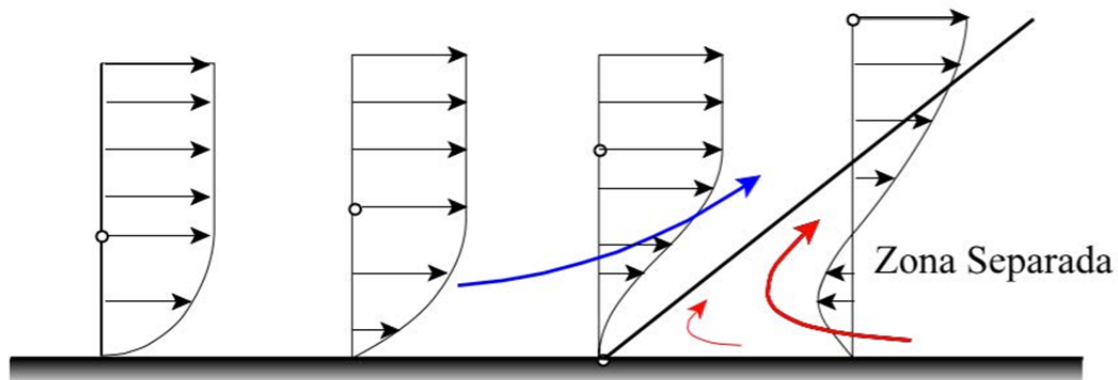
Figura 5.7. Flujo laminar y turbulento sobre una placa plana lisa (Fuente: [http://3.bp.blogspot.com/\\_ZZuvUtGsTew/Sj4Hx1hPe2I/AAAAAAAAAGE/Xve84bp2HiA/s320/figura+1.jpg](http://3.bp.blogspot.com/_ZZuvUtGsTew/Sj4Hx1hPe2I/AAAAAAAAAGE/Xve84bp2HiA/s320/figura+1.jpg)).

### 1.5.3.1 Desprendimiento de la capa límite

El fenómeno de separación de la capa límite constituye un problema de gran interés, pero extraordinariamente difícil de tratar teóricamente.

Cuando se produce el desprendimiento de la capa límite aparece una nueva región en el campo fluido, la región separada, donde no son válidos los modelos usados en la región exterior y en la capa límite. En la región separada, la vorticidad es importante lejos de la pared y el flujo deja de cumplir las restricciones propias de la capa límite, apareciendo componentes transversales de velocidad del mismo orden que las longitudinales.

En el punto de separación o desprendimiento cesa de actuar sobre la pared el esfuerzo cortante debido a la corriente de la capa límite, produciéndose un frenado de las capas de fluido más próximas a la pared. De este modo se comprende que más allá del punto de separación estas capas están en situación de invertir su movimiento respecto al de la corriente principal.



**Figura 5.8.** Evolución de la capa límite hacia un punto de separación (Fuente: Sánchez Nieto, M. M., 2013, *Apuntes Mecánica de Fluidos*. ETSINO, Cartagena).

La dificultad del estudio teórico del desprendimiento de la capa límite reside en predecir el punto de separación. Sólo puede asegurarse que para minimizar el riesgo de desprendimiento interesa que el posible gradiente adverso sea poco intenso.

Hay, sin embargo, situaciones donde siempre se produce desprendimiento: en los lugares donde la superficie presenta esquinas o curvas pronunciadas. El fluido no puede contornear estas zonas y se desprende. Para evitar estos puntos críticos se puede recurrir al perfilado sólido. No obstante, incluso un cuerpo esbelto puede experimentar separación de la capa límite cuando se enfrenta a la corriente con un ángulo de ataque demasiado grande. En estas situaciones la fuerza de resistencia crece y la de sustentación se reduce drásticamente, efecto que se conoce como entrada en pérdida del perfil.



## 1.6 Modelos físico-matemáticos empleados en CFD's

Actualmente, los modelos usados en CFD se pueden dividir en dos grandes grupos:

1. Los que se basan en el flujo potencial, los cuales no tienen en cuenta la viscosidad del fluido, además dentro de éstas, tendremos con y sin superficie libre.
2. Los que utilizan el fluido viscoso, aquellos que consideran la viscosidad del fluido, dividiéndose a su vez con y sin superficie libre.

Los métodos que simulan el perfil de la ola alrededor del casco para la determinación de la resistencia por formación de olas y para el estudio de la superficie libre pertenecen al primer grupo. El segundo grupo incluye los métodos que estiman la resistencia de fricción, en algunos casos la resistencia total y las estelas.

Las ecuaciones de conservación de masa y momentum resultan más complejas de lo que parecen ya que existen términos no lineales, acoplados y difíciles de resolver. La experiencia ha demostrado que las ecuaciones de Navier-Stokes describen con exactitud el movimiento del fluido, sin embargo, sólo han sido capaces de resolverse unos pocos casos en geometrías simples y cuya aplicación a la industria resulta limitada.

### 1.6.1 Modelos de flujo potencial

Describen el comportamiento de fluidos irrotacionales en flujos ideales. La teoría básica para el cálculo en este caso, consiste en partir de la definición de potencial de velocidades, constituyendo una simplificación adicional para el cálculo de flujos estacionarios. Así, dentro de estos modelos podemos encontrar diferentes métodos desarrollados por distintos autores, como Michell en 1898 que ya obtuvo fórmulas para el cálculo de coeficientes por formación de olas, Haverlock en 1932 que también dio soluciones para el cálculo de la resistencia por formación de olas o el método de Hess & Smith para el cálculo del potencial de velocidades. Todos estos métodos plantean el siguiente problema:

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad \text{Ecuación de Laplace} \quad (5.26)$$

Para resolver este problema se aplican condiciones de contorno en la superficie libre del fluido, así como en la superficie del buque:

Condiciones de contorno:

$$\begin{cases} \nabla^2 \phi = 0 \\ \phi = U_x + \phi_p \end{cases} \Rightarrow \nabla^2 \phi_p = 0 \quad (5.27)$$

y en la superficie del buque:

$$V_n = \left. \frac{\partial \phi}{\partial n} \right|_s = 0 \quad \left. \frac{\partial \phi_p}{\partial n} \right|_s = -U \left. \frac{\partial x}{\partial n} \right|_s \quad (5.28)$$

Condición de contorno cinemática:



$$\left( U + \frac{\partial \phi_p}{\partial x} \right) \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial \phi_p}{\partial y} \cdot \frac{\partial h}{\partial y} + \frac{\partial \phi_p}{\partial z} (-1) = 0 \quad (5.29)$$

Condición de contorno dinámica:

$$p + \frac{\rho}{2} \left[ \left( U + \frac{\partial \phi_p}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \phi_p}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial \phi_p}{\partial z} \right)^2 \right] + \rho g h = P_{atm} + \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (5.30)$$

### 1.6.2 Modelos para flujo ideal

Cuando el número de Reynolds es suficientemente elevado, lo que ocurre en muchas de las aplicaciones prácticas de la Mecánica de Fluidos, despreciar los efectos viscosos y de conducción de las ecuaciones resulta una aproximación bastante cómoda pues elimina los términos difusivos de segundo orden en las ecuaciones diferenciales y hace que las ecuaciones de gobierno pasen a ser de primer orden, con todo lo que lleva asociado en cuanto a simplificación de cálculos.

Con las hipótesis de despreciar los efectos viscosos y la transferencia de calor por conducción, es decir, si se considera al fluido como ideal, se obtienen las ecuaciones de Euler, las cuales adoptan las expresiones siguientes:

Continuidad:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (5.31)$$

Momentum:

$$\rho \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \rho \vec{f}_e \quad (5.32)$$

### 1.6.3 Modelos para flujos ideales, estacionarios y rotacionales

Es un tipo de modelos muy similar a los del fluido ideal. Consiste en reducir el número de variables que intervienen en los cálculos introduciendo la vorticidad en las ecuaciones de cantidad de movimiento y de la energía. No se consideran aquí ni las pérdidas por viscosidad en la capa límite ni los efectos de la turbulencia.

### 1.6.4 Modelos parabólicos de las ecuaciones de Navier-Stokes

Este tipo de modelos ha sido desarrollado para el cálculo de flujos supersónicos e hipersónicos, donde la captura de las ondas de choque, gradientes de presión, esfuerzos viscosos superficiales y transferencia de calor son los objetivos más importantes para en el diseño.

Las ecuaciones de gobierno parabólicas se obtienen a partir de las de Navier-Stokes considerando las siguientes hipótesis:



- El flujo es estacionario.
- Los gradientes de esfuerzos viscosos son despreciables en la dirección de las líneas de corriente.
- Los gradientes de presión en la dirección de las líneas de corriente se aproximan por su valor en zonas de capa límite cercanas. La aplicación de estas técnicas queda restringida al campo aeronáutico.

### 1.6.5 Solución directa de las ecuaciones de Navier -Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes constituyen una modelización correcta del flujo de un fluido Newtoniano, incluyendo todos los efectos viscosos y térmicos. Adecuadamente resueltas incluyen los efectos de la turbulencia y de la capa límite, pero esta resolución directa requiere de una discretización espacial y temporal tan fina que está claramente fuera del alcance de cualquier aplicación industrial. Así pues, el avance en la computación permite su resolución en grandes supercomputadoras.

La resolución numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes sí que es posible si se utilizan modelos adecuados para simular el efecto de la turbulencia y de la capa límite en discretizaciones no tan detalladas.

### 1.6.6 Modelos de flujo incompresible

Un flujo se denomina incompresible cuando la densidad del fluido en cada instante permanece independiente de las variaciones de presión. Cuando el flujo es además isoterma, las ecuaciones de gobierno se simplifican notablemente y la solución para las distintas variables se hace independiente de la temperatura. El sistema de ecuaciones requerido queda reducido a la ecuación de continuidad y la de cantidad de movimiento, que expresadas adimensionalmente y con la única presencia de la gravedad como fuerza volumétrica, adoptan las siguientes formas:

Continuidad:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (5.33)$$

Cantidad de movimiento:

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \frac{1}{Re} \nabla^2 \cdot \vec{u} + \frac{1}{Fr} \vec{g} \quad (5.34)$$

De esta forma, las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento son independientes de la ecuación de la energía, que no es necesario resolver para obtener los campos de velocidades y presión. Pese a la ventaja que esto parece implicar, en la práctica, las dos ecuaciones a resolver se vuelven 'rígidas' por la ausencia de derivada temporal en la ecuación de continuidad, y su solución resulta más dificultosa.



### 1.6.7 Modelos para la resolución de las turbulencias

El número de Reynolds de un flujo da una medida de la importancia relativa de las fuerzas de inercia, asociadas con los efectos convectivos, y las fuerzas viscosas. Ya sabemos que para valores inferiores al Reynolds crítico el flujo es intrínsecamente estable y las capas de fluido adyacentes se deslizan unas sobre otras de forma ordenada llamando a este régimen laminar.

Si el flujo tiene un valor del número de Reynolds por encima del crítico, se manifiestan en éste unas perturbaciones que dan lugar a un cambio radical en el comportamiento del flujo. El movimiento se vuelve intrínsecamente no estacionario, incluso con condiciones de contorno constantes. Este régimen lo denominamos flujo turbulento.

La turbulencia se define como el estado de movimiento de un fluido en el que las distintas variables relevantes (presión, velocidad, etc.) fluctúan de una forma desordenada. Se trata de un estado no estacionario desde el punto de vista macroscópico en el que las distintas variables adoptan valores dependientes tanto de la posición como del tiempo y estos valores varían de una forma aleatoria y desordenada.

La descripción del movimiento de las partículas fluidas debido al efecto de la turbulencia resulta altamente compleja y constituye un problema aún sin solución desde el punto de vista de los métodos numéricos. Así pues, la simulación de las turbulencias constituye una de los principales obstáculos de la CFD.

#### 1.6.7.1 Simulación directa de las ecuaciones (*Direct Simulation, DS*)

Este método consiste, en realidad, en no utilizar ningún modelo para la turbulencia, sino realizar discretizaciones temporales y espaciales que sean capaces de simular el flujo en un determinado problema.

La resolución directa de las ecuaciones de Navier-Stokes resulta hoy en día abordable sólo para un número muy limitado de problemas simples de interés académico. La primera solución de este tipo se realizó en 1981 en la Universidad de Stanford.

#### 1.6.7.2 Simulación de grandes vórtices (*Large Eddy Simulation, LES*)

Este tipo de técnicas numéricas reducen la complejidad de las ecuaciones de gobierno considerando sólo parte de los efectos turbulentos del flujo. Se estudia el intercambio energético entre las denominadas ‘fluctuaciones de gran escala’ y se simula el efecto de las pequeñas escalas de la turbulencia. Se trata de un tipo de modelo intermedio entre la simulación directa y el promediado temporal de las ecuaciones de Navier-Stokes, que extiende el promedio temporal a la captura de ciertos efectos turbulentos básicos de forma numérica. Aunque sin llegar al extremo de la simulación directa, sólo es posible para problemas simplificados y requiere unas capacidades de cálculo muy elevadas.





### 1.6.7.3 Modelos URANS (*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes*)

Son modelos matemáticos muy similares a los métodos RANS, sin embargo, en este caso trabajan en régimen transitorio en lugar de permanente como lo hacen los métodos RANS. Así la solución del problema depende del tiempo. Este tipo de métodos está sufriendo gran desarrollo en la actualidad.

### 1.6.7.4 Modelos que promedian las ecuaciones de Navier-Stokes (RANS)

Los modelos de promedio de las ecuaciones de Navier-Stokes (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) han sido muy estudiados y resultan bastante útiles en la mayoría de los problemas prácticos resueltos mediante técnicas numéricas.

El procedimiento de promediar las leyes que describen el movimiento de una partícula se introduce en las ecuaciones con el fin de obtener los comportamientos promedio y turbulento (aleatorio) de las distintas variables. El punto de partida es muy sencillo. Se trata de obtener una descomposición de las variables en su valor medio y su valor fluctuante. Así existen tres formas más pertinentes en la promediado de Reynold, las cuales son: promediado del tiempo, promediado espacial y el promedio del ensamble.

Así, el promediado temporal es adecuado para turbulencias estacionarias; es decir, flujos cuya media no varía con el tiempo. La promediado del tiempo puede ser definida como:

$$F_T(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(x, t) dt \quad (5.35)$$

La promediación espacial, resulta adecuada, para flujos con turbulencias homogéneas; es decir, flujos uniformes en todas las direcciones.

$$F_V(x) = \lim_{V \rightarrow \infty} \frac{1}{V} \iiint f(x, t) dV \quad (5.36)$$

El promedio del ensamble es la técnica más general de promediado. En un ejemplo idealizado en términos de medidas, para  $N$  experimentos iguales, donde  $f(x, t) = f_n(x, t)$  resulta que la media es  $F_E$ , donde:

$$F_E(x, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N f_n(x, t) \quad (5.37)$$

Cuando la turbulencia es homogénea y estacionaria, se asumen que estos tres promedios resultan iguales. Esta asunción es conocida como hipótesis ergódica.

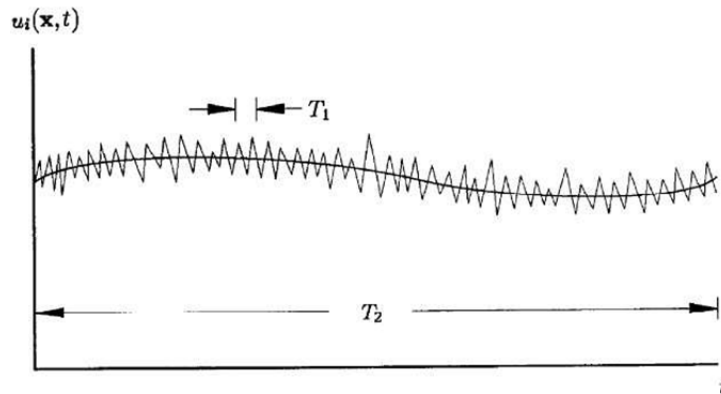
Por ejemplo, para la velocidad, la descomposición sería:

$$\vec{u} = \bar{\vec{u}} + \vec{u}' \quad (5.38)$$

donde la componente media de la velocidad se obtiene haciendo la integral de la velocidad instantánea:

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T \vec{u}(t) dt \quad (5.39)$$

suponiéndose que el periodo de integración ( $T$ ) es lo suficientemente grande en comparación con la escala temporal de la turbulencia, pero lo suficientemente pequeño como para captar cualquier fenómeno no estacionario distinto a la turbulencia. La utilización de este tipo de métodos es bastante adecuada, pues la mayoría de los fenómenos no estacionarios en Mecánica de Fluidos tiene lugar a frecuencias con rangos muy alejados del rango de frecuencias de la turbulencia.



**Figura 5.9.** Promediado de una ecuación (Fuente: Gutiérrez Romero, J. E., 17 de enero de 2011, *Introduction to CFD in Naval Hydrodynamic: A little review*).

El proceso de promediado temporal de las ecuaciones diferenciales, da lugar a unos términos, denominados de tensiones de Reynolds (*Reynolds stresses*), que involucran medias de los productos de la fluctuaciones de las componentes de la velocidad, cuya relación con las componentes medias del flujo es desconocida. Para obtener dicha relación es necesario introducir un modelo adicional, denominado modelo de turbulencia o de cierre. Las distintas posibilidades prácticas en cuanto a modelos de turbulencia son analizadas a continuación.

Así pues, las ecuaciones de Navier-Stokes se promedian sobre las escalas de las fluctuaciones de turbulencia (RANS). Estos métodos dan lugar a un campo de flujo promediado y simulado que es más uniforme que el flujo real, y, por tanto, reduce drásticamente el número de puntos de la discretización espacial y de la temporal necesario para obtener las variables buscadas.

## 1.7 Modelos de turbulencia

Se puede definir la turbulencia como un estado de movimiento en el fluido que se caracteriza por cambios aparentemente caóticos, incluyendo variaciones rápidas de la presión y velocidad en el espacio y en el tiempo, pero especialmente aparentemente una evolución arbitraria de la vorticidad en tres dimensiones.



La turbulencia causa la formación de torbellinos<sup>1</sup> de muchos tamaños diferentes. A bajas velocidades el flujo es laminar, el fluido es suave, puede sin embargo producir vórtices de gran tamaño, pero conforme la velocidad se incrementa, en un punto se pasará a tener flujo turbulento. Una vez este flujo turbulento está totalmente desarrollado, estos grandes vórtices se contraen a lo largo de la dirección perpendicular a la vorticidad, y se alargan en la dirección de la vorticidad para ser capaces de conservar el momento angular, como se puede observar en la siguiente figura.

La complejidad de este fenómeno hace que entender la turbulencia, su magnitud, predicción, simulación y control se haya convertido en uno de los problemas más complejos e importantes de la ciencia e ingeniería.



**Figura 5.10.** Formación de vórtices de Von Karman en un cilindro sumergido (Fuente: <http://waiwhakaiho.org.nz/wp-content/uploads/2014/12/05KarmanVortexStreets.jpg>).

Un modelo de turbulencia es un procedimiento numérico que permite relacionar los valores medios de las fluctuaciones de las variables con los valores promedio, de forma que se puedan resolver las ecuaciones de gobierno. Un modelo de turbulencia será útil, dentro de un programa CFD de propósito general, si es lo suficientemente aproximado, sencillo y económico.

Entre los modelos más comunes podemos encontrar algunos de los explicados a continuación.

### 1.7.1 Modelos algebraicos (de cero ecuaciones de cierre)

Los modelos algebraicos de turbulencia o modelos de cero ecuaciones, son aquellos que no necesitan ecuaciones adicionales, y son calculados directamente desde las variables del fluido. Utilizan las hipótesis de aproximación de Boussinesq para obtener las tensiones de Reynolds. En ellos la viscosidad turbulenta y la longitud de mezcla dependen en particular del fluido y deberán ser especificados por adelantado. Como consecuencia, este tipo de modelos de ecuación no son muy apropiados ya que no tendrán en cuenta efectos como convecciones, difusiones de la energía turbulenta, lo que los convierten en modelos muy limitados.

---

<sup>1</sup> Los torbellinos son vórtices de fluido y la corriente inversa que generan cuando el flujo pasa un obstáculo.



Este tipo de modelos resultan demasiado simples para su utilización en simulaciones en general, por ello es necesario tener un especial cuidado de utilizarlo en geometrías complicadas o procesos complejos, ya que los resultados no serían válidos.

Entre otros modelos algebraicos se pueden encontrar:

1. Modelo de Cebeci-Smith
2. Modelo de Baldwin-Lomax
3. Modelo de Johnson-King
4. Modelos dependientes de la rugosidad
5. Modelos de longitud de mezcla

## 1.7.2 Modelos de ecuación de energía cinética turbulenta

Dentro de este punto se incluyen tanto los modelos de una ecuación de cierre y de dos ecuaciones. Ambos modelos retienen las aproximaciones de Boussinesq para la viscosidad turbulenta pero difieren en un importante aspecto, mientras que los modelos de una ecuación resultan incompletos ya que relacionan la longitud de escala turbulenta con alguna dimensión típica del flujo. Por el contrario, los modelos de dos ecuaciones provienen de una ecuación más para la longitud de escala turbulenta, lo que equivale a decir que presentan un modelo completo.

### 1.7.2.1 La ecuación de energía cinética turbulenta

Esta ecuación fue desarrollada para incorporar los efectos no locales y de históricos del flujo sobre la viscosidad turbulenta a los distintos modelos. Así Kolomogrov y Prandtl eligieron la energía cinética de las fluctuaciones turbulentas como base de la velocidad de escala.

Así pues:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} = \frac{1}{2} (\overline{u_i^2} + \overline{v_i^2} + \overline{w_i^2}) \quad (5.40)$$

Así la viscosidad turbulenta, en términos de  $k$  queda como:

$$\mu_T = C \rho k^{1/2} l_{mix} , \quad (5.41)$$

donde  $l_{mix}$  es la longitud de escala,  $k^{1/2}$  la velocidad de escala y  $C$  una constante empírica (normalmente se toma como 1,0).

Por otro lado, cuando estudiamos la ecuación de tensiones de Reynolds:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{\rho u_i' u_i' u_j'} - \overline{p' u_j'} \right] \quad (5.42)$$

Aparecen una serie de términos que representan procesos que ocurren en los flujos turbulentos. Estos los podemos clasificar en: términos de producción  $k$ , los cuales representan la proporción de energía cinética que es transferida del flujo principal a la turbulencia; términos de disipación  $\epsilon$ , que representan la proporción de energía cinética que es convertida en energía interna térmica.



Si se estudia que representa cada uno de los términos se tendría que:

- $\rho \frac{\partial k}{\partial t}$  es la variación de la energía cinética turbulenta,
- $\rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_i}$  es el transporte de la energía cinética turbulenta por convección,
- $\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$  es el transporte de  $k$  por tensiones de Reynolds,
- $\rho \epsilon$  es la disipación de la energía cinética turbulenta, debido a los remolinos más pequeños, es el término más grande junto con el término de producción,
- $\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$  es la producción de turbulencia, representa una producción de  $k$  mediante una destrucción de  $k$ ,
- $\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\frac{1}{2} \overline{\rho u'_i u'_i u'_j} \right]$  es el transporte de  $k$  por esfuerzos viscosos y
- $\frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\overline{p' u'_j} \right]$  es el transporte de  $k$  por presión.

### 1.7.3 Modelos de una ecuación de cierre

Los modelos de una ecuación de energía cinética contemplan la mejora de los modelos algebraicos de resolución mediante el uso de una ‘viscosidad turbulenta’ que no depende puramente de las condiciones locales del fluido pero toma parte por ejemplo en la historia del flujo. Estos modelos son relativamente sencillos y fueron concebidos originalmente para aplicaciones aeroespaciales relacionadas con modelos de flujos de pared *maybounded* (limitados) y capas límites sometidas a unas condiciones de presiones adversas.

En estos modelos la velocidad  $V$  es identificada con  $k^{1/2}$ , donde  $k$  es la energía cinética por unidad de masa del fluido. Para completar la ecuación de energía cinética turbulenta Prandtl postuló que la disipación turbulenta  $\epsilon$  asumía la siguiente ecuación:

$$\epsilon = C_D \frac{k^{3/2}}{l}, \quad (5.43)$$

donde  $C_D$  es un coeficiente de cierre del modelo y donde la única parte no especificada era la longitud de mezcla. Sin embargo, la experiencia en los modelos de longitud de mezcla dio la suficiente seguridad como para afirmar que  $l \propto l_{mix}$ , solamente si el ratio de producción o disipación se mantenía constante. Así el primer modelo de una ecuación turbulenta quedaba como:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho C_D \frac{k^{3/2}}{l} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (5.44)$$

Más recientemente Baldwin y Barth y por otro lado Spalart y Allmaras han desarrollado métodos más sofisticados, así, por ejemplo, el modelo de Baldwin-Barth incluye siete coeficientes de cierre, dos funciones empíricas de amortiguamiento y alguna otra función que describe la longitud de escala turbulenta.

Originalmente resultaban efectivos con bajo número de Reynolds; en los cuales se requería una buena resolución de la región viscosa afectada por la capa límite.



Estos modelos están implementados usando funciones de contorno en donde la resolución de la malla no es suficientemente buena, lo que los hace ideales para obtener simulaciones en donde la malla no es suficientemente fina y en donde el cálculo turbulento no es demasiado crítico.

Son relativamente modernos y no se sabe con certeza si son aplicables a cualquier tipo de fluido complejo en ingeniería; así por ejemplo: no se puede predecir la caída de los flujos turbulentos, isotrópicos y homogéneos. Además estos modelos son criticados por la imposibilidad de adaptarlos rápidamente a los cambios de escala  $l$  ya que en configuraciones geométricas complejas resulta difícil describir  $l$ , porque es dependiente de cantidades no locales como del espesor de capa límite, desplazamiento del espesor... e introduce una incertidumbre algo similar al modelo de ecuación algebraica.

Entre modelos de una ecuación de cierre se pueden encontrar:

1. Modelo de una ecuación de Prandtl
2. Modelo de Baldwin-Barth
3. Modelo de Spalart-Allmaras

#### 1.7.4 Modelos de dos ecuaciones de cierre

Este tipo de modelos de turbulencia han sido los más estudiados durante las décadas de los 80 y 90 de siglo XX, gran parte de los estudios realizados en estos años son con este tipo de modelos, los cuales permiten una mayor precisión en flujos complicados, pero que conllevan un gasto computacional elevado, aunque actualmente esto ya no resulta un inconveniente por el desarrollo informático.

Este tipo de modelos provienen no sólo de una ecuación para el cálculo de  $k$  sino que también nos ofrecen ecuación otra para el cálculo de la longitud de escala turbulenta  $l$ . Como consecuencia tenemos modelos que permiten predecir los flujos turbulentos con más precisión. Como punto de partida de estos métodos, tenemos la hipótesis de Boussinesq junto con la ecuación de energía cinética vista anteriormente. Kolmogorov en los años 40, definió entonces la segunda variable, a la que se llamó rango específico de disipación  $\omega$ . Esta cantidad tiene dimensiones de  $t^{-1}$ , así de esta manera los valores de la viscosidad turbulenta, longitud de escala turbulenta y disipación turbulenta pueden ser determinadas como:

$$\mu_T \sim \frac{\rho k}{\omega} \quad l \sim \frac{k^{1/2}}{\omega} \quad \epsilon \sim k\omega \quad (5.45)$$

Hemos de notar que este tipo de modelos de turbulencia no son una herramienta universal para la obtención de las características turbulentas del fluido, dando resultados más o menos aceptables dependiendo de dónde se utilicen.

A continuación nos centraremos en un modelo de dos ecuaciones que resulta ampliamente utilizado en diversas simulaciones, este modelo es el  $k - \epsilon$ .

Como modelo de cierre o estrategia numérica para resolver de forma aproximada las ecuaciones de Navier-Stokes, se desarrollan dos ecuaciones de transporte adicionales, una para la energía cinética turbulenta ( $k$ ) y otra para la tasa de disipación de energía cinética turbulenta ( $\epsilon$ ). Estas variables se definen según las expresiones:



$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} = \frac{1}{2} (\overline{u_i^2} + \overline{v_i^2} + \overline{w_i^2}) \quad (5.46)$$

$$\epsilon = 2\nu \overline{e'_{ij} e'_{ij}}, \quad (5.47)$$

donde  $\overline{e'_{ij}}$  es la parte fluctuante del tensor de velocidad de deformación.

Las ecuaciones de transporte para  $k$  y  $\epsilon$  se basan en el conocimiento de los procesos que producen los cambios en esas variables y son:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla(\rho k \bar{u}) = 2\mu_T E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon + \nabla \left[ \frac{\mu_T}{\sigma_k} \text{grad } k \right] \quad (5.48)$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla(\rho k \bar{u}) = C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_T E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \rho \epsilon + \nabla \left[ \frac{\mu_T}{\sigma_k} \text{grad } k \right], \quad (5.49)$$

donde  $E_{ij}$  es el tensor de componentes medias de la velocidad de deformación. El significado físico de las anteriores expresiones se puede resumir en el siguiente balance:

$$\begin{aligned} & \left[ \text{Velocidad de cambio de } \frac{k}{\epsilon} \right] + \left[ \text{Transporte de } \frac{k}{\epsilon} \text{ por convección} \right] \\ & = \left[ \text{Producción de } \frac{k}{\epsilon} \right] - \left[ \text{Destrucción de } \frac{k}{\epsilon} \right] \\ & + \left[ \text{Transporte de } \frac{k}{\epsilon} \text{ por difusión} \right] \end{aligned} \quad (5.50)$$

Aparecen varios conceptos cinemáticos relacionados con las ‘escalas’ o longitudes típicas asociadas a los distintos movimientos del flujo (flujo principal medio y flujo oscilante o turbulento, relacionado con los vórtices). Así en este modelo de turbulencia la longitud de escala turbulenta se expresa mediante la siguiente relación como:

$$l = C_\epsilon \frac{k^{3/2}}{\epsilon} \quad (5.51)$$

Este método utiliza la velocidad de disipación  $\epsilon$  de los remolinos pequeños para definir la escala de longitud  $l$  de los remolinos grandes porque, para altos números de Reynolds, la velocidad de extracción de energía del flujo de los remolinos grandes es igual a la velocidad de transferencia de energía a los remolinos pequeños. Si esto no fuese así, la energía en algunas escalas de la turbulencia podría aumentar o disminuir sin límite, cosa que no ocurre en la práctica con lo que se justifica el uso de la velocidad de disipación  $\epsilon$  dentro de la definición de la escala de longitud  $l$ . Aplicando la misma aproximación del modelo de la longitud de mezcla se puede obtener la viscosidad turbulenta como:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (5.52)$$

donde  $C_\epsilon$  y  $C_\mu$  son constantes empíricas.

En este tipo de modelos sólo se necesita fijar las condiciones iniciales y de contorno, obteniendo resultados satisfactorios para una gran cantidad de flujos, siendo el modelo turbulento más ampliamente utilizado en la mayoría de flujos en aplicaciones industriales. Además se dispone de leyes de pared desarrolladas como condiciones de contorno para este tipo de modelos

Sin embargo su implementación es más compleja que la de los modelos algebraicos debido a la introducción de dos ecuaciones diferenciales adicionales y



produce pobres resultados en casos como: flujos no confinados, flujos con grandes gradientes longitudinales y flujos turbulentos completamente desarrollados en conductos no circulares.

Una variación del método  $k - \varepsilon$ , denominada  $k - \omega$ , fue publicada por Wilcox en 1993. Se trata de un método RANS en el cual se elimina una variable dividiendo entre ella todas la demás del problema, simplificando la resolución del problema particular. Este método fue diseñado para trabajar con modelos a bajo o moderado número de Reynolds.

Pero da muy buenos resultados en las capas más cercanas a la pared en la capa límite y da mejores resultados que los modelos  $k - \varepsilon$  en cuanto a la predicción de la separación de la capa límite. Sin embargo este método tiene el inconveniente de presentar singularidades, cuando la variable por la que se divide es cero y es muy sensible a la predicción que se haga de la variable  $\omega$ . El modelo  $k - \varepsilon$  es menos sensible a este valor pero predice peor los resultados cuando hay grandes gradientes de presión.

Por ello este modelo de turbulencia ( $k - \omega$ ) resulta más acertado en el campo aeronáutico que en el naval.

Por tanto, entre modelos de dos ecuaciones de cierre se pueden encontrar:

1. Modelos de k-epsilon
2. Modelos de k-omega

Además de todos estos modelos existen otros que podemos encontrar dentro de la variedad de códigos existentes en el mercado actual de la CFD:

- Modelos v2-f
- Modelos de tensiones de Reynolds (RSM)
- Modelos de simulación de grandes vórtices (*Large Eddy Simulation*, LES)
  1. Modelo de Smagorinsky
  2. Submalla dinámica.
  3. Modelo RNG-LES
  4. Modelo de adaptación a la viscosidad turbulenta cercana a la pared (WALE)
- Modelos de simulación directa





## 2. METODOLOGÍA DEL ENSAYO DE REMOLQUE DE UNA CARENA

En este apartado se describen las características del software de mecánica de fluidos empleado para llevar a cabo las simulaciones. El software elegido es Tdyn.

Tdyn es un software para la simulación dinámica de fluidos, basado en la solución numérica de fluidos incompresibles y ligeramente compresibles mediante las ecuaciones de Navier-Stokes.

Tdyn incluye diferentes módulos para poder solucionar diferentes problemas:

- El módulo HEATRANS resuelve problemas de transferencia de calor por convección tanto en sólidos como en fluidos.
- El módulo RANSOL utiliza la última tecnología para la resolución del flujo en fluidos reales 3D (transitorios o estacionarios) incluyendo efectos de turbulencia.
- El módulo NAVAL resuelve problemas de superficies libres.
- El módulo ADVECT se utiliza para transporte en fluidos y sólidos.
- El módulo RAMSOLID es para estructuras mecánicas.
- El módulo PREPOST está enfocado a la geometría, definición de datos, mensaje y procesamiento de los resultados de análisis.
- El módulo ALEMESH resuelve problemas con deformación de la malla.

Los diferentes módulos están integrados dentro del entorno del programa, siendo usado éste como uno solo.

En nuestro caso se utilizará el módulo RANSOL para tratar problemas de dinámica de fluidos y el módulo NAVAL para resolver las ecuaciones de superficie libre.

### 2.1 Proceso de cálculo de un código CFD

El análisis de un problema mediante Tdyn consta de los siguientes pasos básicos:

#### 1. Pre-proceso

- Creación (o importación) de la geometría a analizar.
- Asignación de condiciones: condiciones de límites, materiales y definición de datos (velocidad del fluido, rugosidad del casco, tipo de capa límite, campos de presiones y velocidades, aceleración de la gravedad, etc.).
- Generación del mallado.

#### 2. Cálculo

#### 3. Post-proceso

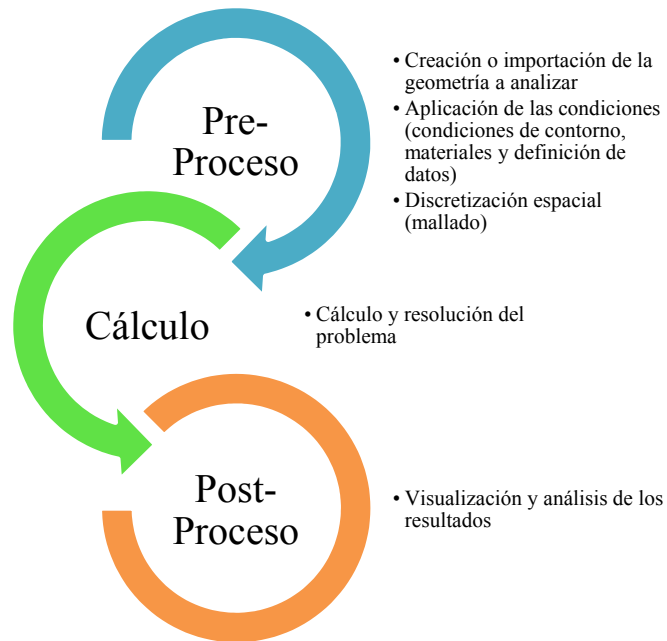


Figura 5.11. Pasos a seguir en el análisis de un problema de elementos finitos.

### 2.1.1 Pre-proceso

En la etapa del pre-proceso los parámetros a considerar en el análisis CFD de una carena se dividen en parámetros geométricos (tamaño del volumen de control, correcta generación de la geometría, unificación de superficies, correcta identificación de las entidades geométricas) y condiciones de contorno (velocidad y geometría del buque, campos de velocidades y presiones, superficie libre, estabilidad del problema, discretización espacial y temporal, capa límite, modelo de turbulencia),

#### 2.1.1.1 Creación o importación de la geometría

La primera parte de todo este proceso de cálculo consiste en la generación de la geometría de estudio. Tdyn tiene capacidades gráficas, pero muy limitadas y suele ser más práctico importar la geometría a partir de un formato de transporte convencional “.iges”, la cual se ha generado mediante un programa de CAD (Rhinceros).

Así, solamente será necesario generar un volumen de control para el problema a estudiar, en el caso de un buque será un espacio paralelepípedo formado por dos mitades; es decir, el agua y el aire. El programa dispone de una potente herramienta de creación de superficies a partir de líneas o curvas y una herramienta para crear volúmenes a partir de superficies. Una vez creado el volumen de control debe definirse un origen de coordenadas.

En general no es conveniente generar las superficies que van a definir el volumen de control con el programa elegido para la creación de la geometría (Rhinceros), ya que complica el proceso de importación y puede comportar un mayor número de errores en la definición de las superficies.



### **2.1.1.1.1 Creación del volumen de control**

El tamaño del volumen de control dependerá de la eslora del buque: así para la manga y el calado el tamaño será de aproximadamente de un  $80\% \cdot L$ , aguas arriba (a proa) un  $70\% \cdot L$  y aguas abajo (a popa) un  $140\% \cdot L$ .

A continuación se procederá a la identificación de las entidades geométricas, tales como la obra viva (superficie mojada), obra muerta, superficie libre, superficies de control y el volumen de control (entre otras).

En los casos en los que sea necesario se hará una unificación de superficies, obteniendo formas simples de las superficies NURBS.

### **2.1.1.2 Asignación de condiciones de contorno**

A continuación una vez que ya se tiene definida la geometría de estudio, junto con su volumen de control, se pasará a la asignación de las condiciones de contorno necesarias para la resolución del problema. Las condiciones son todas las propiedades de un problema, (excepto materiales y límites) que pueden ser asignadas a una entidad (punto, línea, superficie o sólido). Definiendo así las condiciones básicas de los límites de un problema.

Tdyn dispone de múltiples condiciones de contorno referentes a cada uno de los módulos disponibles. Sólo se ha hecho referencia a las opciones propias del RANSOL y del módulo NAVAL. Dentro de estas condiciones no se engloban las condiciones de contorno incluidas en las propiedades del fluido.

Las condiciones de contorno necesarias para la resolución de los problemas son las que se muestran a continuación.

- **Parámetros iniciales de turbulencia en Tdyn**

El método usado por Tdyn calcula la forma del flujo a partir de una estimación inicial del campo fluido. Esta estimación inicial marca cómo de rápido se alcanza la convergencia del problema y, en algunos casos, si el sistema puede converger o no, por lo que es necesario estimar correctamente estos parámetros en los pasos iniciales.

Es importante remarcar que los modelos de turbulencia tipo LES (*Large Eddy Simulations*) no tienen en cuenta estas las condiciones de contorno iniciales y, por lo tanto, no necesitan que el usuario defina los parámetros iniciales de turbulencia o condiciones de contorno de la turbulencia.

Las condiciones iniciales han de ser compatibles con las condiciones de contorno. Además en la mayoría de problemas no es necesario definir unas condiciones de contorno de la turbulencia específicas, siendo suficiente con especificar los valores iniciales de los parámetros de la turbulencia. Estos valores se calcularán teniendo en cuenta los parámetros de todo el modelo (incluyendo apéndices).

Estas variables iniciales que se deben fijar son la energía cinética turbulenta  $k$ , (*Eddy Kinetic Energy*), y la escala de longitud de los vórtices  $l$ , (*Eddy Length*). Además la longitud de escala turbulenta se utiliza en los modelos turbulentos de una ecuación de



cierre para evaluar la viscosidad turbulenta. Si es posible estas variables deben definirse mediante experimentos iniciales. Si no hay datos experimentales disponibles (como es este caso) los valores se estimarán siguiendo las suposiciones que se exponen a continuación. El hecho de que la elección de estas suposiciones sea acertada se deberá comprobar haciendo diferentes simulaciones aunque en la mayoría de los casos un campo uniforme de las variables de turbulencia compatible con las condiciones de contorno es suficiente.

Normalmente un valor apropiado de  $k$  se suele calcular usando la llamada nivel de intensidad de turbulencia  $TIL$ , el cual se define como el ratio de fluctuación entre la componente de la velocidad local ( $v'$ ) con respecto a la velocidad media del fluido ( $v_t$ ):

$$TIL = \frac{v'}{v_t} \quad (5.53)$$

$$v' = \sqrt{\frac{1}{3}(v_x'^2 + v_y'^2 + v_z'^2)} = \sqrt{\frac{2}{3}} k \quad (5.54)$$

Para flujo sobre aviones, coches o submarinos este nivel de turbulencia debe ser bastante menor del 1%, normalmente se estimará un valor del 0,3% ( $TIL = 0,003$ ).

En fenómenos de estudio de la capa límite, como se puede observar en la siguiente tabla, se puede llegar a alcanzar niveles del 25% ( $TIL = 0,25$ ).

Nº de Froude	0,1	0,25	0,28	0,75	1,5
TIL	0,01	0,02	0,02	0,07	0,25
	(1%)	(2%)	(2%)	(7%)	(25%)

**Tabla 5.1.** Valores de TIL en función del número de Froude.

Utilizando la tabla anterior los valores del nivel de turbulencia cambian con la velocidad y serán mayores a medida que ésta aumente. Esta tabla se ha aproximado a una curva polinómica de tercer grado con un coeficiente de determinación de  $R^2 = 0,9997$ , lo que corresponde a un ajuste muy bueno. Dicha curva polinómica tiene la siguiente expresión

$$TIL = 0,1051 \cdot Fr^2 + 0,0018 \cdot Fr + 0,0107 \quad (5.55)$$

Una vez se tiene  $TIL$  se calcula la energía cinética turbulenta de la siguiente forma:

$$k = \frac{3}{2} (TIL \cdot v_t)^2 \quad (5.56)$$

La longitud de escala turbulenta la estimamos mediante el ratio de viscosidad turbulenta/viscosidad, para este valor se suele tomar los siguientes valores:

$$1 < \frac{\mu_\tau}{\mu} < 10 \quad (5.57)$$

Una vez estimado este valor obtendremos el valor de longitud de escala turbulenta con la siguiente fórmula:



$$l = \frac{\mu_{\tau}}{\rho \cdot V}, \quad (5.58)$$

donde  $\mu_{\tau}$  es el ratio viscosidad turbulenta,  $\rho$  es la densidad del fluido y  $V$  es la velocidad.

- **Campo de velocidades**

Cuanto mayor sea la velocidad, mayor será el número de Reynolds ( $Re$ ) y el número de Froude ( $Fr$ ), lo que significa que se necesitan modelos más complejos para resolver un problema dado.

$$Re = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (5.59)$$

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{g \cdot L}}, \quad (5.60)$$

donde  $V$  es la velocidad del buque,  $L$  la eslora,  $g$  la aceleración de la gravedad y  $\nu$  la viscosidad cinemática.

El buque avanza en la dirección del eje 'x' sin ninguna componente de velocidad en las direcciones 'y' y 'z'. Para simular esto el fluido es el que se mueve en sentido opuesto al del avance del buque. Por lo tanto, la velocidad en 'y' y en 'z' (las cuales se fijan en las paredes laterales y en el fondo respectivamente) serán nulas, y la velocidad en 'x' (la cual se fija en la paredes de entrada) será igual y opuesta a la velocidad de avance del buque.

- **Campo de presiones**

Abarca la presión inicial y de referencia en el campo de presión dinámico, pudiendo ser una constante o una función. En este caso se trabaja con valores de presión relativa, es decir, si se fija la presión en un punto en 0 Pa, en realidad la se está fijando al valor de la presión atmosférica 101325 Pa.

El campo de presiones debe definirse al menos en las líneas de salida, es decir, las últimas líneas aguas abajo de la superficie de control. El campo de presiones puede tener un valor fijo o ser una función del tiempo. En este caso la presión en la línea de salida tendrá un valor fijo de 0 Pa.

- **Modelización de la capa límite**

El problema básico para la modelización numérica del intercambio energético en la capa límite consiste en la definición correcta de las velocidades de las partículas en una zona muy próxima a la frontera. Esto implica una densidad de mallado muy elevada, necesaria para capturar los distintos fenómenos que se producen dentro de la capa límite. Esto implica un gran gasto computacional, que en muchas ocasiones no resulta posible, debido a las limitaciones de las máquinas.

Para solucionar el problema antes mencionado, Tdyn incorpora diferentes modelos para la resolución de la capa límite, los cuales podrían englobarse en cuatro grupos: modelos de distribución de las pérdidas, modelos de capa de cortadura, modelos de capa límite y leyes de pared. Estos modelos no resuelven la región cercana a la pared



de forma explícita con el modelo numérico, lo que hacen es que abordan esta zona utilizando lo que se conocen como funciones de ley de la pared.

Para construir estas funciones la región cercana a la pared es caracterizada en términos de variables adimensionalizadas con respecto a condiciones en la pared, las cuales son definidas en términos de la velocidad de fricción en la pared  $u_\tau$ , la cual a su vez depende del esfuerzo cortante en la misma:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (5.61)$$

donde  $\tau_w$  es el esfuerzo cortante en la pared, que se define como:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho S V^2 C_F, \quad (5.62)$$

donde  $V$  es la velocidad de avance,  $S$  es la superficie mojada,  $C_F$  es el coeficiente de fricción obtenido mediante la fórmula de la ITTC-57 y  $\rho$  es la densidad del agua de mar.

$$C_F = \frac{0,075}{(\text{Log } Re - 2)^2} \quad (5.63)$$

Si se llama  $y$  a la distancia normal a la pared, y  $U$  a la velocidad promediada en el tiempo, resulta que adimensionalizadas se tiene:

$$U^+ = \frac{U}{u_\tau} \quad (5.64)$$

$$y^+ = y \rho \frac{u_\tau}{\mu} \quad (5.65)$$

Con esto se logra que si el flujo cercano a la pared depende de las condiciones en la pared se puede obtener de  $U^+$  e  $y^+$  funciones universales, dentro de unos límites de  $y^+$  que permitan obtener algunas de las características de la capa límite; de hecho en la práctica se comprueba las relaciones entre estas dos magnitudes.

Las funciones estándar de la ley de la pared son válidas para paredes lisas, pero pueden ser modificadas de acuerdo a la rugosidad de la pared mediante el ajuste de las constantes de la ‘Ley de la pared’. Si la rugosidad de la pared está siendo modelada, la distancia a la pared en ésta es no dimensionalizada con una equivalente altura de rugosidad. Así algunos códigos incluyen una ley específica de la ‘Ley de la Pared’ para modelar de acuerdo a este efecto (*Rough Wall field*).

Estas funciones universales pueden ser usadas para relacionar las variables fluidas en una primera malla de puntos computacional, desplazando alguna distancia y desde la pared, el esfuerzo cortante de la pared es obtenido directamente sin resolver la estructura situada en medio.

Las funciones estándar de la ‘Ley de la pared’ son una gran fuente de falsas ideas en la computación de flujos turbulentos, incluso para usuarios con experiencia. El propósito es obtener una capa viscosa extremadamente delgada cerca de la superficie.

Tdyn utiliza la ley de Reychardt para modelizar la capa límite:

$$U^+(y) = 2,5 \cdot \text{Log}(1 + k y^+) + 7,8 \left[ 1 - e^{\left(-\frac{y^+}{11}\right)} - \frac{y^+}{11} e^{\left(-\frac{y^+}{3}\right)} \right], \quad (5.66)$$

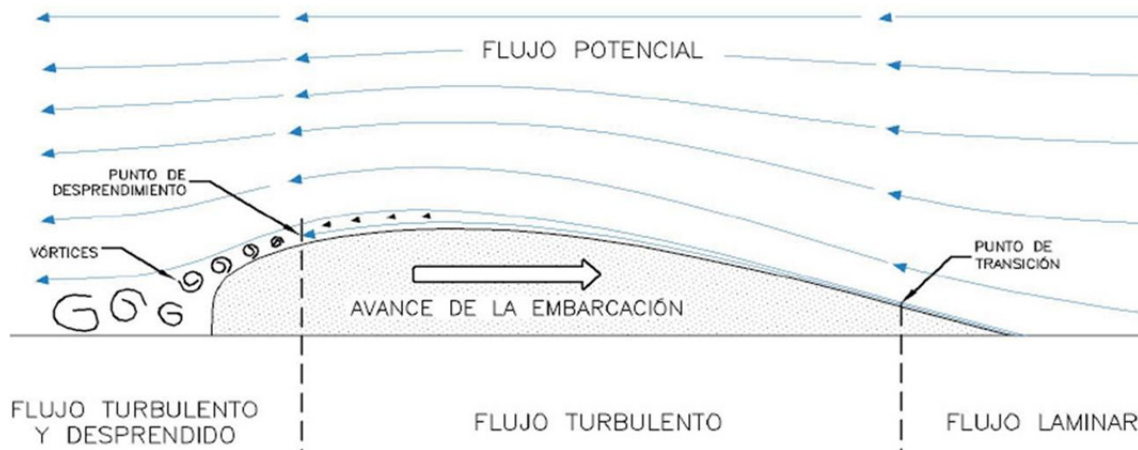
donde  $U^+$  es la velocidad adimensionalizada e  $y^+$  la distancia adimensionalizada normal a la pared, la cual viene dada por:

$$y^+ = y \rho \frac{u_\tau}{\mu} \tag{5.67}$$

Los valores de  $y$  suelen ser un 10% del espesor de capa límite ( $y = 0,1 \delta$ ), que puede determinarse, por ejemplo, a través de la Ley de Blasius:

$$\delta = \frac{5 \cdot x}{\sqrt{Re}}, \tag{5.68}$$

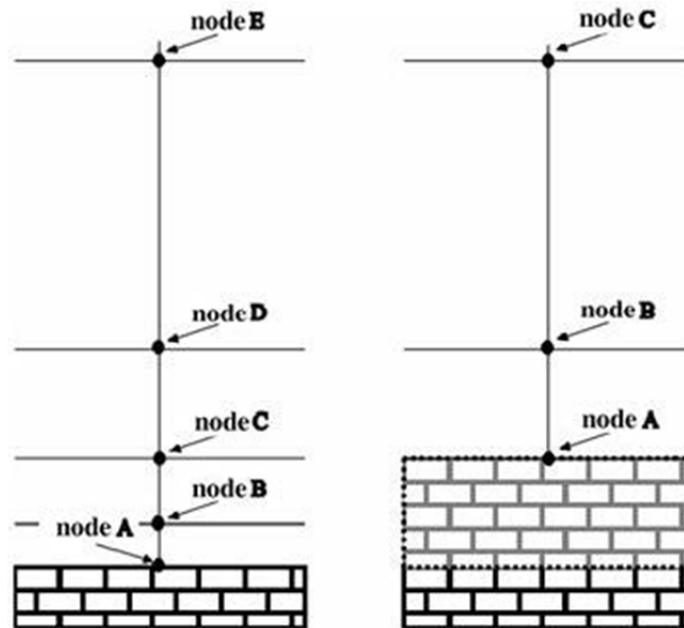
donde  $Re$  es el número de Reynolds del problema y  $x$  es la longitud característica del problema. Esta longitud se refiere a la longitud de flujo laminar que hay en la proa del buque. En el caso en que se trate de flujo laminar o muy cercano a ser laminar esta  $x$  casi coincidirá con la eslora del vehículo. Sin embargo, si se trata de flujo turbulento  $x$  tendrá un valor aproximado de entre un 10 y un 30% de la eslora de la embarcación.



**Figura 5.12.** Esquema del comportamiento del flujo hidrodinámico alrededor de una carena (Fuente: <http://www.magisternavis.com/KM7.jpg>).

Estas funciones universales pueden utilizarse para relacionar las variables fluidas en el primer nodo de la malla desplazado una distancia  $y$  de la pared (punto C en la figura inferior de la izquierda) directamente a los esfuerzos cortantes en la pared sin la necesidad de resolver la estructura que se interpone. De hecho, estas funciones pueden ser usadas para calcular los esfuerzos cortantes en los puntos más cercanos a la pared (puntos A, B y C en la figura de la izquierda). Este valor puede ser tomado como una condición de contorno para la solución del flujo en el resto de nodos (puntos C, D y E en la figura inferior de la izquierda) empleando el método numérico del modelo de turbulencia correspondiente.

En conclusión, la implementación de la ley de la pared consiste en resolver los puntos más cercanos a la pared (A, B y C en la figura inferior de la izquierda) usando la formulación analítica (universal pero aproximada) expresada arriba (la fórmula de Reyhardt), mientras que el método numérico estándar es usado para el resto de puntos (C, D y E).



**Figura 5.11.** Dominio real cerca de la pared (izquierda) y aproximación de la ley de la pared (Fuente: Compass Ingeniería y Sistemas, *Turbulence Handbook. Environment for Multi- Physics simulation, including Fluid Dynamics, Turbulence, Heat Transfer, Advection of Species, Structural mechanics, Free surface and user defined PDE solvers*).

Sin embargo cuando se utiliza la ley de la pared el flujo calculado debe ser consecuente con las asunciones hechas para llegar a las ecuaciones de pared, ya que fuera del rango de aplicación de estas funciones; estas funciones pueden ser inadecuadas. Además se debe señalar el valor de  $y^+$  dentro de los primeros puntos de la malla para validar las funciones de pared, las funciones de la ley de la pared no liberan al usuario de la necesidad de una adecuada resolución de una porción turbulenta de la capa límite y para generar una malla con una distribución de  $y^+$  pre-especificada resulta difícil, ya que de  $y^+$  depende la solución.

Así será necesario en el modelado de la capa límite turbulenta chequear el límite inferior (el cual se sitúa entre  $y^+ = 20 - 30$ ) y superior de  $y^+$ . Nótese que si el número de Reynolds es moderado y la capa límite sólo se extiende en  $y^+$  entre 300 y 500, no hay oportunidad de resolver con exactitud la capa límite; si el primer punto de integración está emplazado con un valor de  $y^+$  más pequeño de 100.

Además habrá que comprobar la resolución de la capa límite (si los efectos de la capa límite son importantes, es recomendable chequear la resolución de la capa límite después de la simulación) así como que las funciones de pared han sido usadas correctamente de acuerdo con la rugosidad de la misma.

- **Superficie libre**

El problema de la superficie libre, es uno de los principales obstáculos en la computación con CFD en hidrodinámica marina. Este problema puede estudiarse desde diversos puntos de vista: flujo potencial o flujo viscoso.

El problema de la superficie libre puede ser considerado como un caso particular de un problema más general, la predicción de la interfase entre dos fluidos inmiscibles: un líquido que fluye (por lo general agua) y aire. El cálculo de la interfase entre dos





fluidos inmiscibles resulta dificultoso porque no son conocidos a priori ni la forma ni la posición de la interfase. Básicamente, existen dos enfoques para el cálculo de superficies libres: uno con flujo potencial y otro con flujo viscoso y dentro de éste último grupo encontramos los métodos de seguimiento de la interfaz y los de captura de la interfaz. El primero calcula el movimiento de las partículas de flujo basado en el enfoque de la función de Lagrange, donde el dominio numérico se adapta a la forma y posición de la superficie libre. Aquí aparecen diferentes técnicas numéricas, como por ejemplo los métodos SPH (*Smooth Particle Hydrodynamics*) y los métodos PFEM (*Particle Finite Element Methods*). En los métodos de seguimiento de la superficie libre, ésta se considera como un límite del dominio de cálculo donde las condiciones de contorno cinemáticas y dinámicas son aplicadas. El principal problema de este enfoque son los grandes esfuerzos computacionales que son requeridos debido a la necesidad de actualizar el dominio de análisis de cada paso de tiempo y la dificultad en la imposición de continuidad de la masa de una manera precisa.

Los métodos de captura de la interfaz consideran a ambos fluidos como un único fluido con propiedades variables. La interfaz es considerada como una región de cambio repentino en las propiedades del fluido. Este enfoque requiere un modelado preciso del salto en las propiedades de los dos fluidos teniendo en cuenta que la superficie libre se puede mover, doblar y volver a conectar de manera arbitraria, siendo necesario además que la imposición de las condiciones de contorno en la interfaz sea simplificada.

En este grupo podemos encontrar técnicas como: métodos de marcadores y celdas (*Marked and cell*); métodos VOF (*Volumen Of Fluid*) donde los fluidos son considerados como uno y la posición de cada fase del fluido se describe mediante la asignación de una fracción del volumen total con un número entre 0 y 1; métodos *level set*, aquí se define un función de posición de la superficie libre desde el nivel de referencia para cada una de las celdas, pudiendo tomar valores positivos o negativos.

Por último podemos encontrar técnicas híbridas que tratan de sobrellevar los aspectos negativos de cada una de las anteriores y mejorar en los positivos, así encontramos la técnica ODDLs (*Overlapping Domain Decomposition Level Set*) donde se introduce el concepto de solapamiento de dominios, que permite mejorar la precisión en la captura de la superficie libre ahorrando coste computacional.

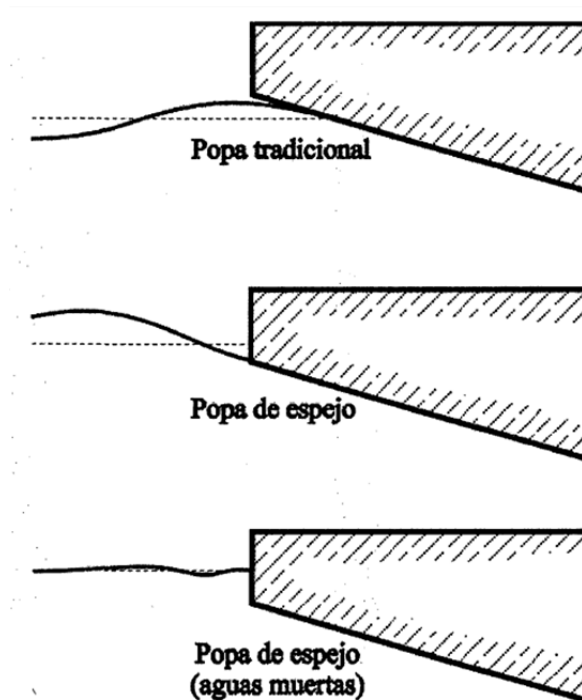
- **Modelización de la popa**

Como se observa en “*Un método de elementos finitos para análisis hidrodinámico de estructuras navales*”, de Julio García Espinosa [14], hay un aspecto geométrico que presenta dificultades en la simulación de los fenómenos que se desarrollan en presencia de una popa con espejo. En la figura siguiente se pueden observar los tres tipos de flujos que se pueden encontrar en presencia de una popa de espejo. La aparición de uno u otro dependerá de la configuración del buque en cada momento.

El flujo que se ha denominado de popa tradicional es similar al que se produce en popas de crucero y no presenta dificultades especiales, debido a que el espejo queda sobre la línea de flotación inicial y no afecta en forma alguna. Sin embargo, las popas habituales en la mayoría de los buques modernos presentan los dos tipos de flujos adicionales que se presentan en la figura.

El flujo con aguas muertas aparece para velocidades bajas, desarrollándose una zona de flujo turbulento localizado a popa del buque. Sin embargo, a medida que se

aumenta la velocidad, la popa de espejo comienza a secarse hasta llegarse a una situación como la indicada bajo el nombre de popa de espejo, siendo en esta configuración en la que suele situarse la condición de diseño.

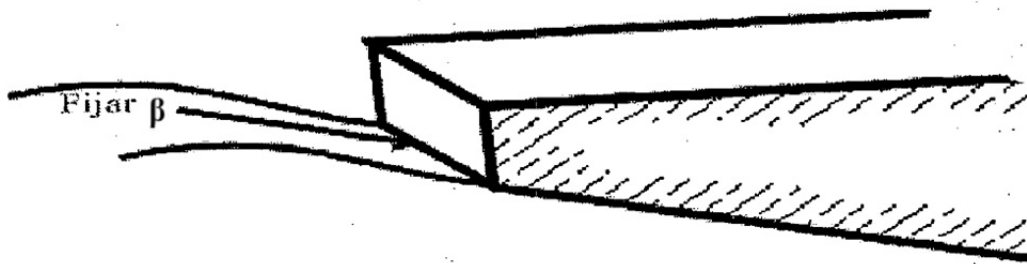


**Figura 5.12.** Esquemas de los posibles regímenes de flujo que pueden aparecer en una popa de espejo (Fuente: García Espinosa, J., 2000, *Un método de elementos finitos para análisis hidrodinámico de estructuras navales*, Universitat Politècnica de Catalunya).

Todas las situaciones referidas pueden ser perfectamente simuladas. Sin embargo, existe una problemática asociada a la resolución de la situación típica de la popa de espejo.

En este caso la superficie libre que se observa experimentalmente presenta dos zonas claramente diferenciadas: una que se extiende desde la popa de espejo hacia aguas abajo y otra está formada por el resto de la superficie libre.

En esta situación, el problema que se presenta en la resolución del problema de superficie libre, por su carácter de ecuación de convección pura, es la necesidad de imponer una condición de contorno para que la solución esté definida. En este caso es pues necesario prescribir la elevación de la superficie libre de manera que coincida con la salida del flujo fluido, como se observa a continuación.



**Figura 5.13.** Situación de la zona donde es necesario prescribir  $\beta$  en los flujos con popa de espejo (Fuente: García Espinosa, J., 2000, *Un método de elementos finitos para análisis hidrodinámico de estructuras navales*, Universitat Politècnica de Catalunya).

Tal prescripción es suficiente para poder simular los fenómenos en este tipo de flujos, sin necesidad de añadir ningún artificio especial. Sin embargo, la necesidad de prescribir el valor de la elevación de la superficie libre, complica la simulación del proceso de transición de flujo con aguas muertas a flujo en popa de espejo. La manera de proceder en estos casos es partir de velocidades elevadas, donde es seguro que no aparezca el flujo con aguas muertas, para ir descendiendo la velocidad gradualmente. De esta manera se llegará a un punto donde el algoritmo no converja, que corresponderá a la situación en que el espejo comience a mojarse, por lo que la imposición hecha sobre la superficie libre no es ya física. A partir de este punto el problema se resuelve de la manera habitual, sin ningún tipo de imposiciones excepcionales.

- **Creación de la cuchara**

Se denomina comúnmente ‘cuchara’ al efecto que acompaña a la popa del buque cuya finalidad es simular la forma de la ola que se produce a popa del mismo para aquellos con popas de espejo o formas que se cortan abruptamente en popa (a determinada velocidad la ola generada deja el espejo seco). Esta estructura situada en popa no varía en nada las formas del barco.

La forma normal de la cuchara suele ser la de una superficie tangente a la parte inferior de espejo de popa por un lado y a la superficie libre en el otro, con una longitud  $L_c$  proporcional a la velocidad del buque dada por las siguientes ecuaciones:

$$\text{Para números de Froude normales } (0,1 \leq Fn \leq 0,35) \quad L_c = \pi Fr^2 L_0$$

$$\text{Para números de Froude muy bajos o altos} \quad L_c = 0,35 L_0$$

donde  $L_0$  es la longitud de onda característica del problema dada por la teoría de olas

$$L_0 = 2\pi \frac{V^2}{g} \quad (5.69)$$

Los valores dados por estas fórmulas son orientativos y están basados en la experiencia.



La modelización de este efecto no será necesaria para la correcta simulación del problema a estudiar debido a que, en este caso, al calado de proyecto el agua no ‘moja’ al espejo del casco a ensayar.

### 2.1.1.3 Materiales

Los materiales quedan definidos a través de la asignación de un grupo de propiedades.

Cualquier problema a la hora de determinar algún material puede resolverse haciendo uso de la base de datos de la cual dispone el programa. El usuario también puede crear nuevos materiales derivados de los ya creados y también asignarlos.

- **Material del fluido**

Son un grupo de propiedades físicas y otros datos que pueden ser asignados a superficies (2D) o a volúmenes (3D). Este sistema de características físicas corresponde al fluido a ser analizado.

En el módulo RANSOL se encuentran disponibles las opciones de densidad (puede ser una constante o una función), unidades de la densidad, viscosidad (puede ser una constante o una función), unidades de la viscosidad.

- **Límites**

Los límites fluidos del cuerpo son grupos de condiciones límite, de características geométricas y de otros datos y propiedades, que identifican un cuerpo como límite de un líquido para el análisis. Estas propiedades pueden ser asignadas a superficies (2D) y volúmenes (3D).

Existe también una base de datos que puede usarse para la definición de los límites del análisis. El usuario también puede crear nuevos límites a partir de los existentes y asignarlos también.

Tdyn ofrece una gran variedad de condiciones de capa límite. Las más relevantes son las siguientes:

- **InvisWall:** Impone una condición resbaladiza en la capa límite, es decir, la componente normal será cero. Esta condición es adecuada para fluidos sin viscosidad o para aquellos casos donde fenómenos debidos a la capa límite pueden ser despreciables. No tiene sentido utilizar esta condición en nuestro caso.
- **V\_fixWall:** Impone una condición de velocidad nula en el contorno, es decir, la velocidad en la pared será cero. Esta condición se usa para resolver explícitamente la región cercana a la pared, con el modelo numérico. Para resolver la capa límite de forma precisa usando esta condición, se debe realizar un análisis del mallado global bajo la capa límite. En la mayoría de las aplicaciones de ingeniería, esto es práctico solamente para análisis en régimen con moderados o bajos números de Reynolds. Esta condición se puede usar para el análisis del modelo a bajas velocidades o en los apéndices, ya que tendremos



- bajos valores del número de Reynolds. Aplicar esta condición fuera de su rango de aplicación puede generar en grandes imprecisiones en la resolución de la capa límite y la evaluación de fuerzas de fricción.
- **DeltaWall:** La ley de la pared usada se extiende en el contorno a una distancia  $y$  de la pared. La distancia a la pared debe ser introducida in el campo Delta  $\delta$ . Este se calcula con las fórmulas expresadas anteriormente. La implementación de esta condición, basada en la ley de la pared de Reychardt, se considera válida para valores de  $0 < y^+ < 300$ , donde  $y = 0,1 \cdot \delta$ , donde  $\delta$  es el espesor de la capa límite.
  - **RoughWall:** Esta condición de ley de la pared tiene en cuenta la rugosidad de la pared, es aplicada a una distancia  $y$  de la pared. La distancia a la pared debe ser introducida en el campo Delta  $\delta$ . La implementación de esta condición, basada en la ley de la pared con rugosidad, se considera válida para valores de  $30 < y^+ < 100$ .
  - **YplusWall:** Esta condición de ley de la pared se extiende en el contorno a una distancia adimensional de la pared  $y^+$ . Esta distancia adimensional debe ser introducida en el campo Yplus. Esta es una implementación lineal simplificada de la condición de contorno, basada en la ley de la pared de Reychardt. Esta formulación se considera válida para valores de  $30 < y^+ < 100$ . Esta condición es la más ampliamente usada para modelos sobre todo para elevados números de Reynolds, debido a que ha sido corregida mediante diversas pruebas experimentales.
  - **ITTC Wall:** Esta condición de ley de la pared se extiende en el contorno a una distancia adimensional de la pared  $y^+$ . Esta distancia adimensional debe ser introducida en el campo Yplus. Esta condición es similar a YplusWall, pero está corregida basada en experimentos numéricos, para coincidir con la fuerza de fricción predicha por la fórmula de la ITTC-57. Esta implementación la hace muy útil para análisis navales en tanques de remolque. Esta es una implementación lineal simplificada de la condición de contorno, basada en la ley de la pared de Reychardt. Esta formulación se considera válida para valores de  $30 < y^+ < 100$ .

#### 2.1.1.4 Datos del problema

Los datos del problema es toda la información requerida para llevar a cabo el análisis que no trata de ninguna entidad geométrica en especial. Esto es diferente de las definiciones previas de condiciones y las propiedades de materiales, que son asignadas a entidades diferentes. Algunos ejemplos de los datos del problema generales son: el tipo de solución algorítmica usada junto al programa de resolución, el valor de los incrementos de tiempos entre los pasos, las condiciones de convergencia, etc.

Los datos del problema están organizados en tres grupos diferentes:

1. Problema: Este grupo de datos hace referencia a toda la información requerida para definir el problema que va a ser analizado y no trata de ninguna entidad geométrica en particular.
2. Programa de resolución: Este grupo de datos se refiere a toda la información requerida para definir la integración y resolver los datos del problema a analizar.

3. Unidades: Este grupo de datos hace referencia a todas las unidades generales requeridas para identificar los datos del problema.

#### 2.1.1.4.1 Discretización espacial

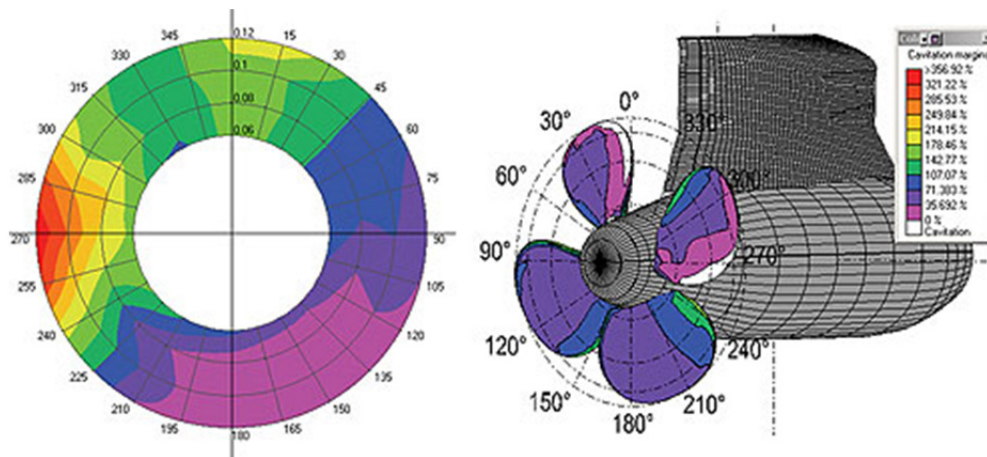
En este apartado se tratará de especificar cómo debe ser el mallado (tipo y tamaño de los elementos de malla) así como unos patrones para fijar un tamaño de malla inicial con el que empezar a realizar los cálculos.

##### Clasificación de los métodos de discretización espacial

El primer paso en la aplicación de la dinámica de fluidos computacional, es decir en la CFD, consiste en la desratización del dominio para posteriormente calcular sobre la misma la aproximación numérica de los flujos. Existen muchos métodos de discretización, los cuales se explican a continuación.

- **Método de los elementos de contorno (*Boundary Element Methods, BEM*)**

Estas técnicas son empleadas básicamente en el cálculo de flujos potenciales. Así pues, en aplicaciones prácticas en hidrodinámica los métodos BEM reciben el nombre de métodos de los paneles. Este método divide la superficie del buque en pequeños paneles, así cada uno de estos paneles cumple la ecuación de la Laplace del potencial de velocidades  $\nabla^2\phi = 0$ .

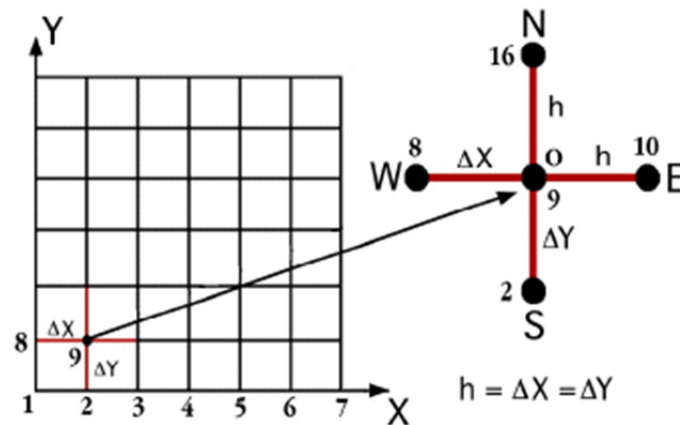


**Figura 5.14.** Método de los elementos de contorno (Fuente: Gutiérrez Romero, J. E., 2011, *Introducción a los CFD*, Presentación Prezi).

- **Método de las diferencias finitas (*Finite Difference Methods, FDM*)**

En este caso, el dominio fluido es discretizado en todos sus puntos. Así, las derivadas parciales son aproximadas mediante diferencias finitas, para posteriormente resolver un sistema de ecuaciones resultante. El error cometido por este tipo de métodos

puede llegar a ser importante. Así, cada vez, son menos utilizados, siendo sustituidos por métodos como los que se presentan en los siguientes puntos.



**Figura 5.15.** Método de las diferencias finitas (Fuente: Gutiérrez Romero, J. E., 2011, *Introducción a los CFD*, Presentación Prezi).

- **Método de los elementos finitos (*Finite Element Methods, FEM*)**

El método de los elementos finitos predomina fundamentalmente en los cálculos estructurales. En hidrodinámica el rol no es menos importante así que, presentemos muy escuetamente este método.

El MEF es un procedimiento de aproximación de problemas continuos en donde se divide el sistema en un número finito de partes (elementos), cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros, siendo la resolución del sistema completo, mediante el ensamblaje de los elementos, similar a un problema discreto.

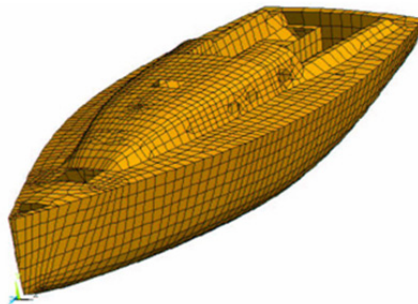
Para analizar el comportamiento de una estructura continua mediante el MEF se procede de la siguiente manera:

1. El continuo se divide, mediante líneas o superficies imaginarias, en un número de elementos
2. Se supone que los elementos están conectados entre sí mediante un número discreto de puntos, llamados nodos, situados en sus contornos. Los desplazamientos de estos nodos serán las incógnitas del problema, como ocurre en el análisis de estructuras.
3. Se elige un conjunto de funciones que definan de manera única el campo de fluido, dentro de cada 'elemento finito', en función de las condiciones de contorno.
4. A partir de aquí el problema se resuelve como un sistema discreto. Es decir, se ensamblan las matrices de cada elemento ( $A$ ), se imponen las condiciones de contorno ( $B$ ) y se resuelve el sistema de ecuaciones de equilibrio del campo fluido, con lo que se determinan los vectores velocidad, tensiones... ( $k$ ).

$$[A] \cdot [k] = [B]$$

Sin embargo, en hidrodinámica muchas de las asunciones tomadas para el cálculo elemental, así como las funciones elementales no pueden usarse para el cálculo del

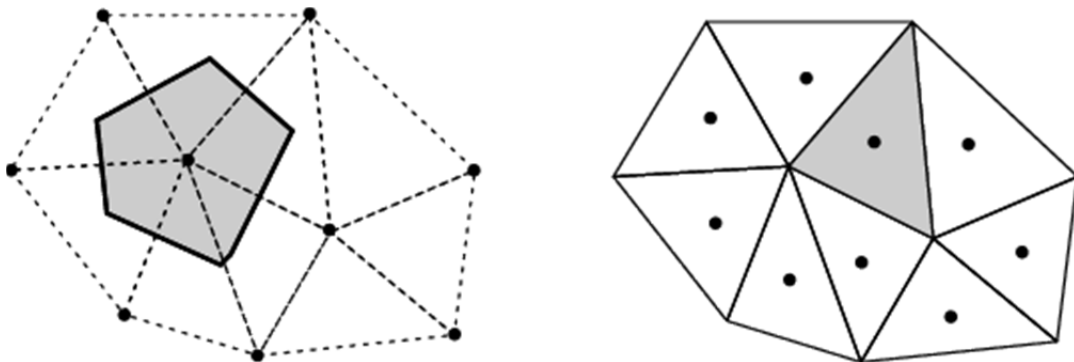
error en las integrales de la misma manera que en el método de Galerkin, con lo que método pierde elegancia.



**Figura 5.16.** Método de los elementos finitos (Fuente: Gutiérrez Romero, J. E., 2011, *Introducción a los CFD*, Presentación Prezi).

- **Método de los volúmenes finitos (*Finite Volume Methods, FVM*)**

Este método al igual que los métodos anteriores, es utilizado para la discretización tanto temporal como espacial del problema en cuestión. Sin embargo, éstos integran las ecuaciones de conservación de masa y de momentum sobre toda la celda antes de aproximar el valor en el nodo central. Así, se permite que el error cometido en la cara de salida se cancele con el error de la cara vecina, permitiendo la conservación de masa y momentum. Por ello muchos de los códigos comerciales emplean este método para la resolución de las ecuaciones.



**Figura 5.17.** Método de los volúmenes finitos (Fuente: Gutiérrez Romero, J. E., 2011, *Introducción a los CFD*, Presentación Prezi).

- **Métodos espectrales**

Los métodos espectrales utilizar el mismo enfoque general que el de diferencias finitas y métodos de elementos finitos sustituyendo las incógnitas de la ecuación que rige por series truncadas.

La diferencia es que, cuando los dos métodos utilizan aproximaciones locales, la aproximación método espectral es válida en todo el dominio. La aproximación es, ya sea por medio de series de Fourier truncada o por una serie de polinomios de Chebyshev. La discrepancia entre la solución exacta y la aproximación se aborda con un concepto similar al de residuos ponderados de los elementos finitos.



### Tipos de mallado

Dependiendo del tipo de problema se debe optar por un tipo de mallado u otro. Los tipos de mallado se pueden clasificar en varios grupos dependiendo de su distribución (estructurados, no estructurados, o multi-bloque), o según el tipo de elementos (triangulares, rectangulares, hexagonales, tetraédricos). A continuación se analizarán los diferentes tipos de mallado atendiendo a su distribución.

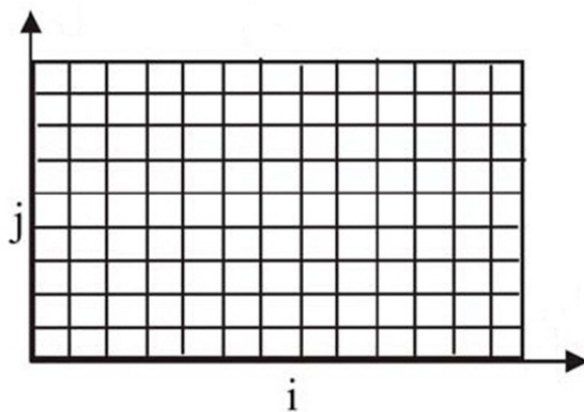
- **Mallado estructurado**

El mallado estructurado conduce a resoluciones más simples y rápidas de las ecuaciones de Navier Stokes. Además se requiere de menos memoria para el almacenamiento de las variables y la suavización y la ortogonalidad pueden ser controlados fácilmente.

Los métodos implícitos que utilizan la estructura del mallado estructurado son métodos de relajación lineal, relajación en el plano.

Sin embargo, el manejo de geometrías complicadas no es flexible, la adaptabilidad sólo es posible añadiendo o moviendo líneas de mallado (2D) o superficies de mallado (3D), lo cual no lo hace flexible. Además, el movimiento de contornos es difícil de manejar.

Debido a estas características, el mallado estructurado no se puede utilizar sólo, hay que utilizarlo en combinación con el mallado no estructurado. La opción por la que se suele optar es por un mallado multibloque.



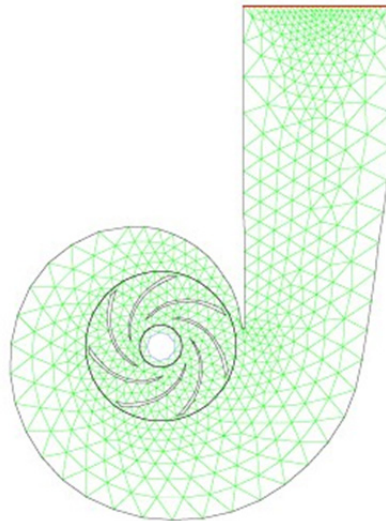
**Figura 5.20.** Ejemplo de mallado estructurado (Fuente: Gutiérrez Romero, J. E., 2011, *Introducción a los CFD*, Presentación Prezi).

- **Mallado no estructurado**

El mallado no estructurado ofrece flexibilidad para manejar geometrías complicadas, adaptabilidad y movimiento de contornos. La generación del mallado automática es más fácil, incluso para geometrías de tres dimensiones muy complicadas.

Sin embargo requiere mayor almacenamiento de variables y precisa un direccionamiento indirecto, las resoluciones son más complicadas en general y la exactitud es más baja, en general, debido a la falta de suavidad del mallado.

Debido a estas características, este mallado se tiene que usar necesariamente en zonas cercanas a la superficie del vehículo, ya que la geometría allí suele ser compleja y el programa no permite usar otro tipo de mallado.



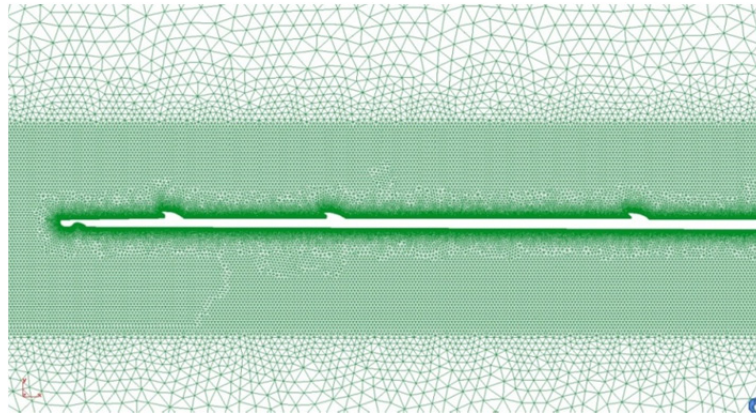
**Figura 5.21.** Ejemplo de mallado no estructurado (Fuente: Gutiérrez Romero, J. E., 2011, *Introducción a los CFD*, Presentación Prezi).

- **Mallado Multibloque**

En este tipo de mallado se combinan los dos mallados anteriores, aprovechando así los beneficios de ambos tipos de mallados, estructurados y no estructurados, hay varias formas de construir este mallado, dependiendo de que se utilicen elementos triangulares o cuadrangulares para las zonas de mallado no estructurado, la zona del mallado no estructurado utilizará siempre elementos triangulares o tetraedros dependiendo de que estemos en una superficie o un volumen. Para construir este tipo de malla hay que dividir las superficies y volúmenes previamente en zonas más pequeñas para así en cada una asignar la condición que se desee, es importante que la transición entre las zonas estructuras y no estructuradas sea suave, es decir, que no haya una gran variación del tamaño de los elementos entre zonas en contacto.

Con el mallado multibloque se pueden manejar geometrías más complicadas, lo que aumenta la flexibilidad en general, permite maneras fáciles de paralelizar en un multiprocesador y ahorra memoria en máquinas de secuencias.

Por el contrario, la generación de mallados es difícil (la forma de especificar los contornos entre bloques de forma adecuada exige alto grado de experiencia) y es todavía menos flexible que los mallados sin estructurar cuando existe movimiento de contornos.



**Figura 5.22.** Ejemplo de mallado multibloque (Fuente: Gutiérrez Romero, J. E., 2011, *Introducción a los CFD*, Presentación Prezi).

Para el modelo que se va a simular, se utilizará un mallado no estructurado con una malla fina y adaptable a formas complejas cerca del modelo y, en las zonas más alejadas del modelo, una malla menos densa donde no se necesita esta adaptabilidad y que ahorrará tiempo de cálculo a la vez que requiere menos memoria.

### Generación de la malla

Los programas CFD que emplean métodos FEM o FVM suelen estar formados por tres módulos: un preprocesador, un módulo de análisis o solución y un post-procesador. El preprocesador es el encargado de llevar a cabo el mallado del problema. Así, los mallados se pueden clasificar atendiendo a dos criterios: la forma de definir las fronteras del dominio y la conectividad entre los distintos puntos del mallado.

En cuanto a la forma de definir las fronteras, están los mallados conformes (no interpolan en la definición de la frontera) y los no conformes (que no definen la frontera real sino una aproximación numérica de la misma).

Atendiendo al criterio de estructura de los datos del mallado, existen dos métodos de generación de mallados que darían lugar a los dos tipos de mallados básicos: los estructurados y los no estructurados. En los mallados estructurados, los puntos se colocan siguiendo una red de familias de líneas coordenadas que permiten visualizar la relación entre unos y otros de forma directa. Este hecho simplifica mucho los algoritmos respecto a lo que sería un mallado no estructurado.

En cualquiera de los casos (estructurado o no estructurado), el mallado debe ajustarse a las fronteras de la región a estudiar de forma que las condiciones de contorno queden representadas con la mayor exactitud posible.

El mallado debe distribuirse localmente de la forma más regular posible, con variaciones suaves de su densidad. La densidad de un mallado se define como el número de puntos por unidad de superficie o volumen. La asignación del tamaño de los elementos generados en el paso del mallado es de importancia crítica y se realizará dependiendo de los resultados que quiera obtener. En la mayoría de los casos se asignarán valores de tamaño menor a la carena y determinadas partes de interés e irá aumentado el valor del tamaño de malla al alejarse de la carena. Los elementos demasiado grandes pueden conducir a los malos resultados, mientras que los elementos



demasiado pequeños pueden aumentar dramáticamente el tiempo de cómputo sin mejorar la calidad del resultado.

La mayor densidad del mallado se debe localizar donde se espere que las variaciones espaciales de la solución sean mayores y el mallado debería ajustarse dinámicamente a las variaciones de las variables en la solución del flujo.

Se pueden presentar una serie de dificultades en la generación de la malla como una excesiva distorsión de elementos. En el MEF se usan elementos básicos (uni, bi y tridimensionales) de formas sencillas (rectas, triángulos, rectángulos, cubos, etc.) que hay que transformar en otras formas de configuración más arbitraria.

Se pueden también mezclar de forma incorrecta distintos tipos de elementos (la mayoría de los programas de elementos finitos dan libertad completa al usuario en la elección de elementos en la malla, pero no todos los elementos son compatibles entre sí) además de realizar conexiones incorrectas entre elementos (para que haya convergencia en el MEF debe haber continuidad).

En el interior de los elementos la continuidad está asegurada, pero en la frontera entre elementos es el usuario el que debe conseguirla mediante una elección correcta de la malla, además de conocer la respuesta del elemento y las aproximaciones utilizadas en su formulación, teniendo en cuenta que los elementos lineales requieren mallas más finas que los cuadráticos, y éstos más que los cúbicos.

### Tamaño del elemento de malla

La asignación de los tamaños de malla se realizará dependiendo de los resultados que quiera obtener. En la mayoría de los casos se asignará valores de tamaño menor a la carena y determinadas partes de interés e irá aumentando el valor del tamaño de malla al alejarse de la carena.

Ya se ha dicho anteriormente que el tamaño de malla no puede ser ni demasiado pequeño, ni demasiado grande. Para hacer una estimación del rango en el que es recomendable que se encuentre el tamaño de malla utilizamos el número de Courant  $C$ , que tendrá un valor comprendido entre 0,1 y 0,01.

Resulta altamente recomendable que este valor no supere la cifra de  $C < 20 \cdot Cr$ , donde

$$C = \text{mín } C_i \qquad C_i = \frac{h_i}{2 v_i} \qquad (5.70)$$

siendo  $h_i$  el tamaño mínimodel elemento de malla  $i$  y  $v_i$  la velocidad local en el nodo  $i$ .

Se puede observar cómo la estimación de la  $h$  variará dependiendo de la estimación del número de Courant, luego será necesario hacer pruebas con diferentes mallados, es decir, con tamaños de los elementos de malla distintos de forma que el número de Courant se encuentre comprendido entre 0,1 y 0,01.

Tdyn ofrece diferentes métodos interpolatorios que nos permite un mallado de la superficie libre mejor:



Función geométrica	$h_i = h_0(1 + r + r^2 + r^3 + \dots + r^{n-1})$
Función exponencial	$h_i = e^{(r \cdot i + \ln h_0)}$
Función especial	$h_i = h_0(1 + i(1 + r(1 + r)i))$

donde  $h$  es el tamaño del elemento y  $r$  es el factor de crecimiento asignado.

El buque correrá a distintas velocidades; así pues, en teoría, esto debería hacer variar el tamaño de los elementos de malla de la superficie libre ( $h$ ) según las siguientes fórmulas:

$$h = \frac{\lambda}{20} \quad (5.71)$$

$$\lambda = 2 \pi L F r^2 \quad (5.72)$$

donde  $\lambda$  es la longitud de la ola asociada a una determinada velocidad y  $L$  es la eslora del buque.

#### 2.1.1.4.2 Discretización temporal

Para la discretización temporal se necesita establecer en el programa un tiempo de simulación adecuado, el cual se calcula de la siguiente forma:

$$T_{sim} = NOS \cdot \delta t, \quad (5.73)$$

donde  $NOS$  es el número mínimo de pasos y  $\delta t$  el incremento de tiempo.

Para que el resultado converja estos parámetros se deben seleccionar correctamente, buscando que el tiempo aproximado de simulación en los ensayos sea de unos 120 segundos.

El número mínimo de intervalos temporales ( $NOS$ ) vendrá dado por:

$$NOS \geq 1000 \cdot \delta t \cdot \frac{v}{L_F}, \quad (5.74)$$

donde  $\delta t$  es el incremento de tiempo,  $v$  es la velocidad y  $L_F$  la eslora de la flotación.

De todas formas siempre se debe comprobar la convergencia una vez finalizado el cálculo en el post-proceso.

El incremento de tiempo es el tiempo de cada paso de la simulación y será función del número de Courant. Normalmente se suele establecer entre valores situados:

$$0,01 < C < 0,1 \quad (5.75)$$

$$\delta t = C \cdot \frac{L_D}{v} \quad (5.76)$$

#### Número máximo de iteraciones (*Max. Iterations*)

Es el número máximo de iteraciones de los algoritmos no lineales de la solución del problema. Los valores recomendados se sitúan entre 3 y 10, dependiendo del valor de las normas de convergencia.



### **Pasos iniciales (*Initial steps*)**

Durante los primeros pasos iniciales se llevan algunos controles en los algoritmos para estabilizar el problema durante el inicio del problema. Se recomienda definir que los pasos iniciales sean de aproximadamente el 10% del *NOS* en el caso de no haber superficie libre, aunque en los ensayos se llegarán hasta valores del 30% por tener superficie libre.

Esta estabilización en los pasos iniciales se puede realizar mediante la velocidad (incrementado poco a poco la velocidad del flujo antes de empezar con el cálculo), el tiempo (va incrementando poco a poco el incremento de tiempo  $\delta t$  hasta llegar al incremento con el que se realizarán los cálculos) o una combinación de ambos.

#### **2.1.1.5 Selección del modelo de turbulencia adecuado**

Para la elección del modelo de turbulencia más adecuado hay que tener cuidado con las simulaciones simétricas, muchas veces se hace esto porque se reducen los tiempos de computación, sobre todo cuando la geometría es simétrica. Pero hay muchas aplicaciones para las que un modelo simétrico da soluciones asimétricas, por ejemplo la estela en un cilindro moviéndose a bajos números de Reynolds, conocido como vórtices de Von Karman. Esto puede ser un factor importante a la hora de predecir la forma de flujo más realista posible.

Además, para poder estudiar qué modelo se adapta mejor a cada situación, se necesita hacer un estudio y ver como varían los resultados con respecto al mallado. Debería simularse cada modelo de turbulencia con varios tamaños de malla y comprobar la sensibilidad de los resultados a este cambio.

Por otra parte se deberían estudiar varios modelos de turbulencia y comprobar la sensibilidad de los resultados a este cambio. Aún no hay modelo de turbulencia que pueda expandirse a todos los casos, el modelo de turbulencia a usar será diferente dependiendo de las características del flujo.

El modelo de turbulencia debe ser escogido para cada aplicación en concreto y se escogerá aquel que genere las predicciones más precisas, comparándolas con datos experimentales fiables de simulaciones parecidas.

Cuanto más complejo (y posiblemente más realista) sea el modelo, más fina deberá de ser la malla y esto acarreará mayores gastos. Por lo que normalmente en ingeniería se debe optar por el modelo que resulte más práctico.

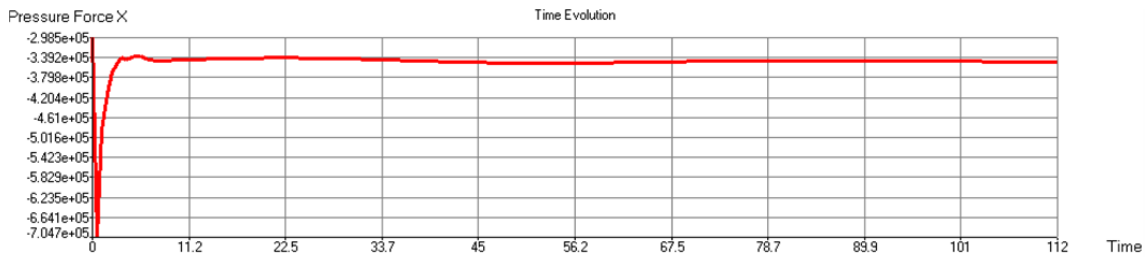
### **2.1.2 Cálculo**

Después de implementar el problema dentro del módulo de pre-proceso, el cálculo puede iniciarse desde dentro de este módulo.

La información correspondiente sobre la evolución de la resolución puede ser observada en cualquier momento del proceso, incluso si los cálculos no están terminados. Es posible cerrar el programa mientras se tiene un proceso en curso.

### 2.1.3 Post-proceso

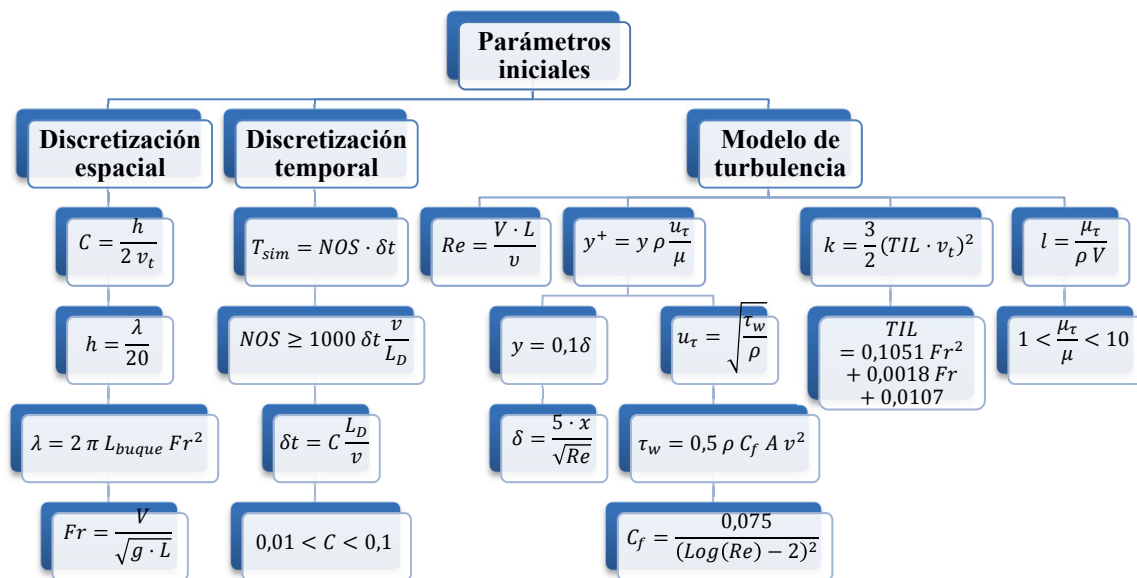
Cuando el proceso de cálculo de Tdyn ha terminado ya se está en disposición de visualizarse los resultados obtenidos (desde líneas de corriente hasta vídeos del problema en movimiento), permitiendo la exportación de los mismos para poder trabajarlos en otras plataformas. Lo primero que habrá que hacer es comprobar que las simulaciones convergen, es decir, que las diferentes componentes de la fuerza (viscosa y de presión) convergen gráficamente de forma asintótica, y, posteriormente, la distribución de presiones y velocidades así como los valores de la resistencia obtenidos.



**Figura 5.23.** Ejemplo de convergencia de las fuerzas de presión para la velocidad de 20 nudos (Fuente: Tdyn).

### 2.2 Resumen de parámetros

En este apartado se va a hacer un resumen de los parámetros necesarios a introducir en Tdyn. Los valores que se obtengan de estos parámetros son una primera aproximación y pueden variar si después de hacer varias simulaciones se obtienen resultados más próximos a la realidad, aunque no deberían diferenciarse mucho de los obtenidos con las fórmulas que se resumen a continuación. Para el cálculo de los parámetros se programará una hoja de cálculo para las distintas velocidades a las que se ensaye la carena.



**Figura 5.24.** Parámetros iniciales a introducir en Tdyn.

### 3. APLICACIÓN EN UN CASO PRÁCTICO

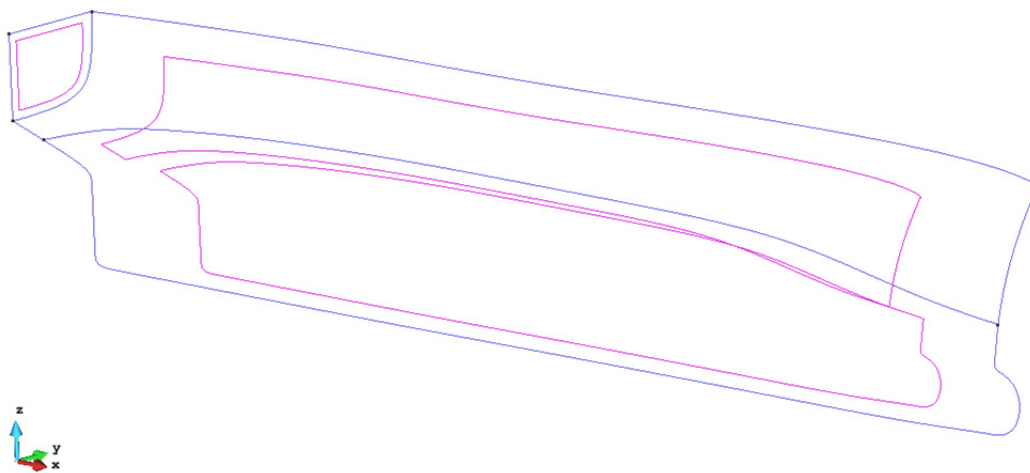
En este apartado se realizará una descripción de todos los pasos a seguir para llevar a cabo el estudio mediante la utilización de Tdyn aplicados al casco del buque arrastrero. Dichos ensayos se realizarán a distintos números de Froude correspondientes a las velocidades a las que faenará en las distintas condiciones de trabajo.

#### 3.1 Definición de la geometría

El primer paso a realizar es la generación de la geometría a ensayar. Para ello ya se dispone del casco del buque creado en el Capítulo III para la obtención de las características hidrostáticas.

Como el casco es simétrico sólo será necesario importar en Tdyn la mitad del mismo. Esto es así para simplificar los cálculos del programa, siendo más rápido y fácil ensayar una mitad que el casco completo. Dicha importación se realizará en formato del programa Rhinoceros debido a la compatibilidad entre ambos programas.

Una vez importada la mitad del casco en Tdyn se procede al corte del mismo con un plano a la altura de la flotación de proyecto, la cual era de 4 metros sobre el plano base. Este corte se podría haber realizado en Rhinoceros pero, como se comentó anteriormente, no es conveniente generar las superficies que van a definir el volumen de control con el programa elegido para la creación de la geometría (Rhinoceros), ya que complica el proceso de importación y puede comportar un mayor número de errores en la definición de las superficies.



**Figura 5.25.** Casco del buque dividido a una altura de 4 metros (Fuente: Tdyn).



### 3.1.1 Generación del volumen de control

El siguiente paso será la creación del volumen de control, la cual dependerá de la longitud de la geometría a analizar (en este caso de la eslora del buque), como ya se comentó anteriormente.

Primero se identificarán los puntos ‘extremos’ del corte entre el casco y el plano trazado al calado de flotación, los cuales definirán la eslora de la flotación del buque. Una vez definidos estos puntos se definirán los demás. Como ya se comentó, el tamaño del volumen de control para la manga y el calado el tamaño será de aproximadamente de un  $80\% \cdot L$ , aguas arriba (a proa) un  $70\% \cdot L$  respecto al punto ‘extremo’ de proa y aguas abajo (a popa) un  $140\% \cdot L$  respecto al punto ‘extremo’ de popa.

A continuación se muestra una tabla con las coordenadas de los puntos del volumen de control.

Punto	Coordenada		
	X (m)	Y (m)	Z (m)
1	-70	0	4
2	-70	40	4
3	-70	40	-40
4	-70	0	-40
5	80	0	4
6	80	40	4
7	80	40	-40
8	80	0	-40

Tabla 5.2. Coordenadas de los puntos que forman el volumen de control.

Lo siguiente que se hará es unir dichos puntos mediante líneas, sin olvidar los puntos ‘extremos’. Una vez que se han unido todos los puntos, el siguiente paso es la creación de superficies necesarias para luego crear el volumen de control.

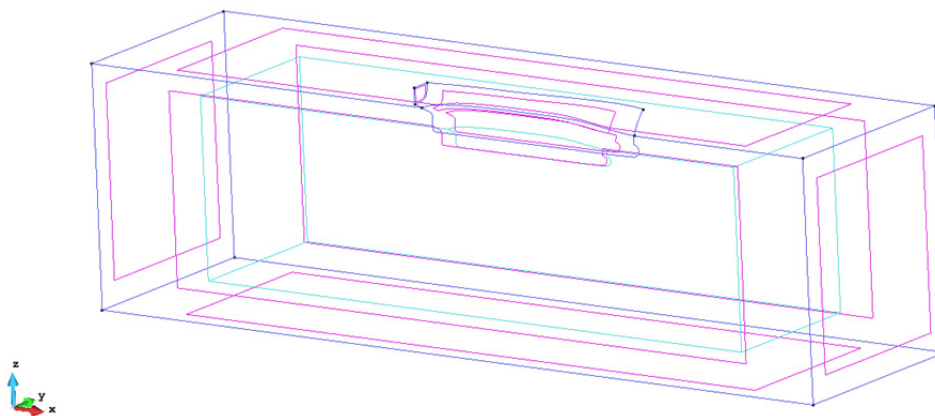


Figura 5.26. Volumen de control (Fuente: Tdyn).

A continuación la geometría y el volumen de control deben ser divididas en diferentes capas. Estas capas reducen la complejidad visual y facilita la visualización de los resultados obtenidos. Dichas capas son:

- Capa **Vol\_control**: Se asignará a esta capa el volumen de control.
- Capa **Sup\_vol**: Se asignarán a esta capa las superficies que forman el volumen de control.
- Capa **Sup\_mojada**: Se asignarán a esta capa las superficies del casco en contacto con el líquido.
- Capa **Sup\_libre**: Se asignará a esta capa la superficie que separa al casco en dos partes (la que está en contacto con el fluido y la que no).
- Capa **Obra\_muerta**: Se asignarán a esta capa las superficies y líneas del casco que no están en contacto con el fluido.

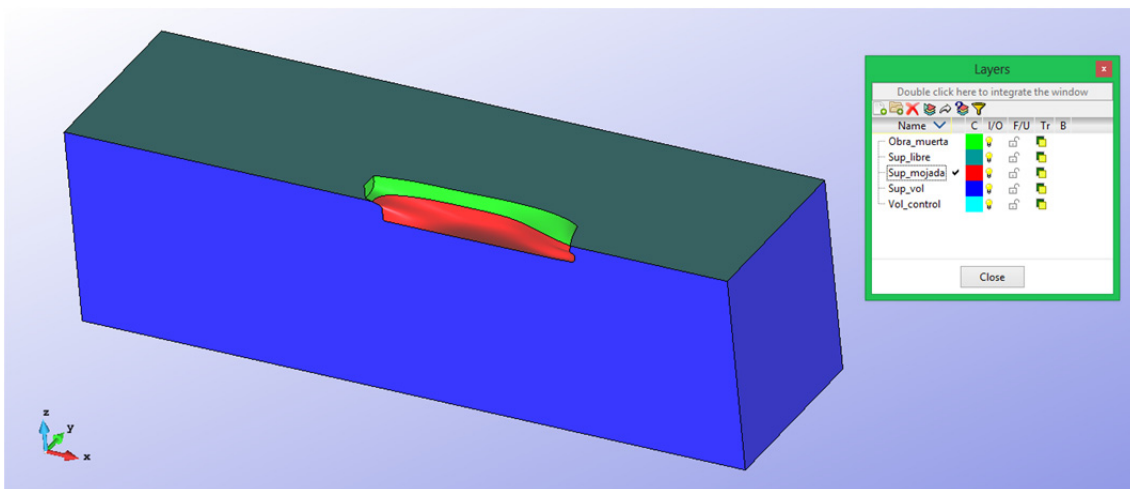


Figura 5.27. Identificación de las entidades geométricas en capas (Fuente: Tdyn).

## 3.2 Asignación de las condiciones de contorno

En este apartado se asignarán los campos de presiones y de velocidades, así como las condiciones de la capa límite, el tamaño de los elementos de malla, el tamaño de la superficie de control y el modelo de turbulencia.

### 3.2.1 Campo de presiones y de velocidades

Como ya se ha comentado anteriormente el buque avanza en la dirección del eje 'x' sin ninguna componente de velocidad en la dirección 'y' ni en la dirección 'z'. Para simular esto el fluido es el que se mueve en sentido opuesto al del avance del buque.

Por lo tanto, las velocidades en 'y' y en 'z' (las cuales se fijan en las paredes laterales y el fondo respectivamente) serán nulas, y la velocidad en 'x' (la cual se fija en la paredes de entrada) será igual y opuesta a la velocidad de avance del buque.

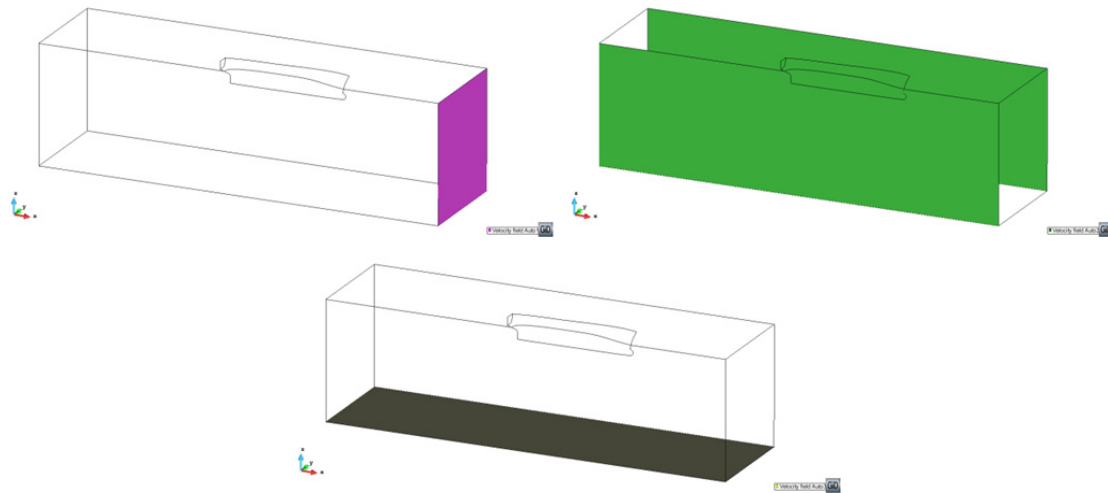


Figura 5.28. Campo de velocidades (Fuente: Tdyn).

En lo referente al campo de presiones, éste debe definirse en las líneas de salida, es decir, las últimas líneas aguas abajo de la superficie de control.

En este caso la presión en la línea de salida tendrá un valor fijo de 0 Pa ya que, como se trabaja con presiones relativas, si se fija la presión en un punto en 0 Pa, en realidad la se está fijando al valor de la presión atmosférica 101325 Pa.

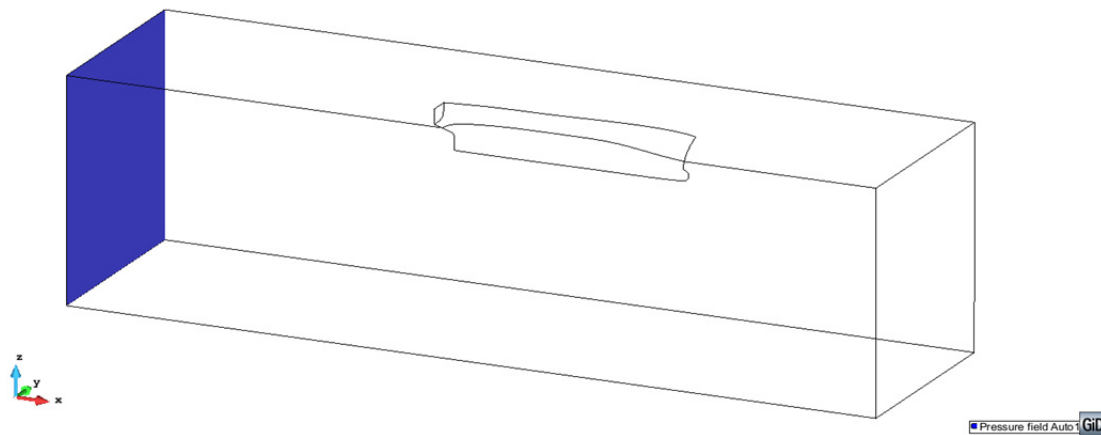


Figura 5.29. Campo de presiones (Fuente: Tdyn).

### 3.2.2 Condiciones de la capa límite

Anteriormente ya se habló acerca de la variedad de condiciones de capa límite que ofrece Tdyn. Las pruebas se realizarán para la máxima velocidad a ensayar, que será de 20 nudos, utilizando la condición  $Y^+$  Wall independientemente de que se utilice un tamaño u otro de malla, de superficie de control o que se modifique el modelo de turbulencia.

De cara al cálculo del espesor de la capa límite ( $\delta$ ) hace falta conocer el valor de ' $x$ ', que representaba longitud de flujo laminar que hay en la proa del buque y abarcaba unos valores comprendidos entre un 10 y un 30% de la eslora de la embarcación. Con la



ayuda de una página web dedicada a la mecánica de fluidos computacional ([www.cfd-online.com](http://www.cfd-online.com)), para cada una de las velocidades se ha obtenido el valor de dicho porcentaje, el cual se muestra a continuación.

Velocidad (nudos)	'x' (%)
3	16,5
5	16
10	15
15	13
17,5	12,8
20	12,5

**Tabla 5.3.** Valores de la longitud del flujo laminar 'x' para las distintas velocidades.

Como cabía esperar, cuanto mayor es la velocidad a la que se produce el ensayo menor es la zona de flujo laminar.

En la siguiente tabla se observan los valores de estos parámetros para una velocidad de 20 nudos, así como las características que se le han asignado al fluido en el que se han realizado los ensayos, el cual se trata de agua de mar.

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
Eslora (L)	44,879	m
Densidad ( $\rho$ )	1025	kg/m <sup>3</sup>
Temperatura (T)	15	°C
Viscosidad cinemática ( $\nu$ )	1,187E-06	m <sup>2</sup> /s
Viscosidad dinámica ( $\mu$ )	1,217E-03	kg/s·m
Velocidad	20	nudos
Velocidad	10,289	m/s
Número de Reynolds (Re)	3,889E+08	
Aceleración de la gravedad (g)	9,81	m/s <sup>2</sup>
Número de Froude (Fr)	0,490	
Superficie mojada (S)	286,274	m <sup>2</sup>
Ratio $\mu_t/\mu$	5	
Viscosidad turbulenta ( $\mu_t$ )	6,085E-03	kg/s·m
Intensidad turbulenta (TIL)	0,037	
Longitud de escala turbulenta (l)	5,770E-07	m
Coefficiente de fricción ( $C_f$ )	1,727E-03	
Tensiones de Reynolds ( $\tau$ )	2,682E+04	N
Velocidad con el esfuerzo en la pared (u)	0,302	m/s
Energía cinética turbulenta (k)	1,863E-04	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Espesor de la capa límite ( $\delta$ )	1,479E-03	m
y	1,479E-04	m
y <sup>+</sup>	37,668	

**Tabla 5.4.** Valores de los parámetros de turbulencia iniciales para 20 nudos.

### 3.2.3 Mallado

Como ya se comentó, la asignación del tamaño de los elementos generados en el paso del mallado es de importancia crítica. Se podría pensar que lo ideal sería usar el mayor número de elementos posibles ya que a más elementos se conduce a una solución más precisa. Sin embargo esto puede aumentar dramáticamente el tiempo de cómputo sin mejorar la calidad del resultado. Por el contrario los elementos demasiado grandes podrían conducir a los malos resultados

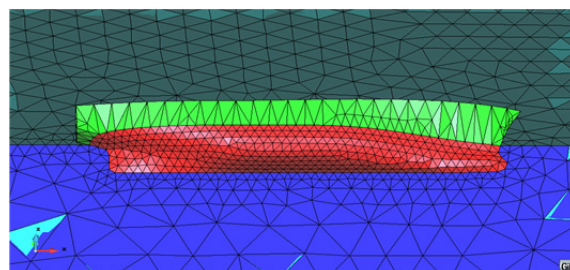
Para determinar qué tamaño de mallado es el ideal se hará un análisis de sensibilidad, es decir, se prueban diferentes tamaños de elementos de malla haciendo la malla cada vez más densa hasta que se observa que los resultados tienen una tendencia asintótica hacia un valor concreto. Además para comprobar que esta condición no depende del tipo de turbulencia escogido se han escogido diferentes modelos de turbulencia. Más adelante se escogerá el modelo de turbulencia más adecuado para resolver el problema.

Al igual que en el apartado anterior la velocidad del buque son 20 nudos. Se han escogido 5 tamaños de malla diferentes aplicados a 7 modelos de turbulencia con las siguientes características:

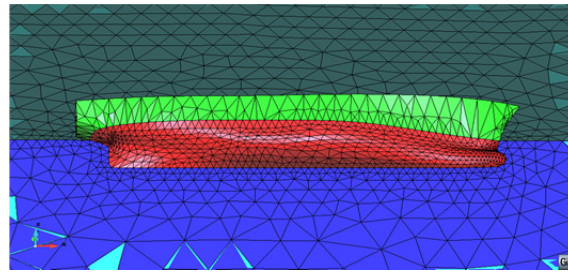
	Tamaño superficie mojada (m)	Tamaño superficie libre (m)	Tamaño máximo (m)	Crecimiento	Nº de Elementos
<b>MALLA 1</b>	1	3,4	5	0,6	27127
<b>MALLA 2</b>	0,8	3	5	0,5	32494
<b>MALLA 3</b>	0,6	2,5	5	0,4	49840
<b>MALLA 4</b>	0,4	2	5	0,3	98058
<b>MALLA 5</b>	0,2	1,5	5	0,3	247797

**Tabla 5.5.** Características de los distintos mallados empleados en el análisis de sensibilidad.

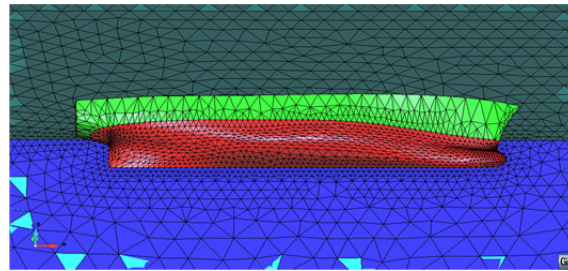
En las siguientes imágenes se puede observar la diferencia entre los diferentes mallados.



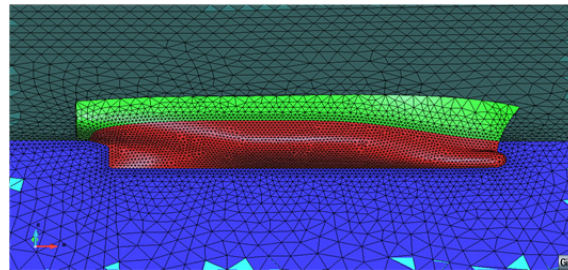
a)



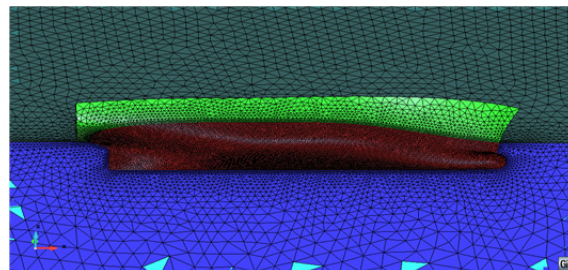
b)



c)



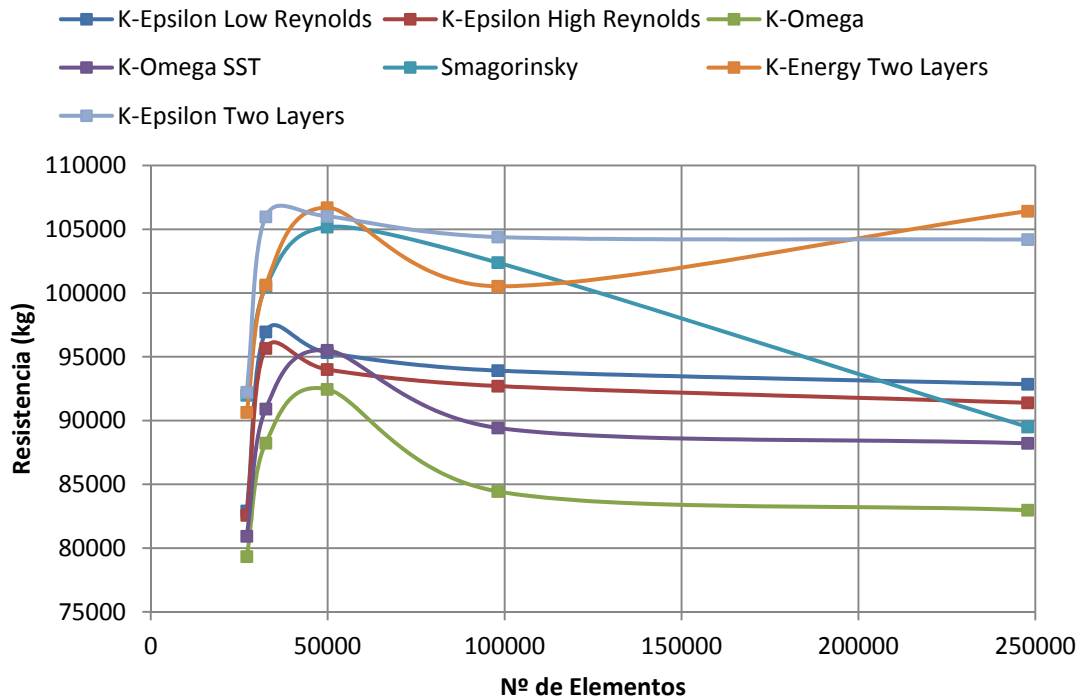
d)



e)

**Figura 5.30.** Comparación entre los diferentes mallados (Fuente: Tdyn).

Para cada modelo con cada una de las mallas se han obtenido unos valores de la resistencia en función del número de elementos.



**Gráfica 5.1.** Comparación de los distintos modelos de turbulencia empleados en el análisis de sensibilidad.

Se puede apreciar que los resultados varían mucho conforme se añaden elementos, pero que llegado un punto estos resultados se estabilizan (a partir de unos 150000 elementos). Se observa además que para unos modelos de turbulencia los resultados convergen más rápidamente que para el modelo de Smagorinsky y el de K-Energy Two Layers.

Para el mallado número 4 (aproximadamente 100000 elementos) todavía no se ha alcanzado dicha estabilidad en los resultados y para mallados más densos que el del mallado 5 se obtendrían unos resultados similares al del mismo pero con un gasto computacional mucho mayor sin necesidad. Es por esto que se escogerá el mallado 5 para los ensayos.

### 3.2.4 Modelo de turbulencia

Una vez seleccionado el tamaño de los elementos que componen la malla es momento de seleccionar el modelo de turbulencia.

Como ya se ha comentado habrá que probar entre los diferentes modelos de turbulencia que incluye Tdyn. Tras la prueba de los diferentes modelos, como no se dispone de resultados experimentales para la comprobación de la idoneidad de cada uno de ellos, se hará la comparación con los resultados obtenidos tras la aplicación de los métodos de predicción estadística del Capítulo IV.

Pero no sólo habrá que fijarse en los valores de resistencia obtenidos, sino que también hay que fijarse en la distribución de las fuerzas del casco, ya que a medida que la velocidad crece la resistencia de presión también lo hace, mientras que la que tiene su

origen en la viscosidad lo hace en menor proporción, por lo que la resistencia de origen viscoso debe ser mucho menor que la resistencia de presión. Además se tendrá en cuenta la estabilidad de los resultados según el aumento del número de elementos de malla.

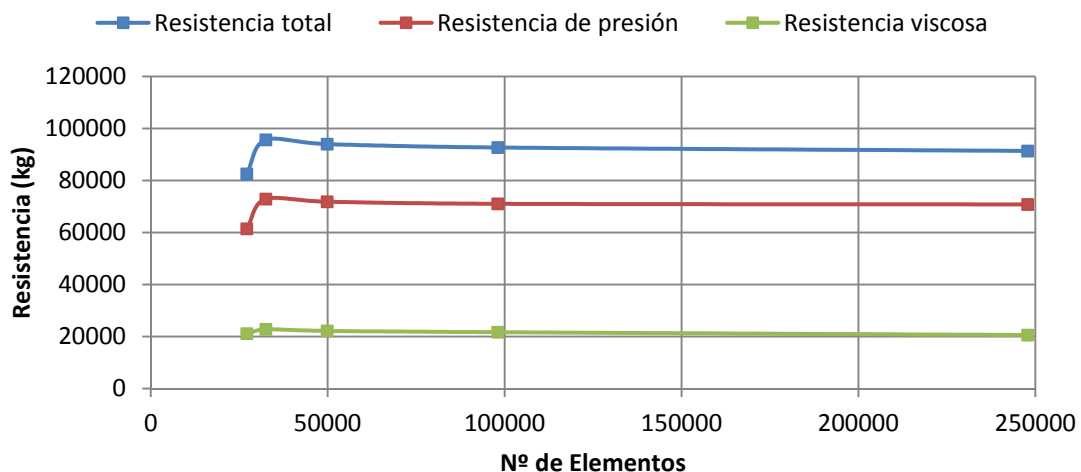
A continuación se van a analizar los resultados obtenidos con 7 modelos de turbulencia distintos.

### I. K-Epsilon High Reynolds

El modelo K-Epsilon High Reynolds es el más extendido en ingeniería. Es un modelo con dos ecuaciones  $k - \epsilon$  para flujos turbulentos con integración del contorno y con elevada precisión para turbulencias altas, pero con falta de fiabilidad si el número de Reynolds es menor de  $10^6$  (ya que los números de Reynolds comprendidos entre  $10^3$  y  $10^6$  corresponden con la zona de transición entre flujo laminar y turbulento).

Para el caso del casco ensayado este modelo de turbulencia obtiene buenos resultados ya que la resistencia obtenida se acerca a los valores obtenidos mediante la estimación hecha con los métodos de predicción estadística en el Capítulo IV, aunque un poco superiores a los mismos.

Además la distribución de resistencia de presión y viscosa es la que cabría esperar con una resistencia de presión mucho mayor que la resistencia viscosa, presentando también una buena estabilidad donde se puede ver que el resultado casi no varía entre los dos últimos tipos de malla.



Gráfica 5.2. Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Epsilon High Reynolds.

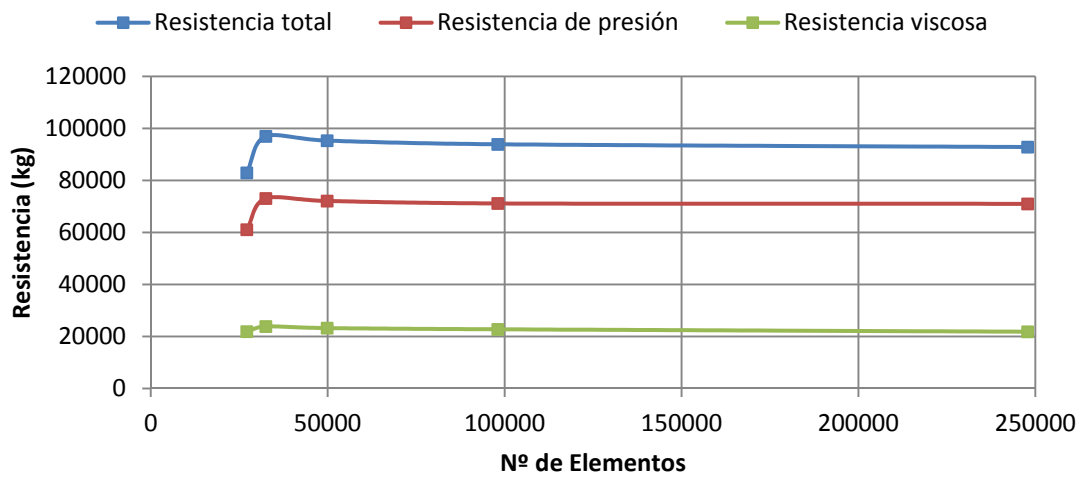
### II. K-Epsilon Low Reynolds

El modelo K-Epsilon Low Reynolds es un modelo con dos ecuaciones  $k - \epsilon$  para flujos turbulentos similar al anterior pero con una fiabilidad mayor en zonas de transición.

Para el caso del casco ensayado este modelo de turbulencia obtiene unos resultados un poco superiores a los del modelo de turbulencia anterior. En este caso



también la distribución de resistencia de presión y viscosa es la que cabría esperar y tiene una buena convergencia.

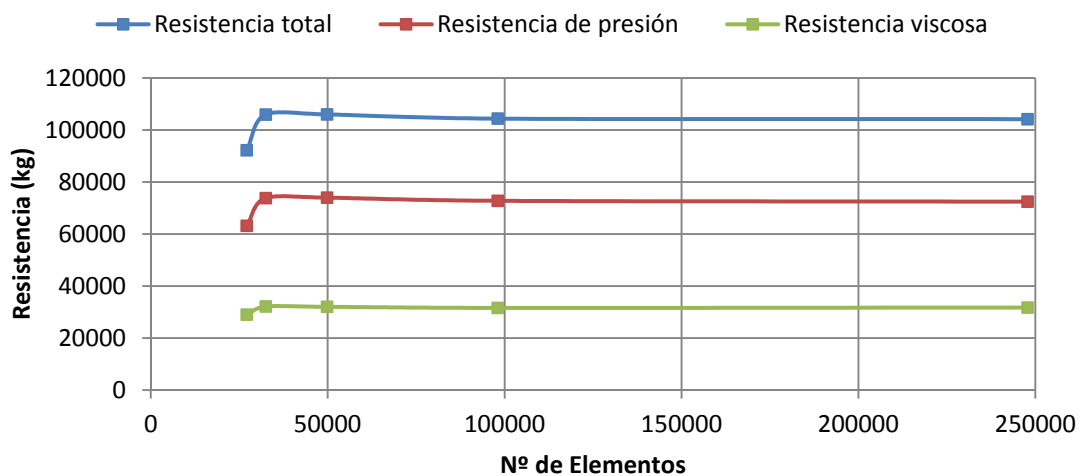


Gráfica 5.3. Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Epsilon Low Reynolds.

### III. K-Epsilon Two Layers

El modelo K-Epsilon Two Layers es un modelo con dos ecuaciones  $k - \epsilon$  como el anterior para número de Reynolds medios y altos, pero con un rango de aplicación bastante más amplio y con la diferencia que con sus expresiones se tiene a disposición un gran número de contornos de fluido disponibles para su implementación.

Aunque presenta una buena estabilidad, para el caso ensayado este modelo de turbulencia no obtiene buenos resultados ya que la resistencia obtenida es bastante superior a los valores obtenidos mediante la estimación hecha con los métodos de predicción estadística.



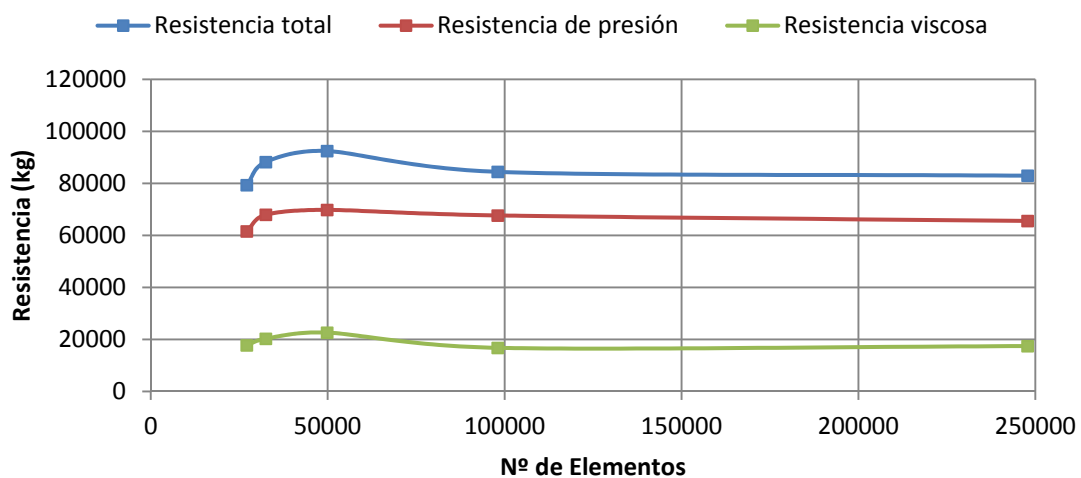
Gráfica 5.4. Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Epsilon Two Layers.

#### IV. K-Omega

El modelo K-Omega es un modelo de dos ecuaciones  $k - \omega$  para flujos turbulentos con integración del contorno de fluido a la pared. El modelo implementado está basado en la descripción hecha por Wilcox [5] con algunas modificaciones para ser usado con diferentes condiciones en los límites de la pared.

Para el caso ensayado este modelo de turbulencia obtiene muy buenos resultados al obtener la resistencia más próxima a los valores obtenidos mediante los métodos de predicción estadística de entre los otros modelos de turbulencia empleados.

En cuanto a la distribución de resistencias la resistencia de presión es mayor que la resistencia viscosa, lo que se ajusta a lo predecible, presentando además una buena convergencia.

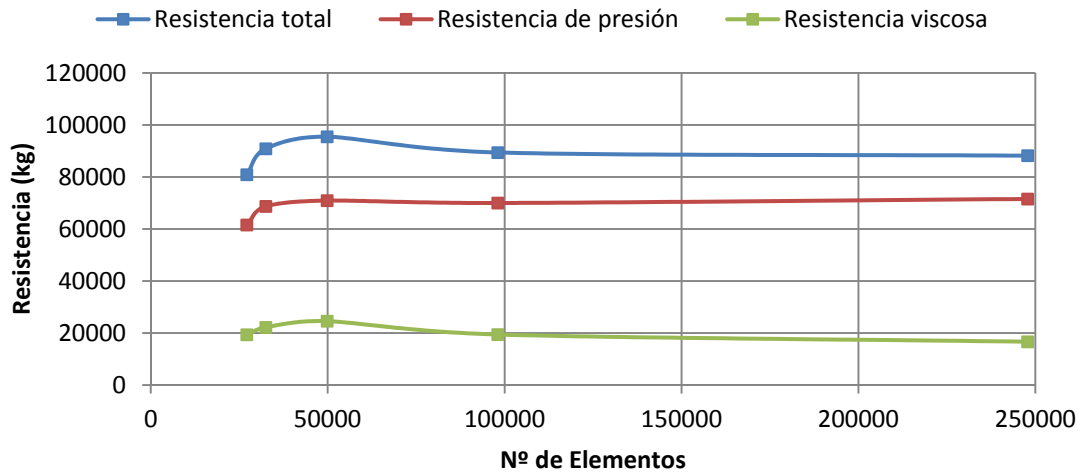


Gráfica 5.5. Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Omega.

#### V. K-Omega SST

El modelo K-Omega SST es un modelo con dos ecuaciones combinadas en una expresión que se obtiene a partir de las ecuaciones de energía y de disipación  $k - \varepsilon$ , mientras que la otra ecuación se obtiene del modelo  $k - \omega$ , es decir, utiliza las propiedades de los modelos  $k - \omega$  cerca de la pared y gradualmente mezclándolo con el modelo  $k - \varepsilon$  conforme se aleja de ella, solucionando el problema de la sensibilidad al valor de  $\omega$  sin perder los buenos resultados que ofrece  $k - \omega$  cerca de la pared, pudiendo ser usado para todo tipo de contorno fluido.

Para el caso del casco ensayado este modelo de turbulencia obtiene unos resultados similares a los obtenidos con el modelo K-Epsilon High Reynolds. Además la distribución de resistencia de presión y viscosa es aceptable, presentando también una buena estabilidad.



Gráfica 5.6. Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Omega SST.

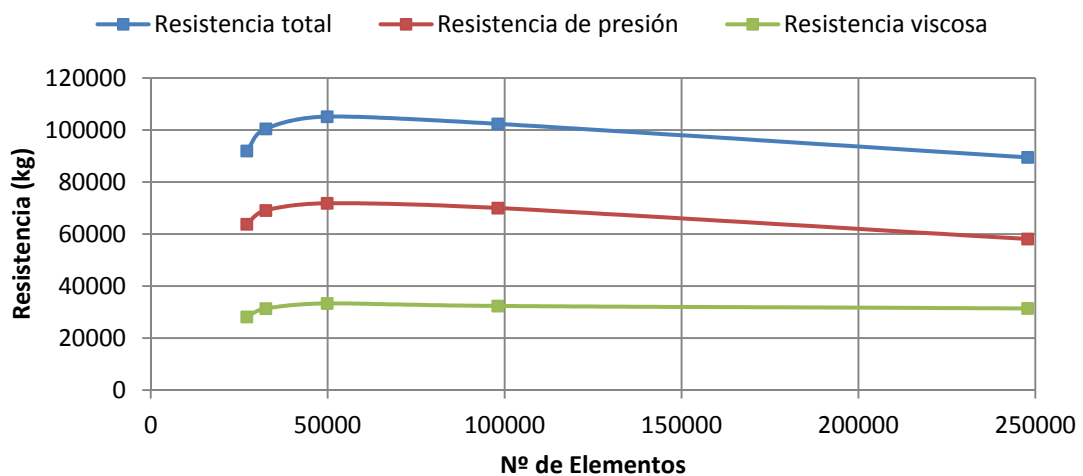
## VI. Smagorinsky

Este modelo ofrece una resolución de la turbulencia mediante el modelo *Large Eddy Simulation*. La implementación incluye una amortiguación de la viscosidad turbulenta en la capa límite.

Así en este modelo se calculan los remolinos de manera independiente mediante simulaciones dependientes del tiempo que ‘filtran’ esos remolinos. Esta filtración consiste simplemente en la manipulación de las ecuaciones de Navier-Stokes y borrar los remolinos más pequeños de una manera prefijada por la malla.

Este modelo de turbulencia no presenta convergencia, necesitando una malla muy densa, posiblemente si se redujese aún más el tamaño de malla se obtendrían buenos resultados pero con un coste computacional mucho más elevado.

Además, aunque la resistencia de presión sólo es del orden del doble de la resistencia viscosa cuando quizá cabría esperar que la resistencia de presión fuese algo mayor en proporción.

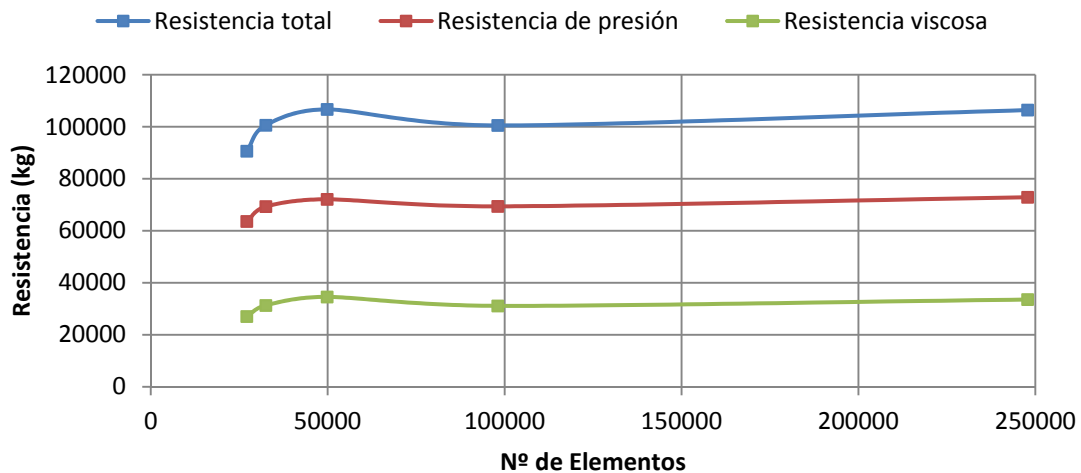


Gráfica 5.7. Curvas de resistencia del modelo de turbulencia Smagorinsky.

## VII. K-Energy Two Layers

El modelo K Energy Two Layers es un modelo de una ecuación de Prandtl ( $k$ ) para flujos turbulentos con integración en la pared, donde la longitud de escala turbulenta ( $l$ ) viene dada por el campo *Elen Field*. La implementación de este modelo incluye una amortiguación de la viscosidad turbulenta en la zona de la capa límite.

Al igual que con el modelo anterior no se presenta una estabilidad en los resultados, los cuales son demasiados elevados respecto a los estimados, y la distribución de resistencias tampoco es la esperada.



Gráfica 5.8. Curvas de resistencia del modelo de turbulencia K-Energy Two Layers.

Concluyendo, se usarán los modelos de turbulencia K-Epsilon Low Reynolds, K-Epsilon High Reynolds, K-Omega y K-Omega SST para el cálculo de la resistencia debido a los resultados obtenidos con los métodos de predicción del Capítulo IV para 20 nudos, a la estabilidad en los resultados entre los dos últimos mallados y a la distribución de resistencia de presión y viscosa. Posteriormente, cuando se realice el cálculo de la resistencia al avance y se comparen los resultados obtenidos con los de los métodos de predicción estadística para las distintas velocidades, se descartarán 3 de estos modelos. El modelo de turbulencia que más se acerque a los resultados será el que se use para la distribución de presiones y velocidades y los cortes para la obtención del perfil de olas.

A continuación se muestran los valores de los parámetros de turbulencia calculados para los ensayos a distintas velocidades.



PARÁMETRO	VALOR					UNIDAD
Eslora (L)	44,879	44,879	44,879	44,879	44,879	m
Densidad ( $\rho$ )	1025	1025	1025	1025	1025	kg/m <sup>3</sup>
Temperatura (T)	15	15	15	15	15	°C
Viscosidad cinemática ( $\nu$ )	1,187E-06	1,187E-06	1,187E-06	1,187E-06	1,187E-06	m <sup>2</sup> /s
Viscosidad dinámica ( $\mu$ )	1,217E-03	1,217E-03	1,217E-03	1,217E-03	1,217E-03	kg/s·m
Velocidad	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>15</b>	<b>20</b>	nudos
Velocidad	1,54335	2,57225	5,1445	7,71675	10,289	m/s
Número de Reynolds (Re)	5,834E+07	9,723E+07	1,945E+08	2,917E+08	3,889E+08	
Aceleración de la gravedad (g)	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	m/s <sup>2</sup>
Número de Froude (Fr)	7,355E-02	1,226E-01	0,245	0,368	0,490	
Superficie mojada (S)	286,2735	286,2735	286,274	286,274	286,274	m <sup>2</sup>
Ratio $\mu\tau/\mu$	5	5	5	5	5	
Viscosidad turbulenta ( $\mu\tau$ )	6,085E-03	6,085E-03	6,085E-03	6,085E-03	6,085E-03	kg/s·m
Intensidad turbulenta (TIL)	0,011401014	0,012500153	0,017	0,026	0,037	
Longitud de escala turbulenta (l)	3,85E-06	2,30795E-06	1,154E-06	7,693E-07	5,770E-07	m
Coefficiente de fricción (Cf)	2,256E-03	2,092E-03	1,896E-03	1,794E-03	1,727E-03	
Tensiones de Reynolds ( $\tau$ )	788,361	2030,626	7,364E+03	1,568E+04	2,682E+04	N
Velocidad con el esfuerzo en la pared (u)	0,052	0,083	0,158	0,231	0,302	m/s
Energía cinética turbulenta (k)	5,2384E-07	1,62199E-06	1,147E-05	5,243E-05	1,863E-04	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Espesor de la capa límite ( $\delta$ )	4,848E-03	3,641E-03	2,414E-03	1,642E-03	1,479E-03	m
y	4,848E-04	3,641E-04	2,414E-04	1,642E-04	1,479E-04	m
y+	21,163	25,511	32,204	31,973	37,668	

Tabla 5.6. Valores de los parámetros de turbulencia para las distintas velocidades.



En lo referente a la discretización espacial, el tamaño de los elementos de malla en el casco es de 0,2 metros. Este valor se ha obtenido probando de forma que el número de Courant se encontrara entre  $0,01 < C < 0,1$ , como se puede comprobar a continuación.

PARÁMETRO	VALOR					UNIDAD
	3	5	10	15	20	
Velocidad	3	5	10	15	20	nudos
Tamaño de malla del casco (h)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	m
Cr min	0,065	0,039	0,019	0,013	0,010	
Número de Courant (C)	0,065	0,039	0,019	0,013	0,010	

**Tabla 5.7.** Valores iniciales de los parámetros referentes a la discretización espacial para las distintas velocidades.

En cuanto a la discretización temporal hay que recordar que los valores del incremento de tiempo y del número mínimo de pasos obtenidos serán modificados de forma que el tiempo de simulación ronde los 120 segundos, por lo que los valores de los parámetros son los siguientes:

PARÁMETRO	VALOR					UNIDAD
	3	5	10	15	20	
Velocidad	3	5	10	15	20	nudos
Incremento de tiempo ( $\delta t$ )	1,884	0,678	0,170	0,075	0,042	s
Número mínimo de pasos ( $NOS_{min}$ )	647,941	388,765	194,382	129,588	97,191	
Número final de pasos ( $NOS_f$ )	2500	1500	1500	1500	2000	
Incremento de tiempo final ( $\delta t_f$ )	0,05	0,075	0,075	0,075	0,065	s
Tiempo de simulación (Tsim)	125	112,5	112,5	112,5	130	s
Pasos iniciales	500	500	500	500	500	

**Tabla 5.8.** Valores de los parámetros referentes a la discretización temporal para las distintas velocidades.

En lo referente al perfil de olas, se han realizado diversos cortes a distintas distancias proporcionales a la manga ( $B$ ) del arrastrero respecto a crujía. Estas distancias vienen reflejadas en la siguiente tabla.

0,25 B	0,5 B	0,75 B	B	1,25 B	1,5 B	2 B	2,5 B
(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)
2,5	5	7,5	10	12,5	15	20	25

**Tabla 5.9.** Valores de las distancias de los cortes para la obtención del perfil de olas respecto a crujía.



### 3.3 Visión, análisis y comparación de resultados

Una vez seleccionadas las condiciones de contorno se procede a realizar las simulaciones con los 4 modelos anteriores para obtener los valores de las resistencias de presión y viscosa.

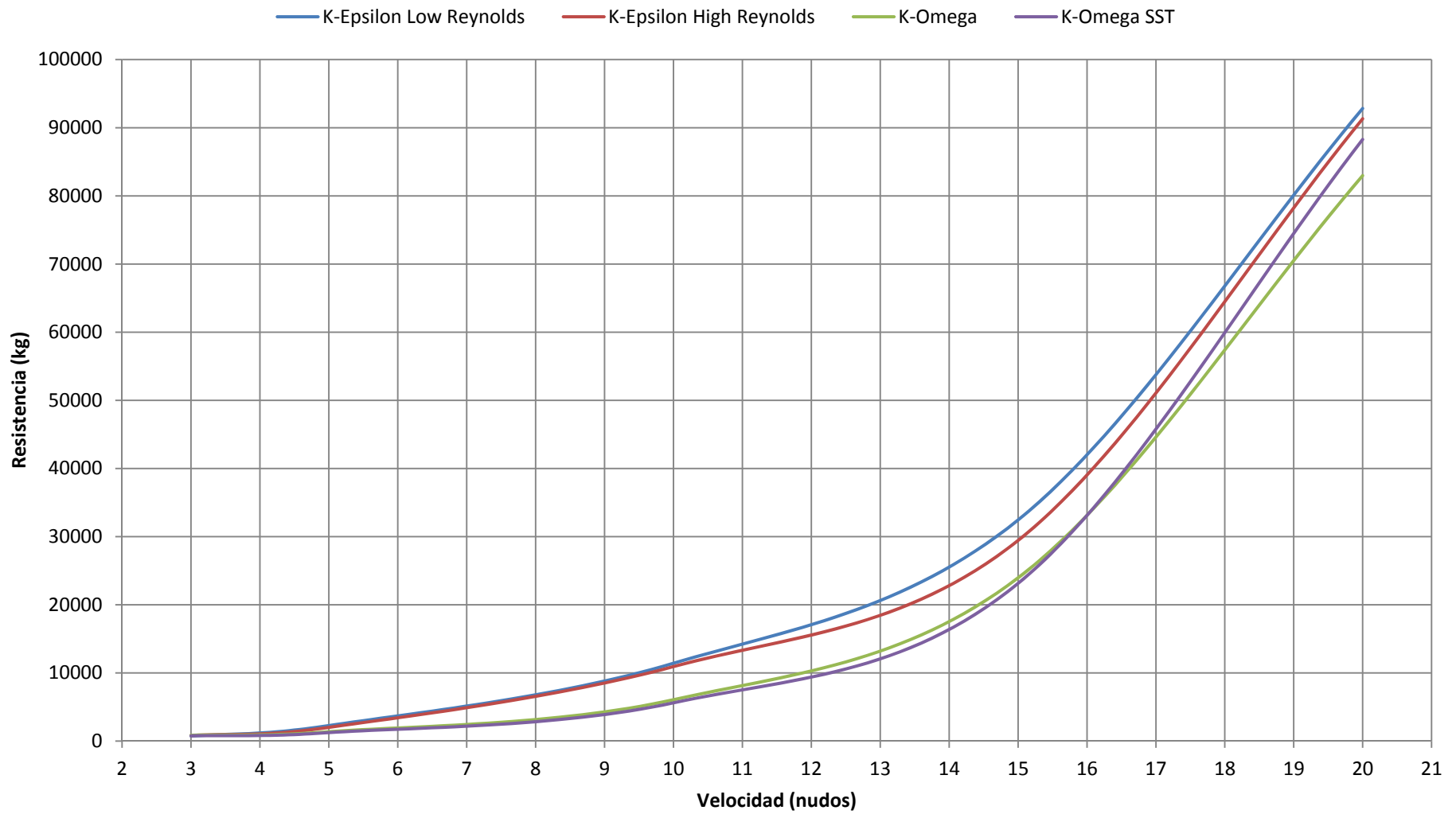
Tras cada simulación se ha comprobado la convergencia de los resultados pero, debido a la gran cantidad de ensayos, no se van a colocar las figuras de cada una de las gráficas. Otro aspecto a comentar es que no se han tomado los resultados concretos ofrecidos por Tdyn, sino que se ha tomado el valor al cual según las gráficas de la resistencia de presión y la resistencia viscosa convergía de forma asintótica a lo largo del ensayo (ya que el valor va oscilando continuamente).

Velocidad (nudos)	K-Epsilon Low Reynolds			K-Epsilon High Reynolds		
	Presión (N)	Viscosa (N)	TOTAL (kg)	Presión (N)	Viscosa (N)	TOTAL (kg)
3	1075	2370	702,345	1250	2000	662,589
5	4500	6700	2283,384	4100	5800	2018,349
10	26000	30000	11416,922	25800	27850	10937,819
15	98500	60650	32446,483	89000	55400	29439,348
20	348300	107000	92823,649	347000	100900	91314,985

Velocidad (nudos)	K-Omega			K-Omega SST		
	Presión (N)	Viscosa (N)	TOTAL (kg)	Presión (N)	Viscosa (N)	TOTAL (kg)
3	350	3900	866,463	300	3500	774,720
5	1750	5000	1376,147	1700	4420	1247,706
10	9800	20300	6136,595	9900	17650	5616,718
15	75500	42000	23955,148	75500	38000	23139,653
20	321500	85500	82976,555	351000	82000	88277,268

**Tabla 5.10.** Valores de la resistencia para los distintos modelos de turbulencia seleccionados.



Gráfica 5.9. Comparación de las resistencias obtenidas por los distintos modelos de turbulencia seleccionados.





Como se puede observar los valores obtenidos por los modelos K-Epsilon son superiores a los obtenidos por los K-Omega. Entre estos últimos los resultados son prácticamente similares, sin embargo, para 20 nudos la diferencia entre las resistencias totales (unos 5000 kg aproximadamente) es superior a las del resto de velocidades.

Como ya se comentó anteriormente los resultados obtenidos se deberían comparar con datos experimentales pero, al no disponer de ellos, se escogerá aquel modelo que más se acerque a los valores hallados por medio de los métodos de predicción estadísticos. Atendiendo a este criterio el modelo escogido sería el K-Omega. Aun así los valores obtenidos por este modelo son algo elevados ya que también es posible que haya cierto trimado dinámico y, como resultado, genere una disminución de la resistencia viscosa o de presión, que haga que los resultados sean superiores a los esperados.

Sin embargo, posteriormente se han comprobado la distribución de presiones y la de velocidades, así como los perfiles de ola, y se ha observado que el modelo que ofrece unas distribuciones más coherentes es el K-Epsilon High Reynolds.

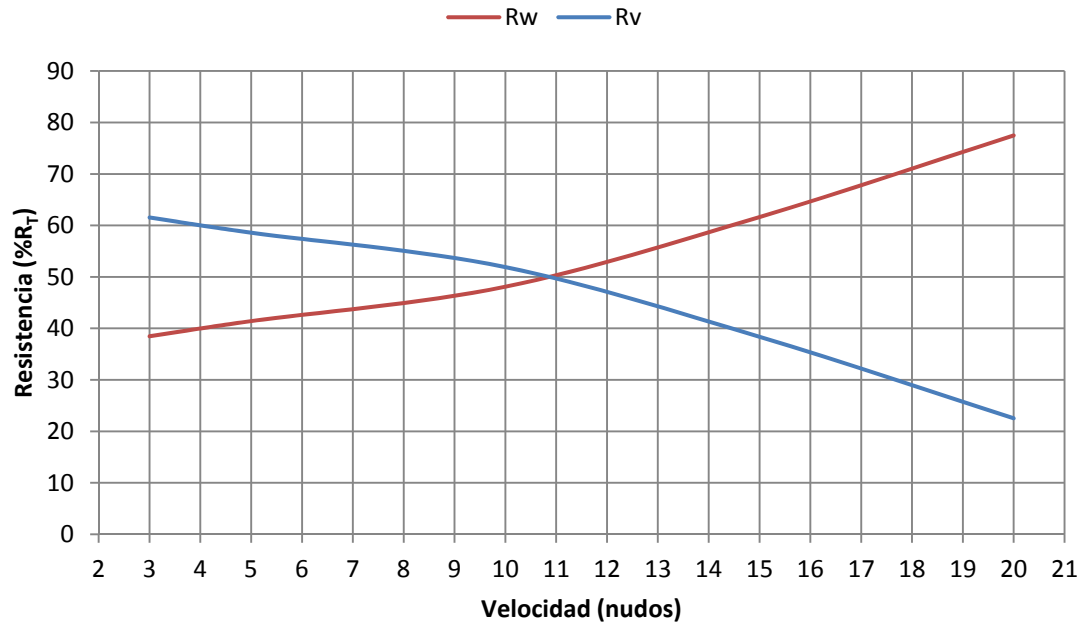
Es por esta última razón que, aunque las resistencias obtenidas con este último modelo sean bastante superiores a las de los métodos de predicción estadística, se utilizará este modelo de turbulencia.

Como se comentó en el Capítulo I, la magnitud relativa de cada una de las componentes de la resistencia al avance de un barco depende de la velocidad a la que se navega y de las formas de la carena.

Para valores pequeños de la velocidad la resistencia ocasionada por la viscosidad predomina sobre la resistencia por formación de olas, llegando la resistencia viscosa a ser aproximadamente un 61,5% de la resistencia total. A medida que la velocidad crece la resistencia por formación de olas también lo hace, mientras que la que tiene su origen en la viscosidad lo hace en menor proporción. Cuando la velocidad llega a ser suficientemente alta, el valor que toma la resistencia debida a la formación de olas es tan alto que llega a ser un 77,5% respecto de la resistencia total.

<b>Velocidad</b> <b>V</b> <b>(nudos)</b>	<b>Viscosa</b> <b>R<sub>v</sub></b> <b>(%R<sub>T</sub>)</b>	<b>Olas</b> <b>R<sub>w</sub></b> <b>(%R<sub>T</sub>)</b>
<b>3</b>	61,538	38,462
<b>5</b>	58,586	41,414
<b>10</b>	51,911	48,089
<b>15</b>	38,366	61,634
<b>20</b>	22,527	77,473

**Tabla 5.11.** Valores de la resistencia viscosa y por formación de olas respecto a la resistencia total.



Gráfica 5.10. Curvas de la resistencia viscosa y por formación de olas respecto a la resistencia total.

A continuación se muestran las distribuciones de presiones y velocidades y los perfiles de ola para el modelo K-Epsilon High Reynolds para los ensayos a las distintas velocidades.

Para el ensayo a 3 nudos debido a que el modelo anterior presentaba problemas de convergencia se ha empleado el modelo de turbulencia ILES, el cual es un modelo LES (*Large Eddy Simulation*), basado en formulación FIC (*Finite Increment Calculus*). Este tipo de técnicas numéricas reducen la complejidad de las ecuaciones de gobierno considerando sólo parte de los efectos turbulentos del flujo. Se estudia el intercambio energético entre las denominadas ‘fluctuaciones de gran escala’ y se simula el efecto de las pequeñas escalas de la turbulencia.

El Método de Cálculo Finito (FIC) se basa en realizar el balance de flujos en un dominio fluido de tamaño finito. Esto introduce naturalmente términos adicionales en las clásicas ecuaciones diferenciales de momentum y balance de masa de mecánica de fluidos infinitesimal, que son funciones de las dimensiones de longitud característica relacionada con el tamaño del elemento en el problema discretizado.

El modelo ILES implementa los términos de estabilización de la matriz introducidos por la formulación FIC/FEM que permite modelar de forma precisa flujos de alto número de Reynolds. El modelo implementado en Tdyn incluye una corrección para aumentar la precisión en la resolución de la capa límite.

### Distribución de presiones a 3 nudos

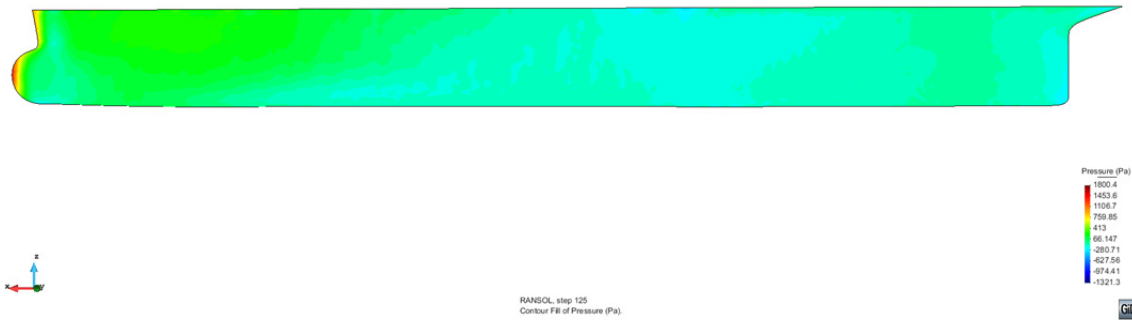


Figura 5.31. Distribución de presiones en el casco a 3 nudos (Fuente: Tdyn).

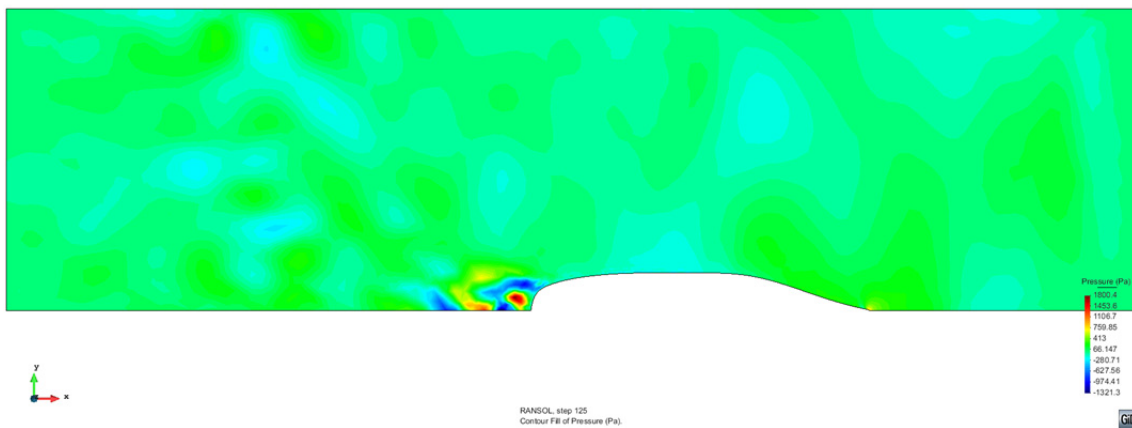


Figura 5.32. Distribución de presiones en la superficie libre a 3 nudos (Fuente: Tdyn).

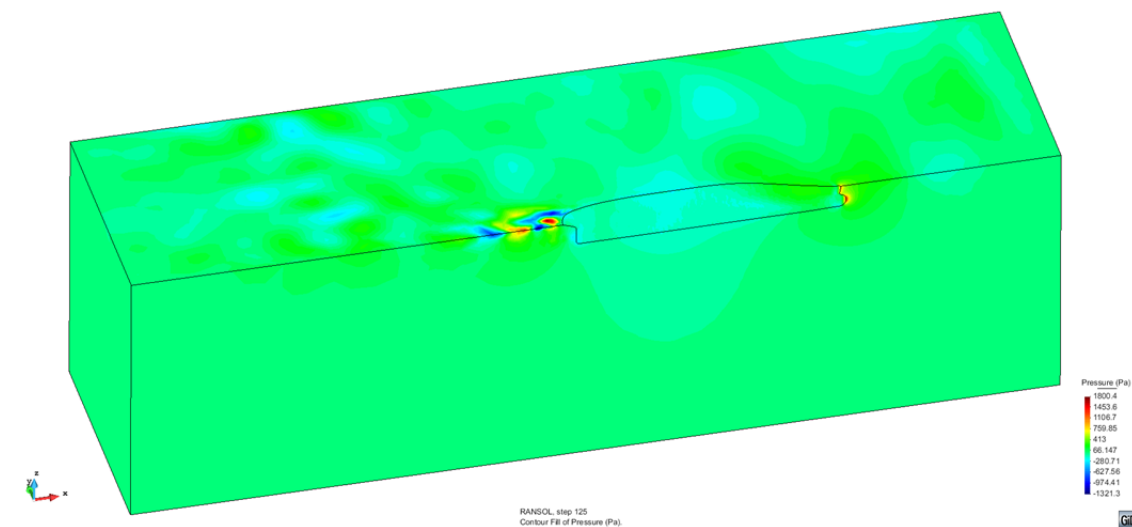


Figura 5.33. Distribución de presiones en el volumen de control a 3 nudos (Fuente: Tdyn).

### Distribución de velocidades a 3 nudos

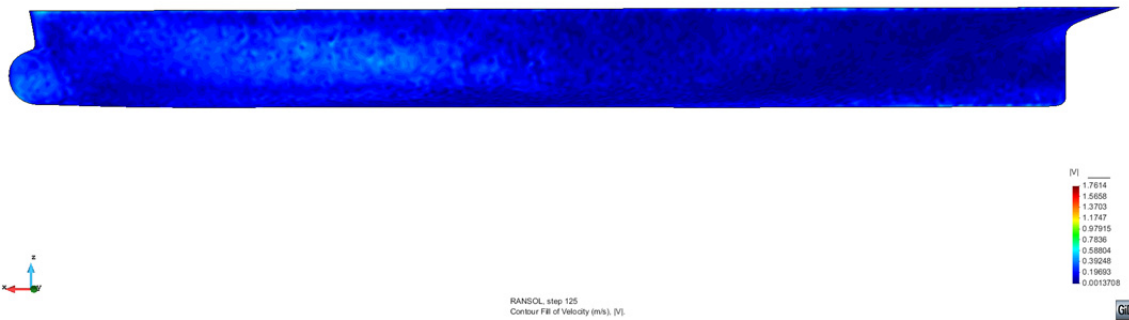


Figura 5.34. Distribución de velocidades en el casco a 3 nudos (Fuente: Tdyn).

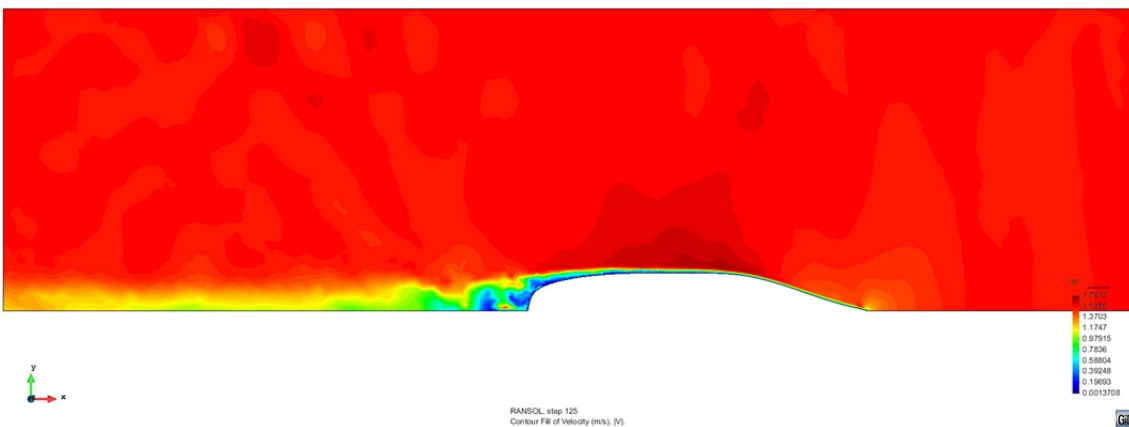


Figura 5.35. Distribución de velocidades en la superficie libre a 3 nudos (Fuente: Tdyn).

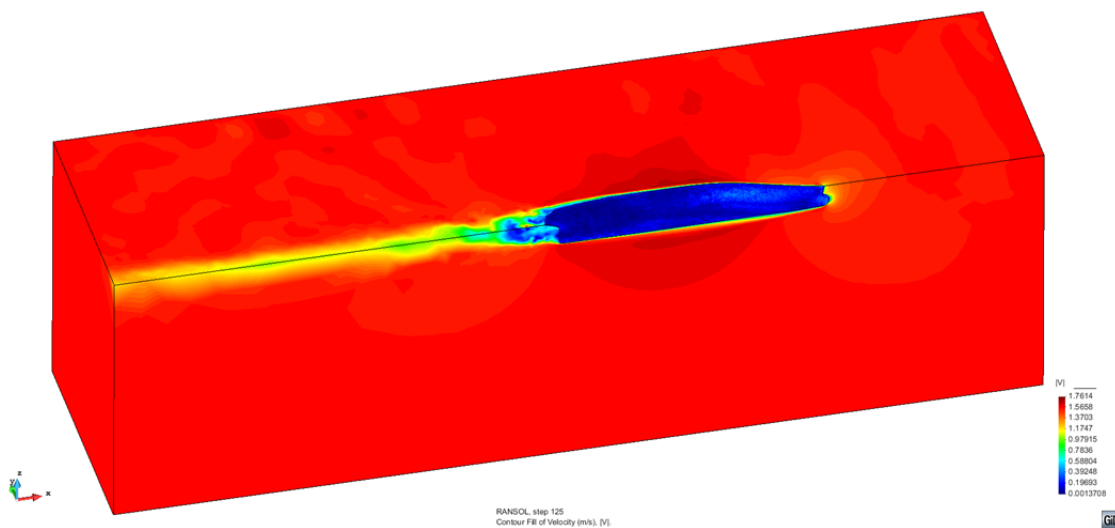


Figura 5.36. Distribución de velocidades en el volumen de control a 3 nudos (Fuente: Tdyn).

### Mapa de olas a 3 nudos

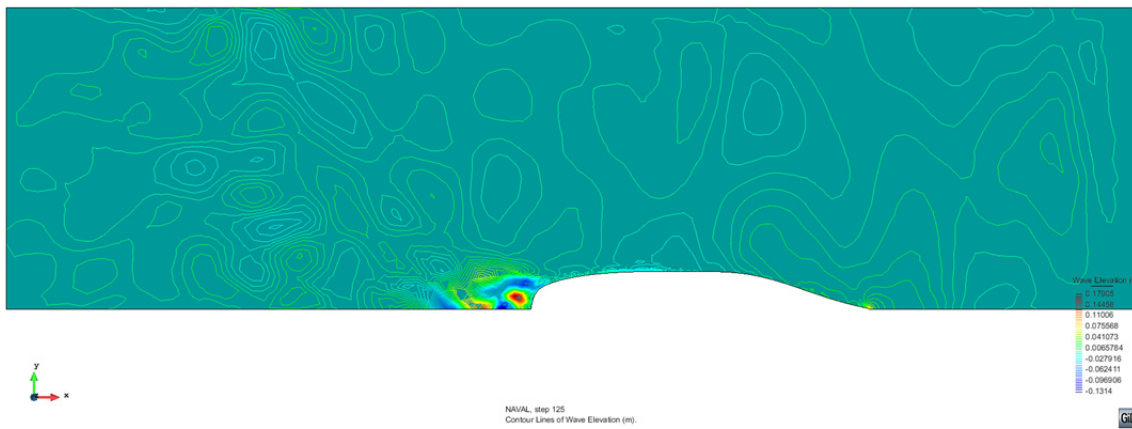


Figura 5.37. Mapa de olas en la superficie libre a 3 nudos (Fuente: Tdyn).

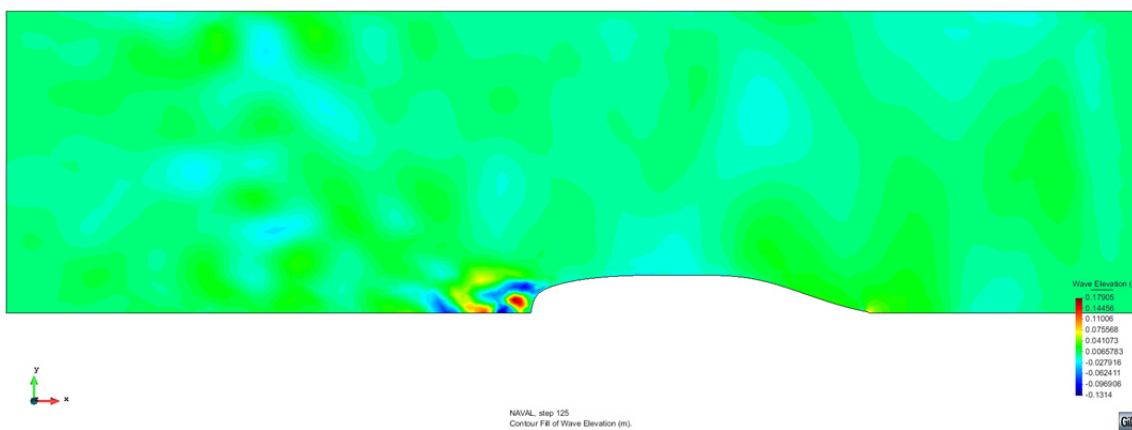


Figura 5.38. Mapa de olas en la superficie libre a 3 nudos (Fuente: Tdyn).

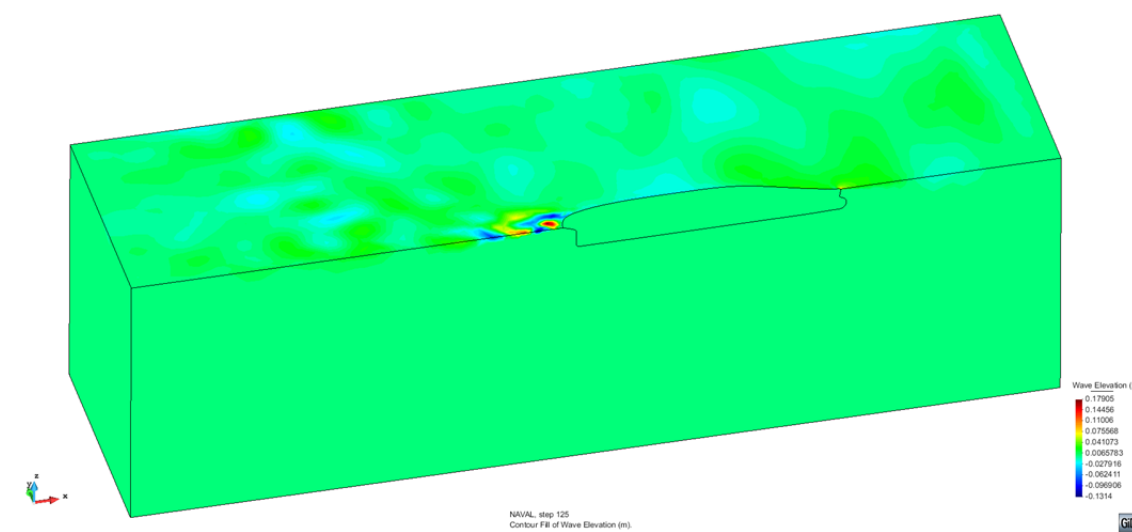
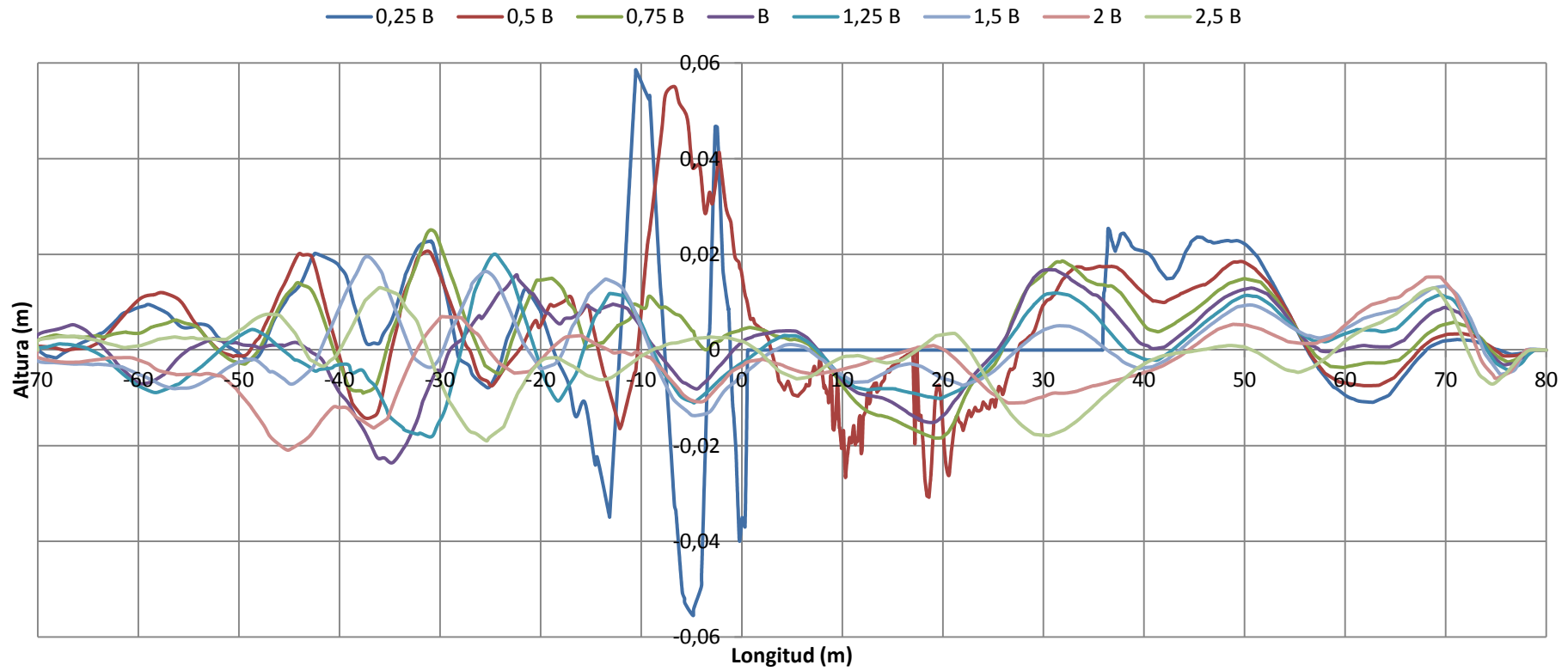


Figura 5.39. Mapa de olas en el volumen de control a 3 nudos (Fuente: Tdyn).



### Perfil de olas a 3 nudos



Gráfica 5.11. Perfil de olas a una velocidad de 3 nudos.

## Distribución de presiones a 5 nudos



Figura 5.40. Distribución de presiones en el casco a 5 nudos (Fuente: Tdyn).

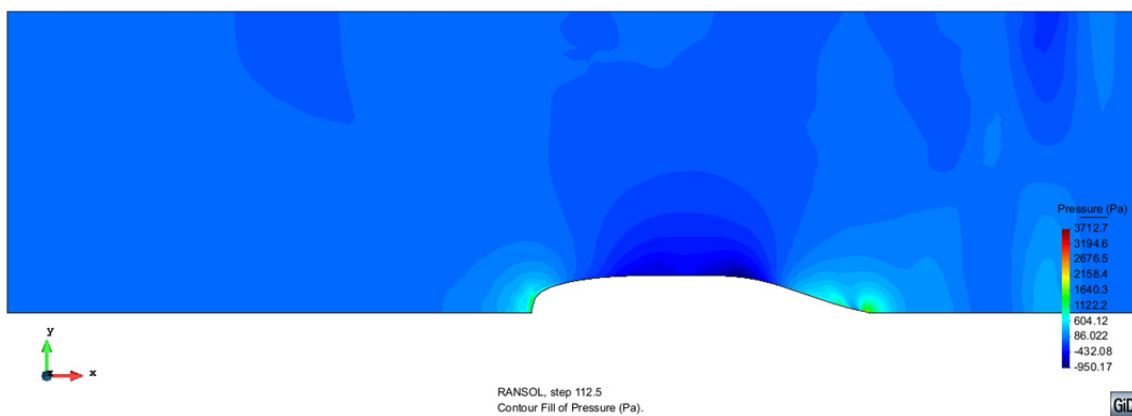


Figura 5.41. Distribución de presiones en la superficie libre a 5 nudos (Fuente: Tdyn).

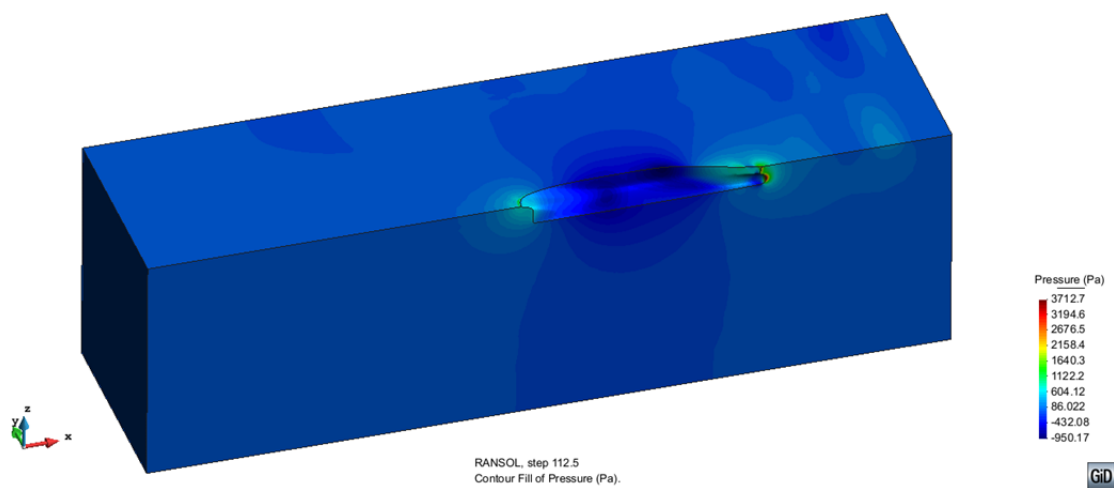


Figura 5.42. Distribución de presiones en el volumen de control a 5 nudos (Fuente: Tdyn).

### Distribución de velocidades a 5 nudos

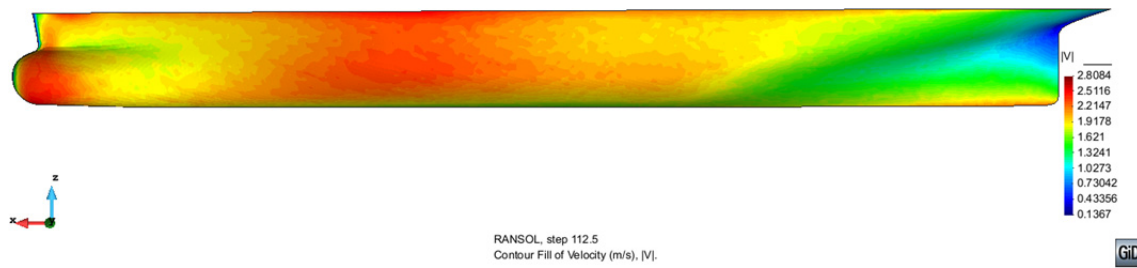


Figura 5.43. Distribución de velocidades en el casco a 5 nudos (Fuente: Tdyn).

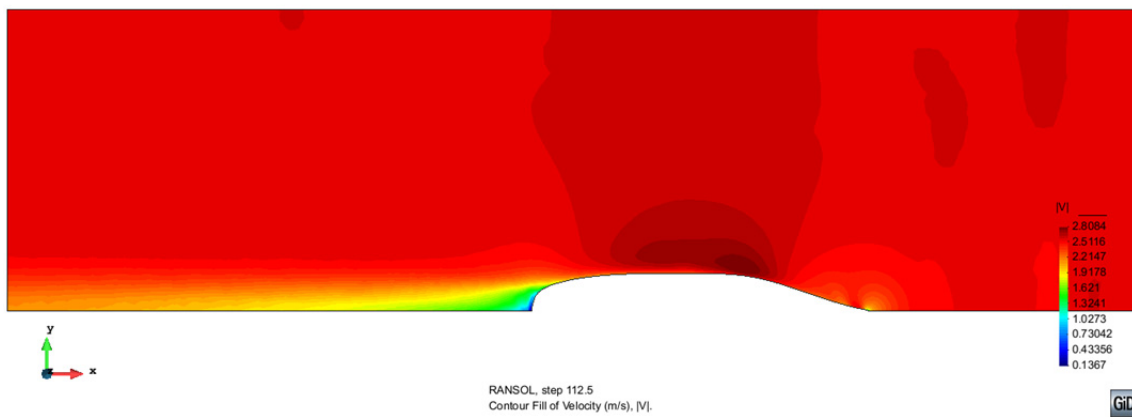


Figura 5.44. Distribución de velocidades en la superficie libre a 5 nudos (Fuente: Tdyn).

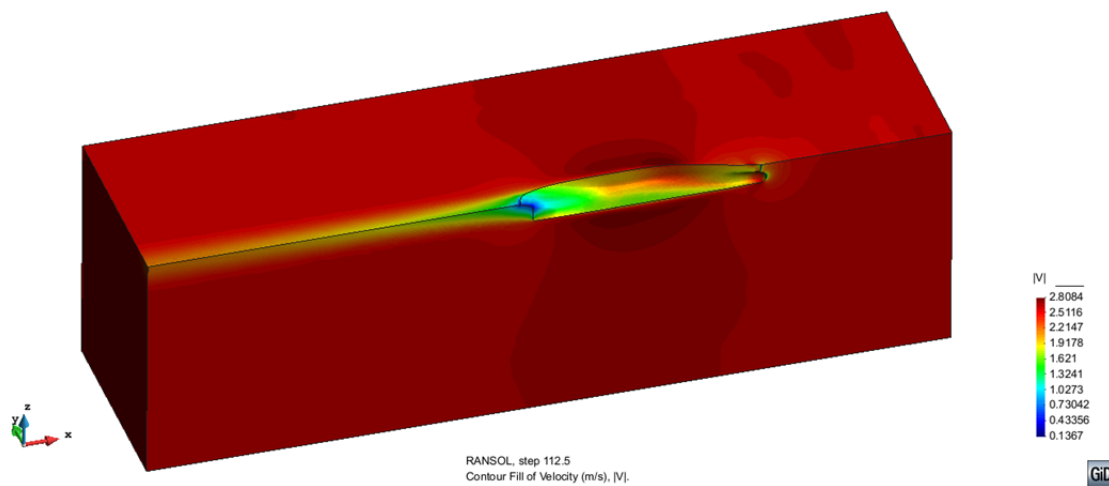


Figura 5.45. Distribución de velocidades en el volumen de control a 5 nudos (Fuente: Tdyn).



## Mapa de olas a 5 nudos

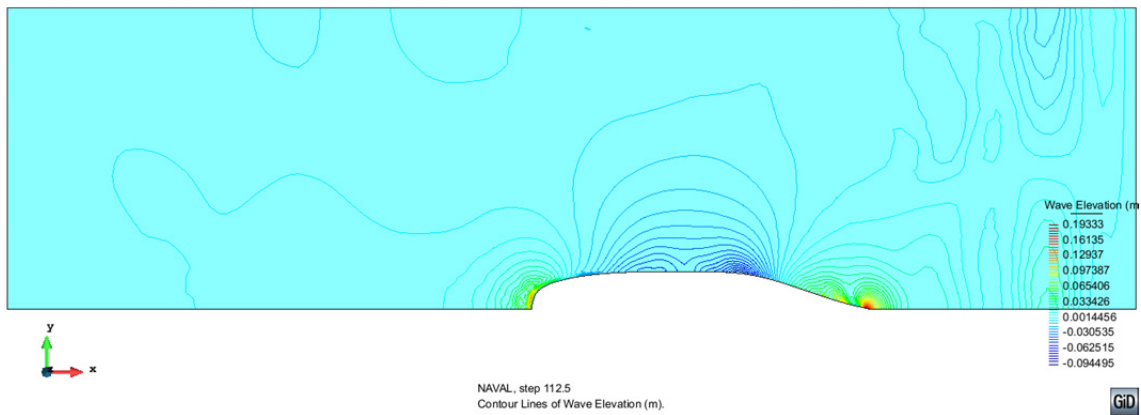


Figura 5.46. Mapa de olas en la superficie libre a 5 nudos (Fuente: Tdyn).

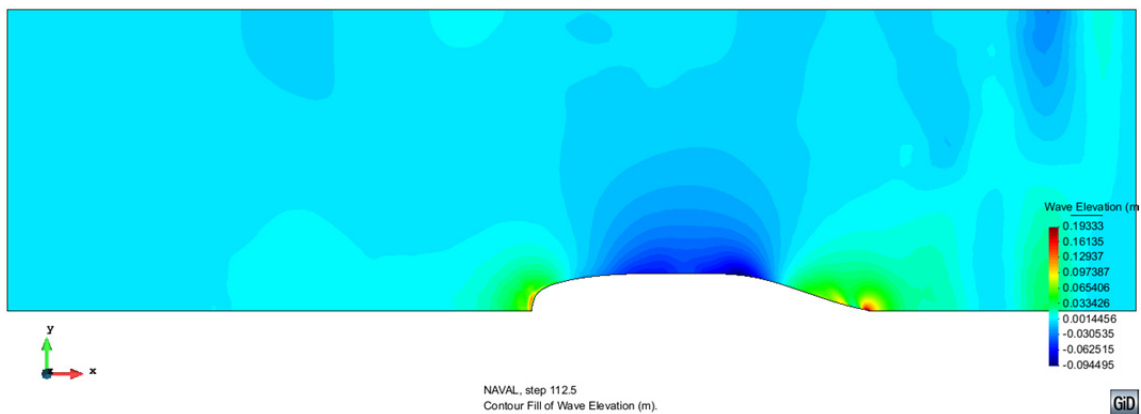


Figura 5.47. Mapa de olas en la superficie libre a 5 nudos (Fuente: Tdyn).

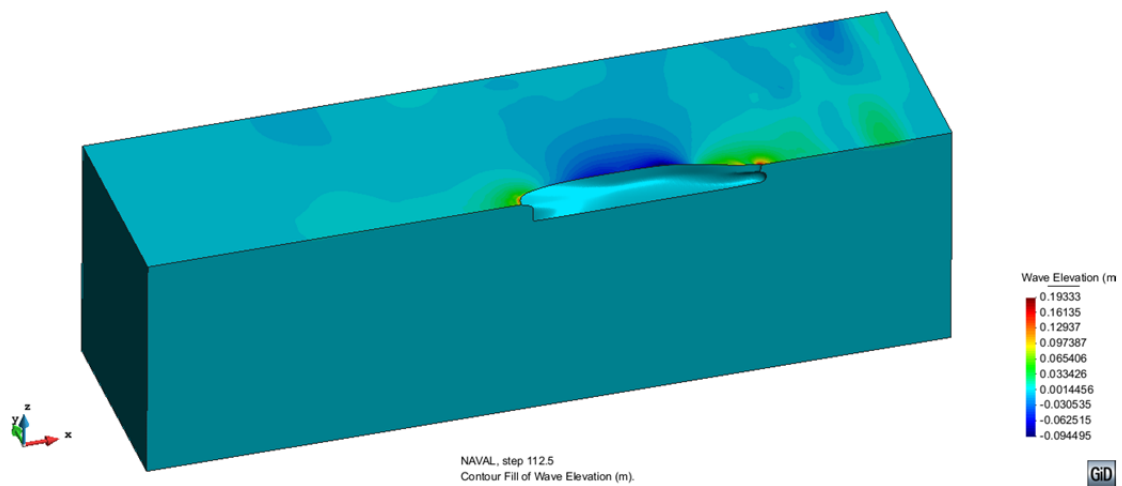
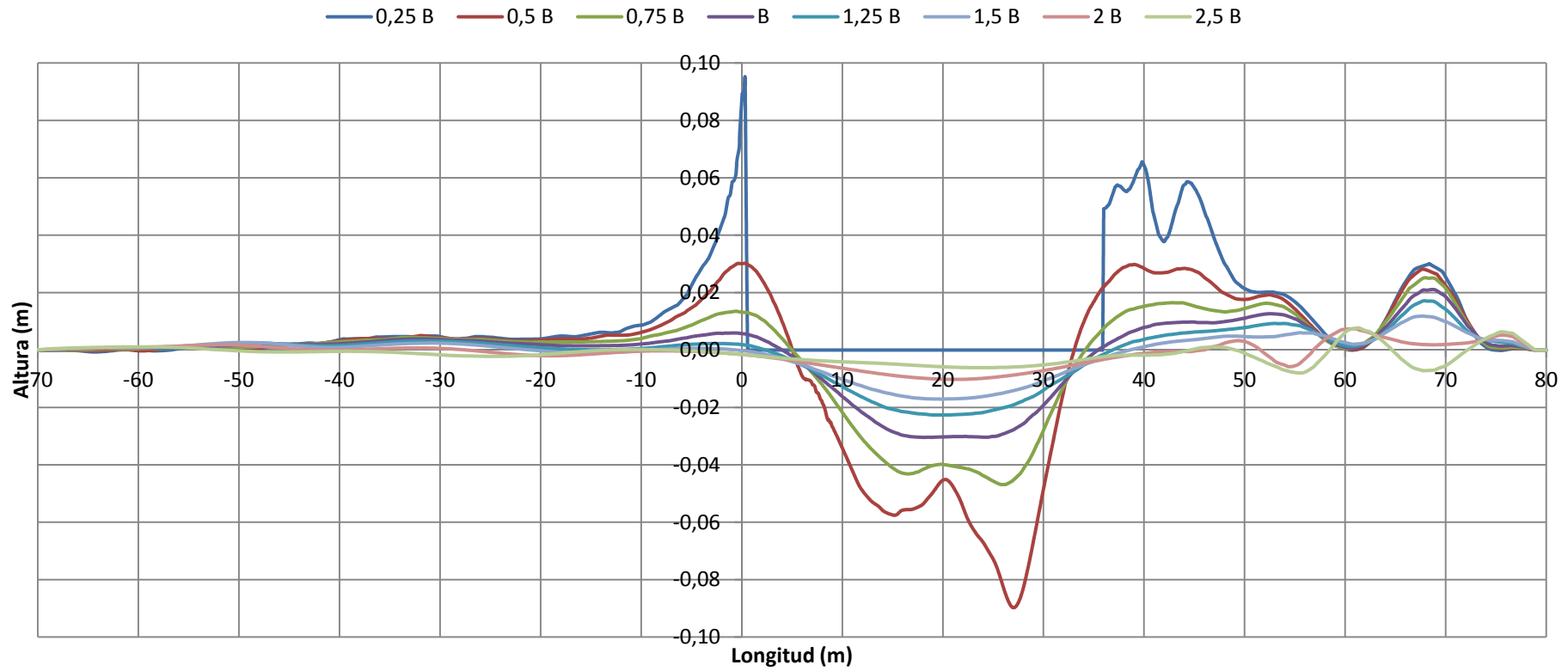


Figura 5.48. Mapa de olas en el volumen de control a 5 nudos (Fuente: Tdyn).



### Perfil de olas a 5 nudos



Gráfica 5.12. Perfil de olas a una velocidad de 5 nudos.

## Distribución de presiones a 10 nudos

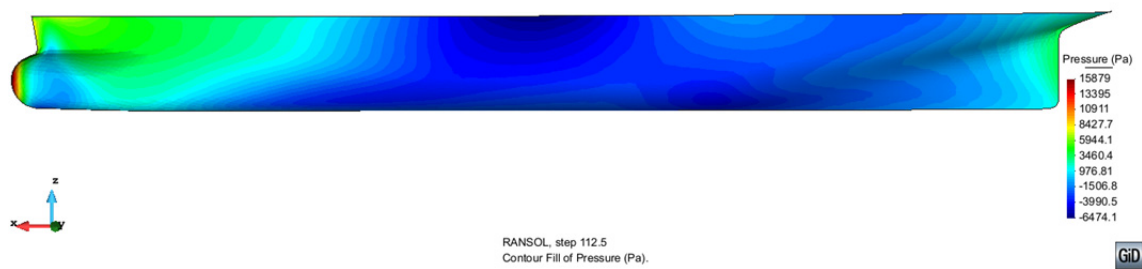


Figura 5.49. Distribución de presiones en el casco a 10 nudos (Fuente: Tdyn).

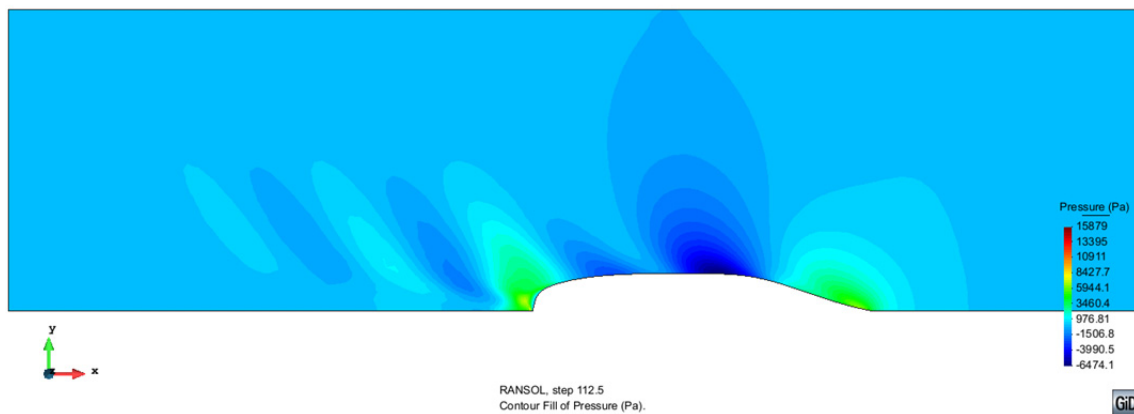


Figura 5.50. Distribución de presiones en la superficie libre a 10 nudos (Fuente: Tdyn).

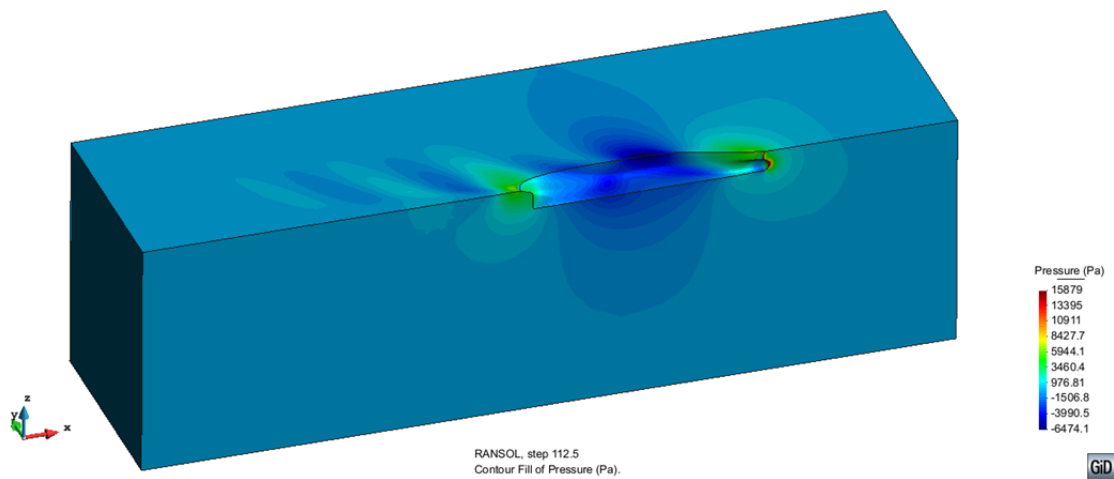


Figura 5.51. Distribución de presiones en el volumen de control a 10 nudos (Fuente: Tdyn).

## Distribución de velocidades a 10 nudos

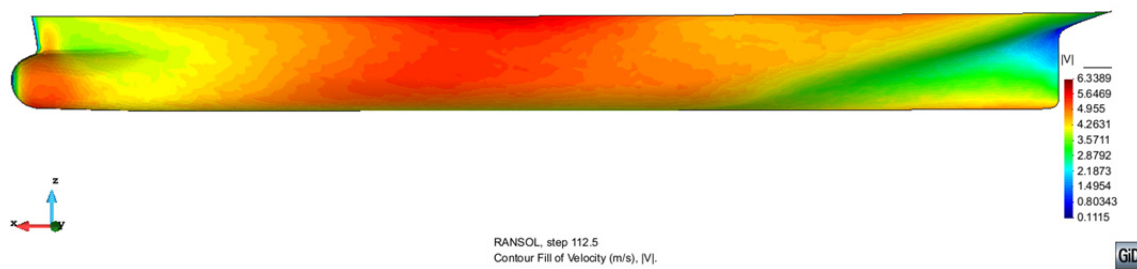


Figura 5.52. Distribución de velocidades en el casco a 10 nudos (Fuente: Tdyn).

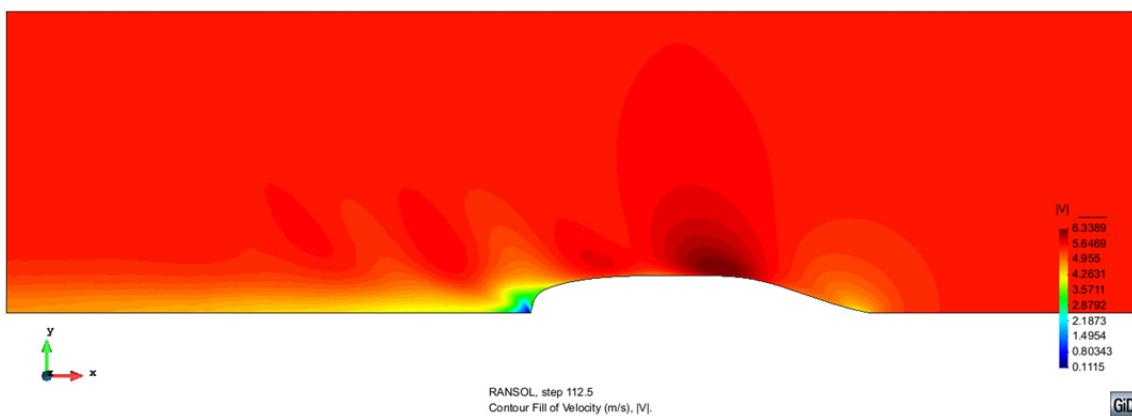


Figura 5.53. Distribución de velocidades en la superficie libre a 10 nudos (Fuente: Tdyn).

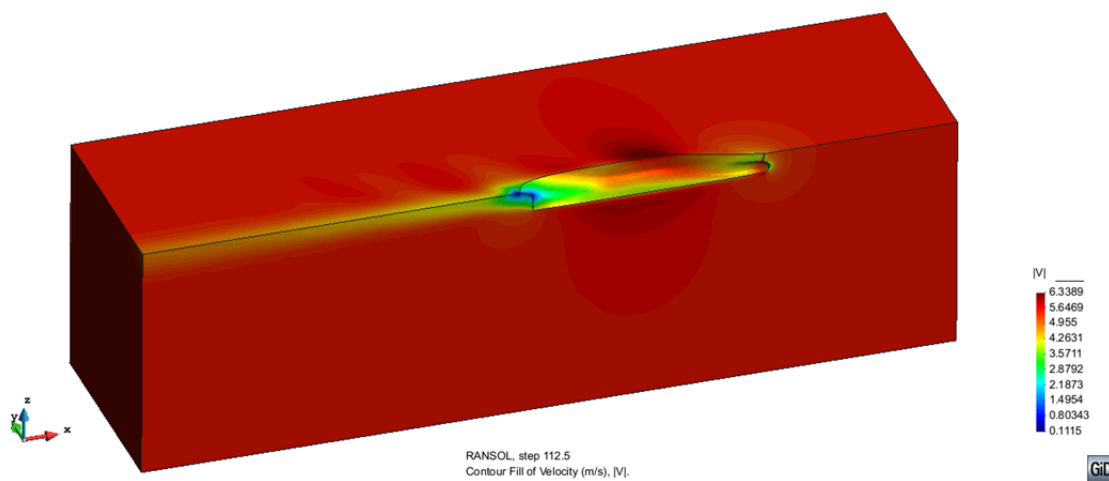


Figura 5.54. Distribución de velocidades en el volumen de control a 10 nudos (Fuente: Tdyn).

## Mapa de olas a 10 nudos

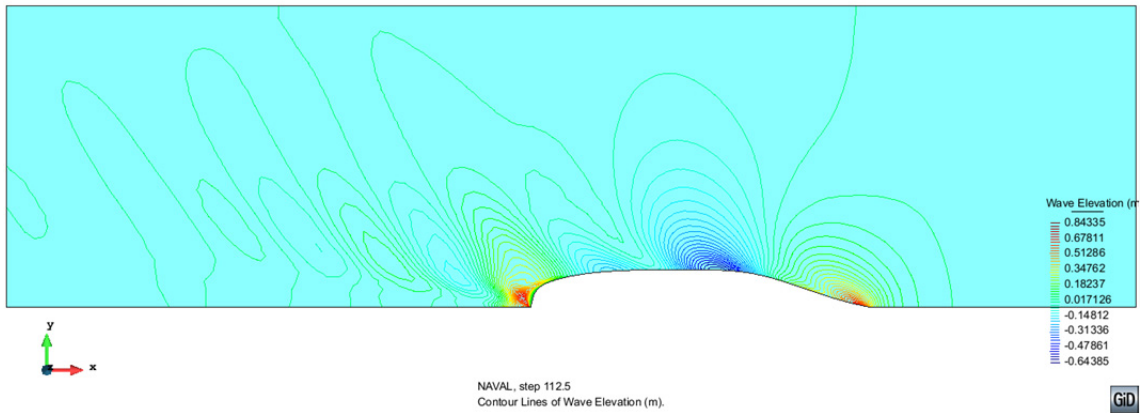


Figura 5.55. Mapa de olas en la superficie libre a 10 nudos (Fuente: Tdyn).

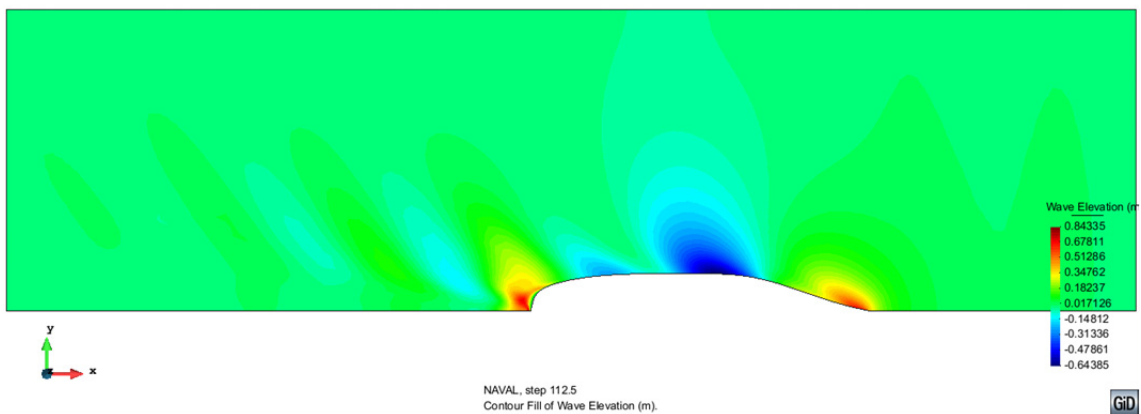


Figura 5.56. Mapa de olas en la superficie libre a 10 nudos (Fuente: Tdyn).

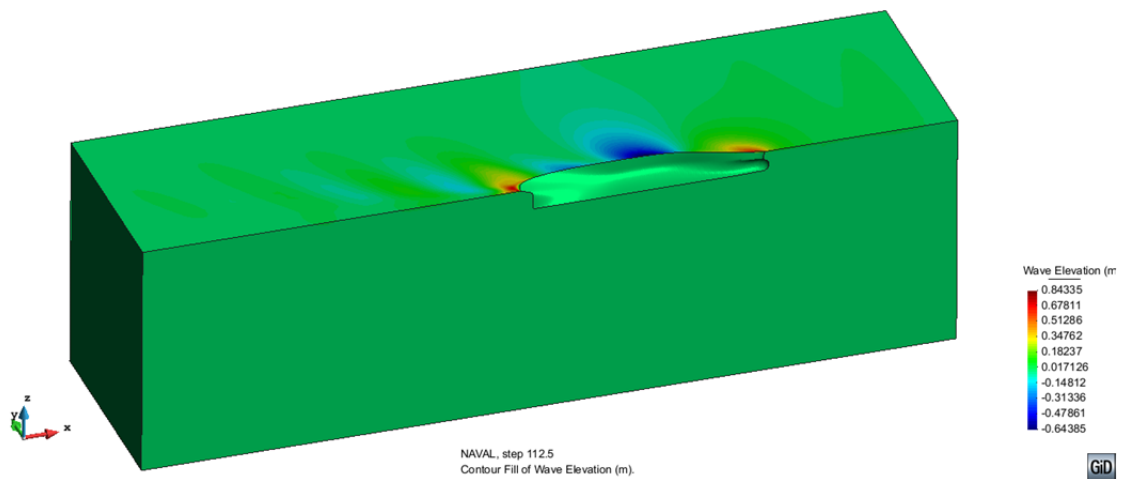
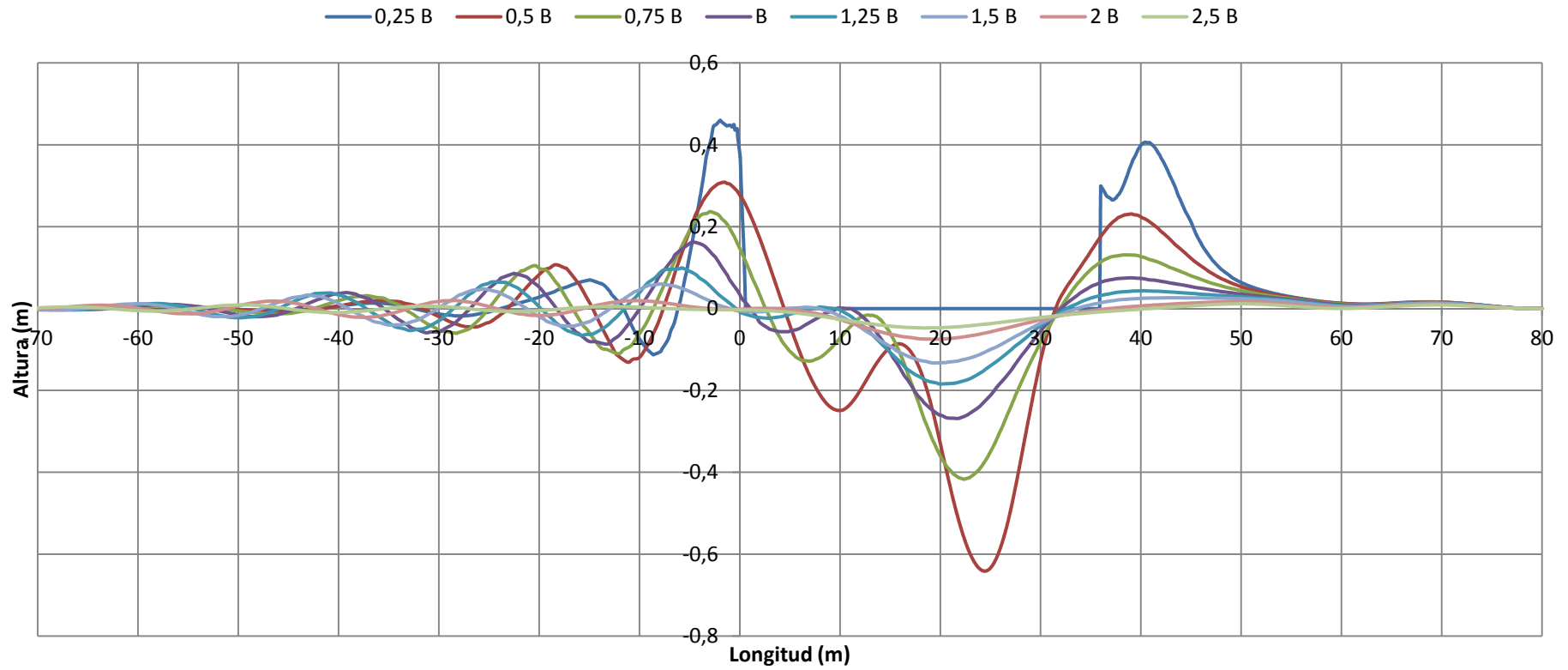


Figura 5.57. Mapa de olas en el volumen de control a 10 nudos (Fuente: Tdyn).



### Perfil de olas a 10 nudos



Gráfica 5.13. Perfil de olas a una velocidad de 10 nudos.

## Distribución de presiones a 15 nudos

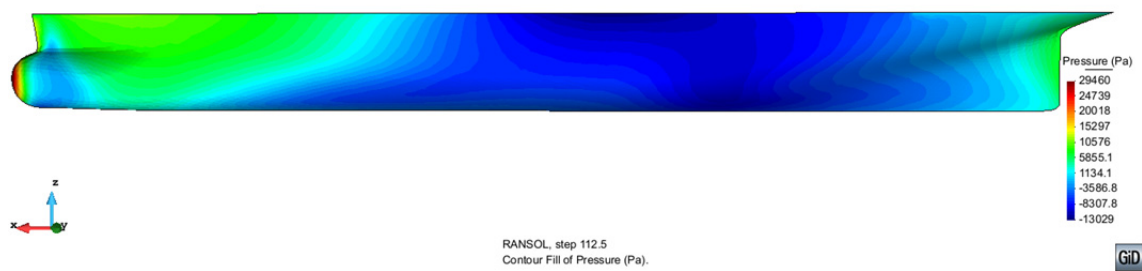


Figura 5.58. Distribución de presiones en el casco a 15 nudos (Fuente: Tdyn).

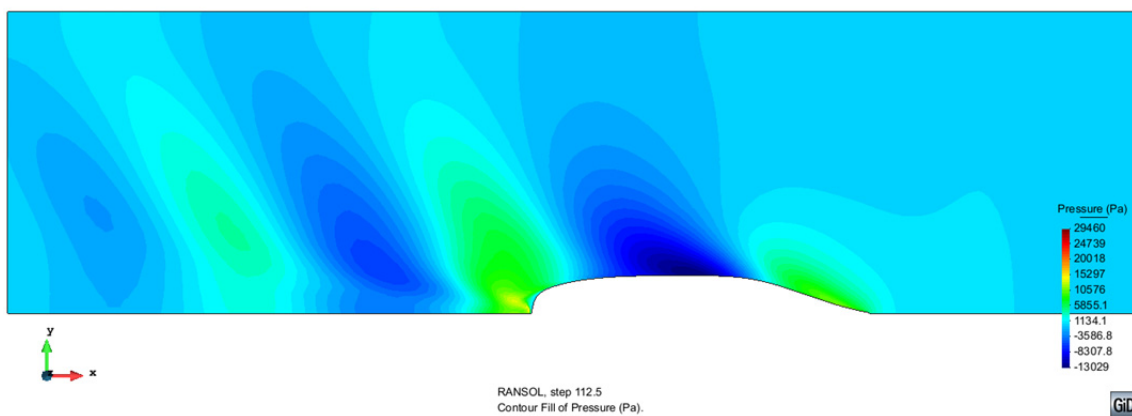


Figura 5.59. Distribución de presiones en la superficie libre a 15 nudos (Fuente: Tdyn).

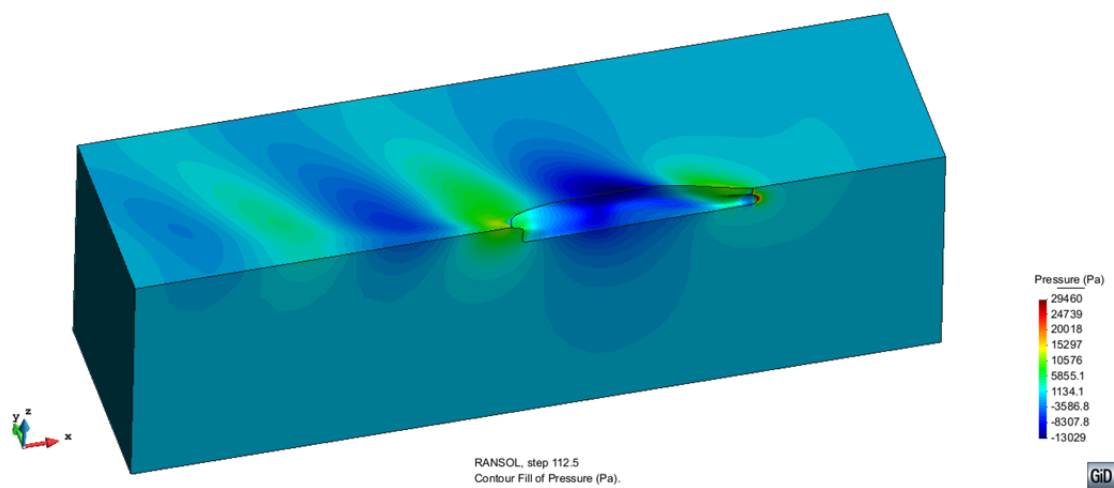


Figura 5.60. Distribución de presiones en el volumen de control a 15 nudos (Fuente: Tdyn).

## Distribución de velocidades a 15 nudos

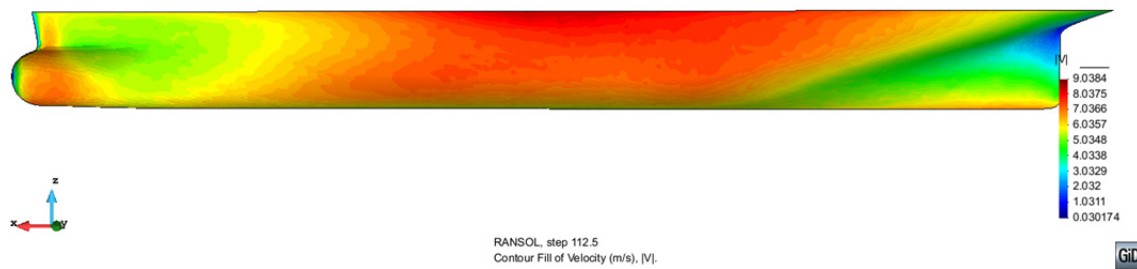


Figura 5.61. Distribución de velocidades en el casco a 15 nudos (Fuente: Tdyn).

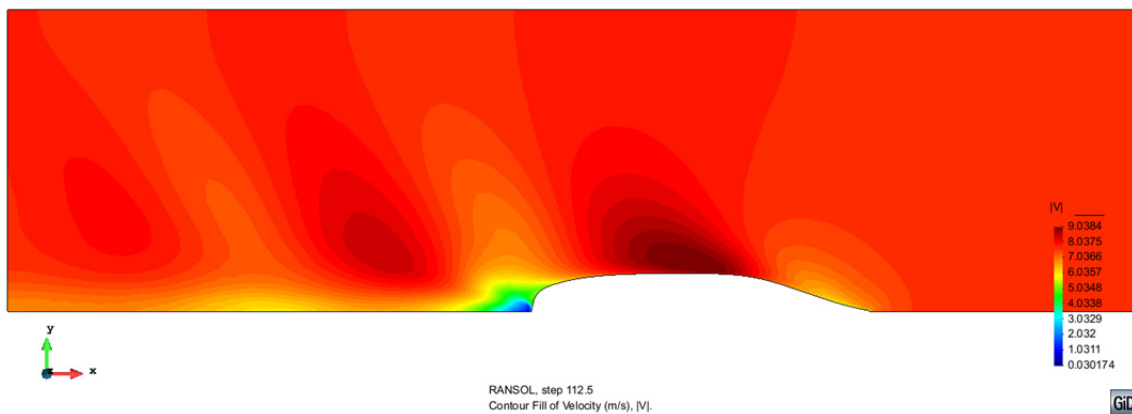


Figura 5.62. Distribución de velocidades en la superficie libre a 15 nudos (Fuente: Tdyn).

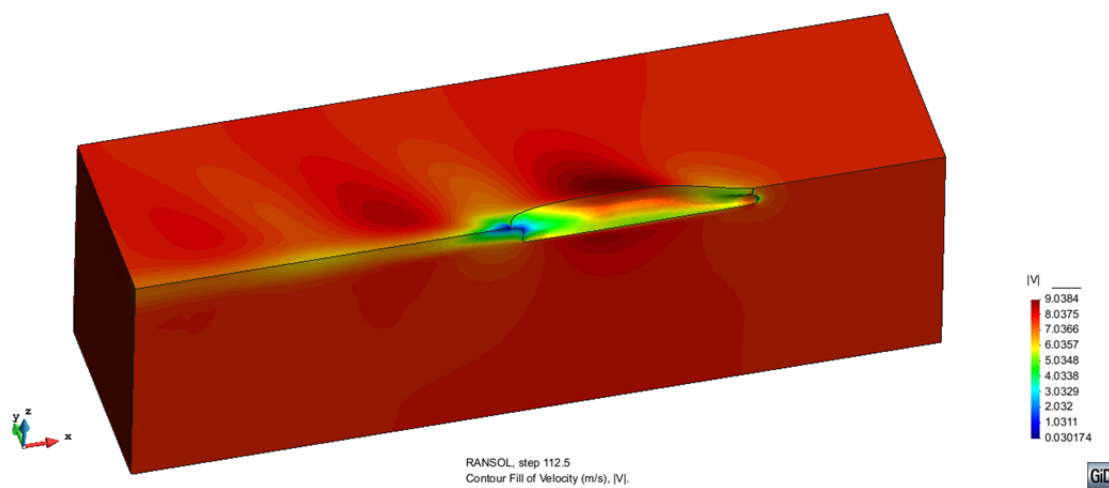


Figura 5.63. Distribución de velocidades en el volumen de control a 15 nudos (Fuente: Tdyn).



## Mapa de olas a 15 nudos

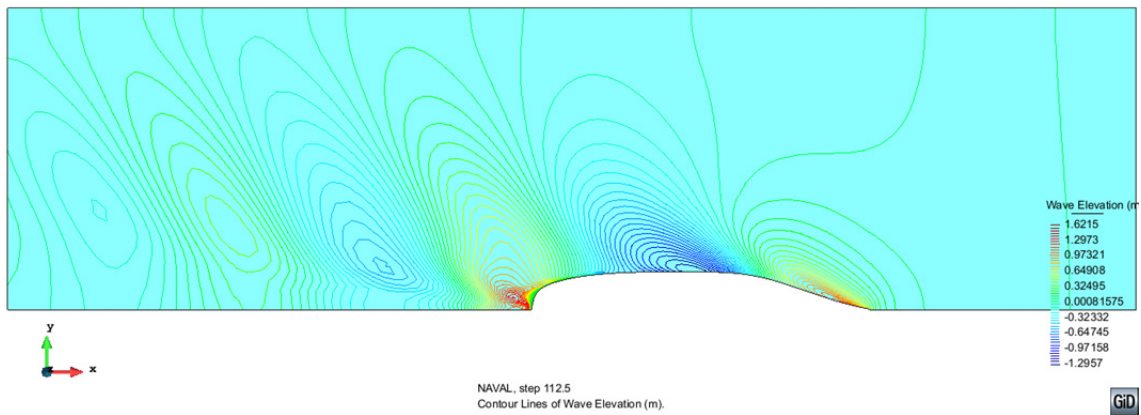


Figura 5.64. Mapa de olas en la superficie libre a 15 nudos (Fuente: Tdyn).

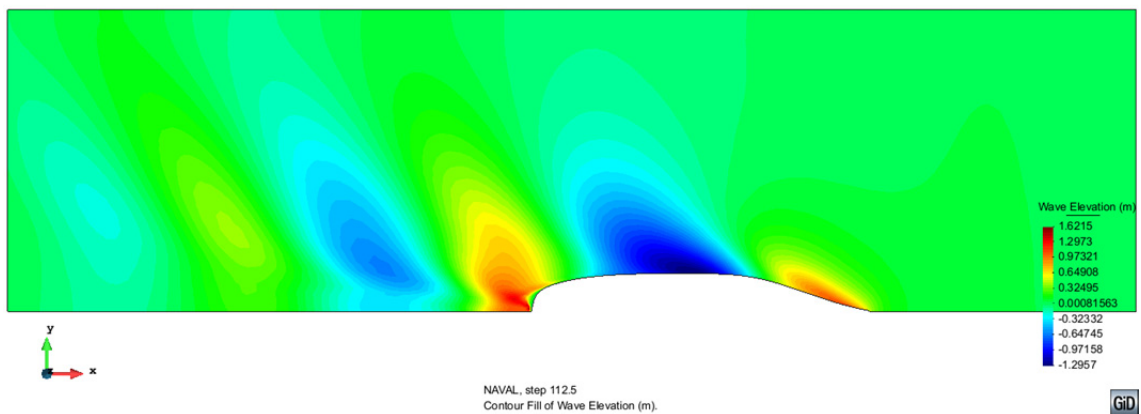


Figura 5.65. Mapa de olas en la superficie libre a 15 nudos (Fuente: Tdyn).

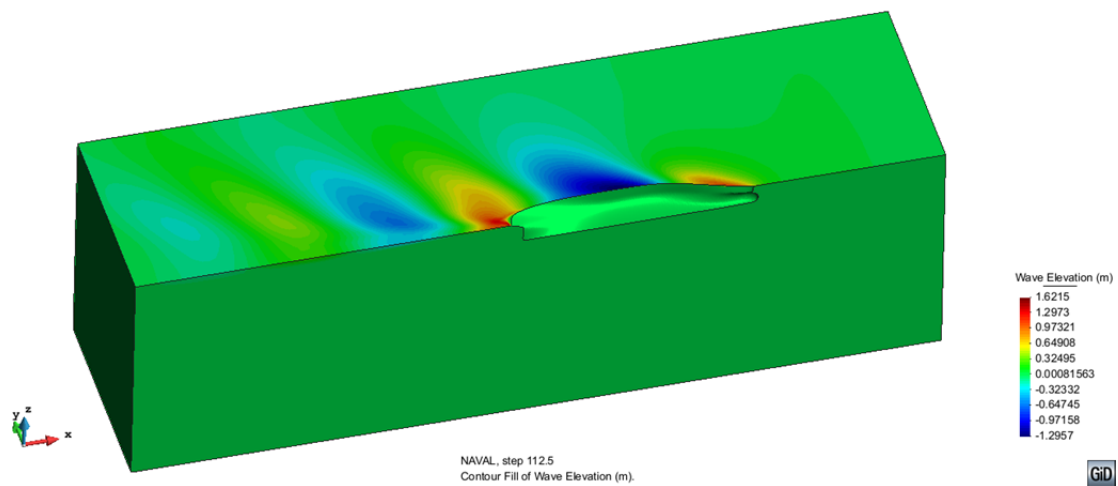
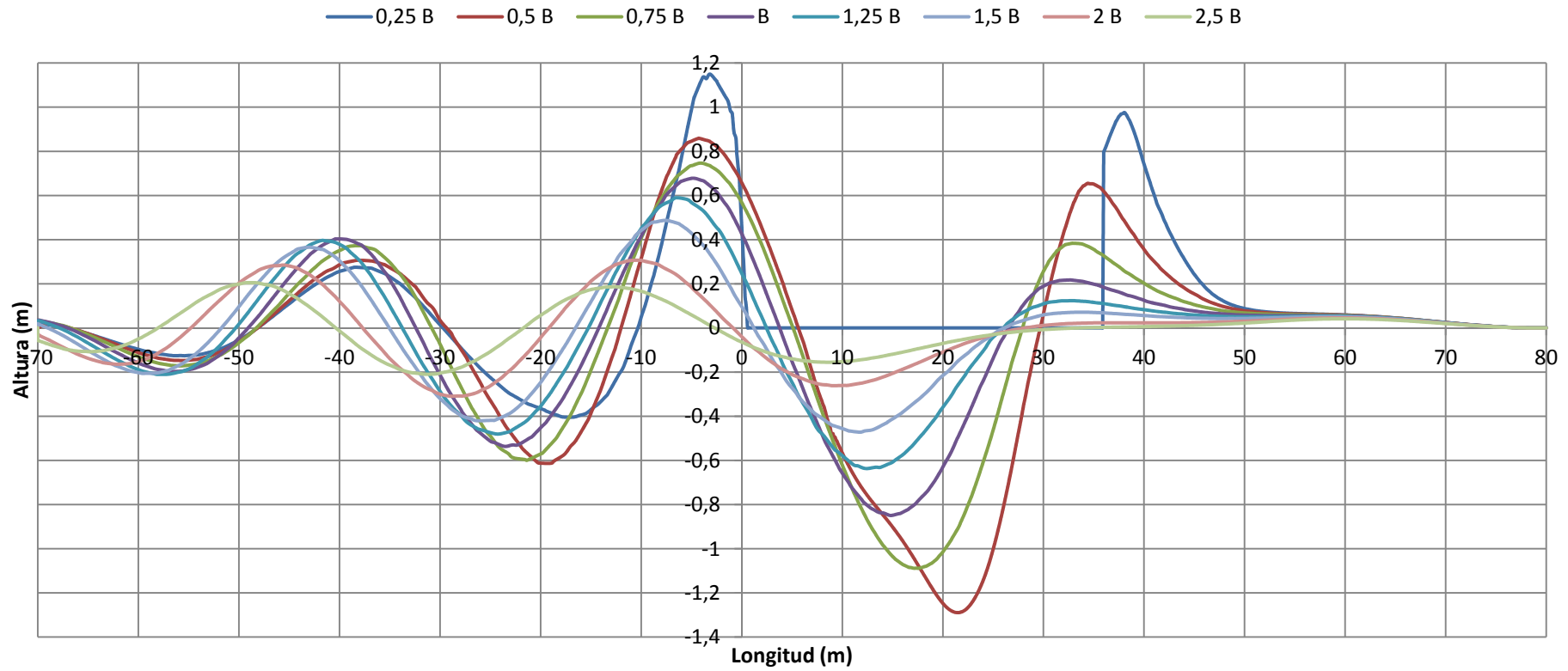


Figura 5.66. Mapa de olas en el volumen de control a 15 nudos (Fuente: Tdyn).



### Perfil de olas a 15 nudos



Gráfica 5.14. Perfil de olas a una velocidad de 15 nudos.

## Distribución de presiones a 20 nudos

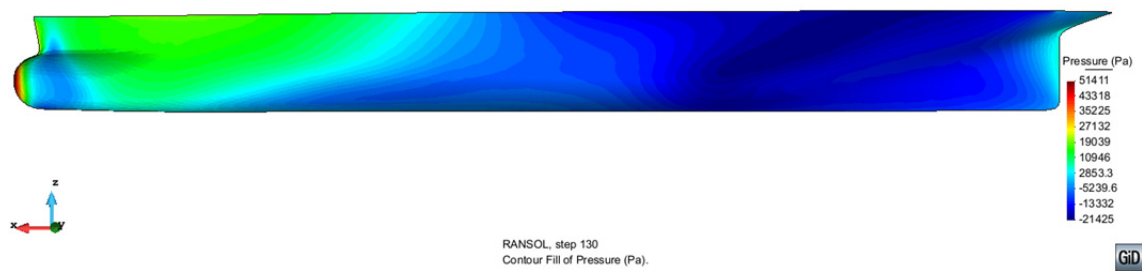


Figura 5.67. Distribución de presiones en el casco a 20 nudos (Fuente: Tdyn).

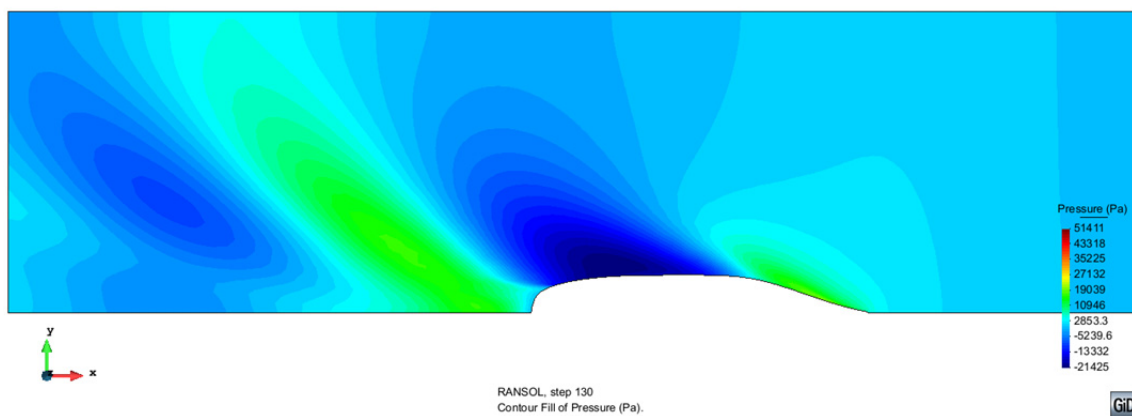


Figura 5.68. Distribución de presiones en la superficie libre a 20 nudos (Fuente: Tdyn).

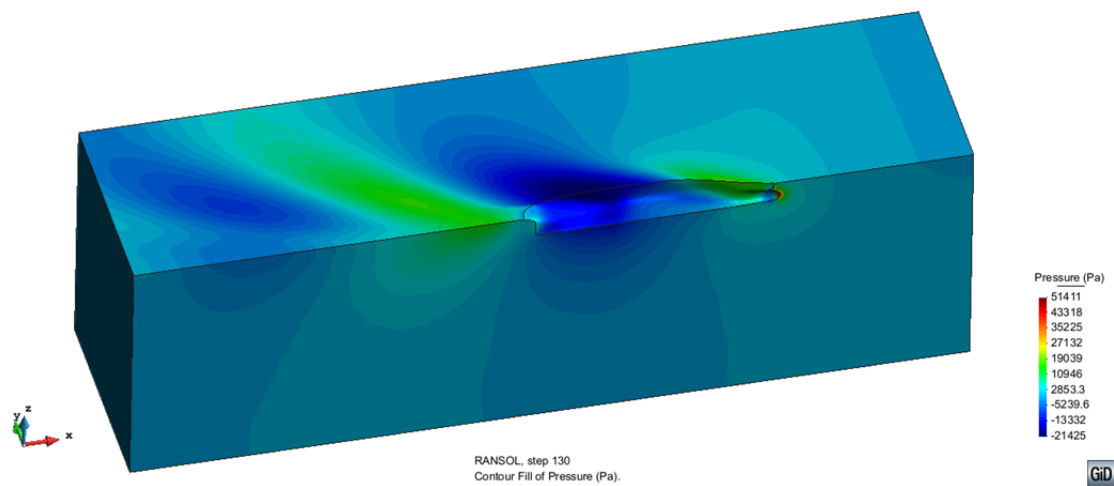


Figura 5.69. Distribución de presiones en el volumen de control a 20 nudos (Fuente: Tdyn).

## Distribución de velocidades a 20 nudos

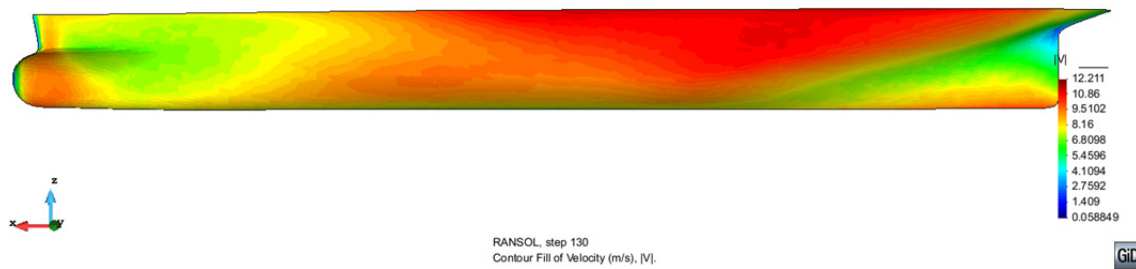


Figura 5.70. Distribución de velocidades en el casco a 20 nudos (Fuente: Tdyn).

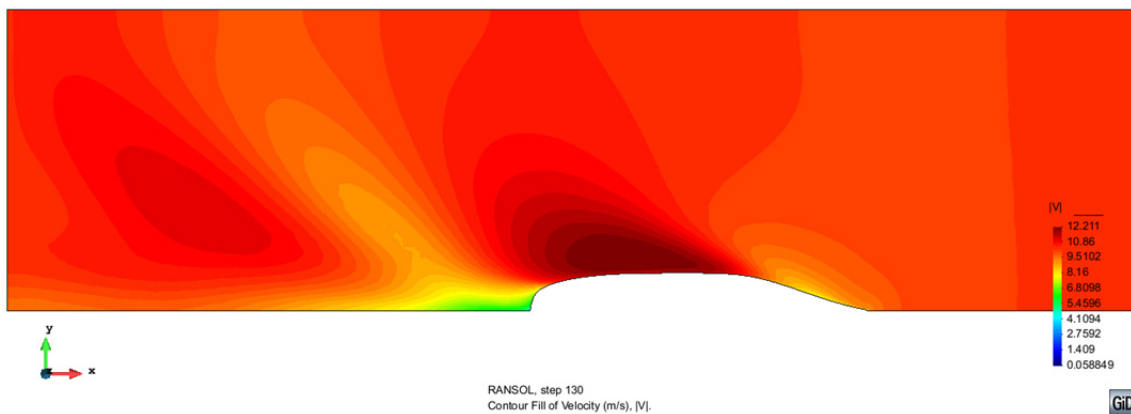


Figura 5.71. Distribución de velocidades en la superficie libre a 20 nudos (Fuente: Tdyn).

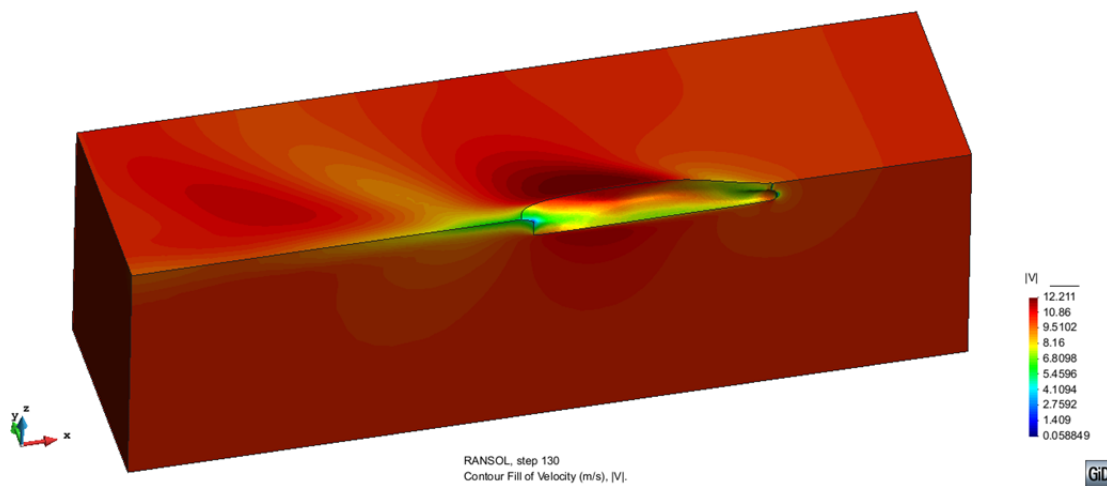


Figura 5.72. Distribución de velocidades en el volumen de control a 20 nudos (Fuente: Tdyn).

## Mapa de olas a 20 nudos

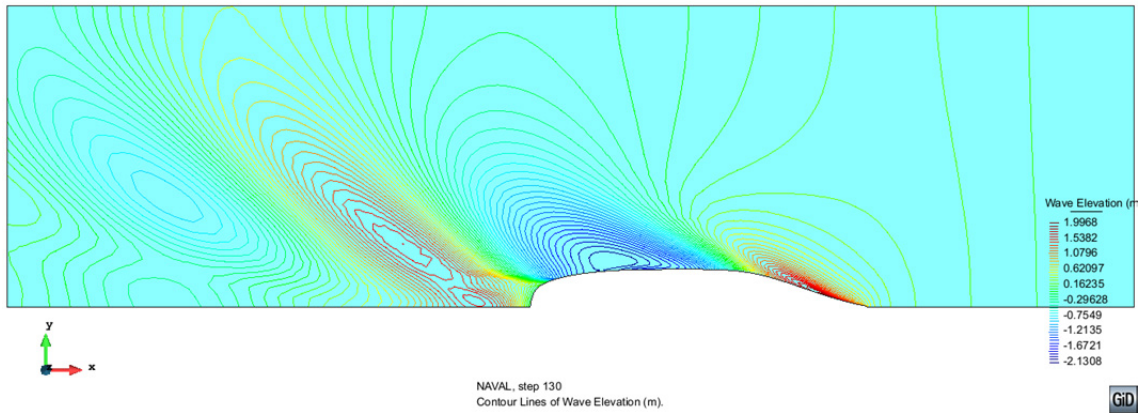


Figura 5.73. Mapa de olas en la superficie libre a 20 nudos (Fuente: Tdyn).

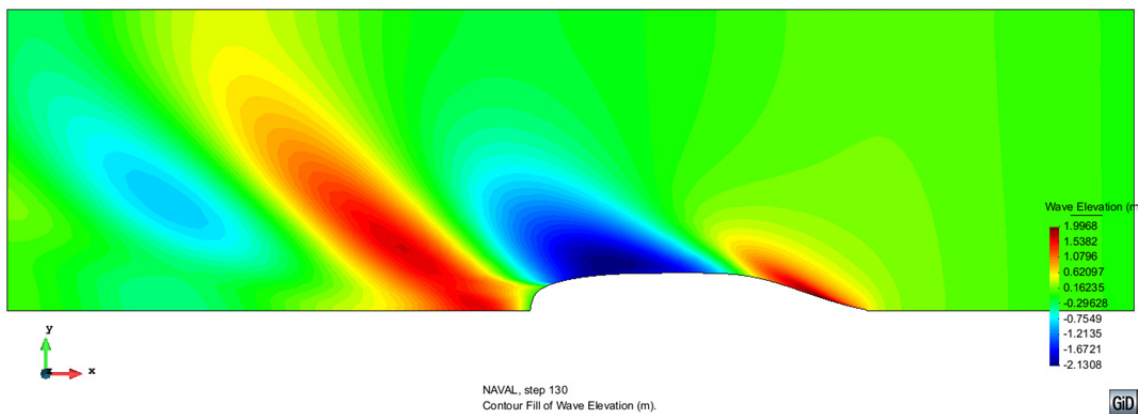


Figura 5.74. Mapa de olas en la superficie libre a 20 nudos (Fuente: Tdyn).

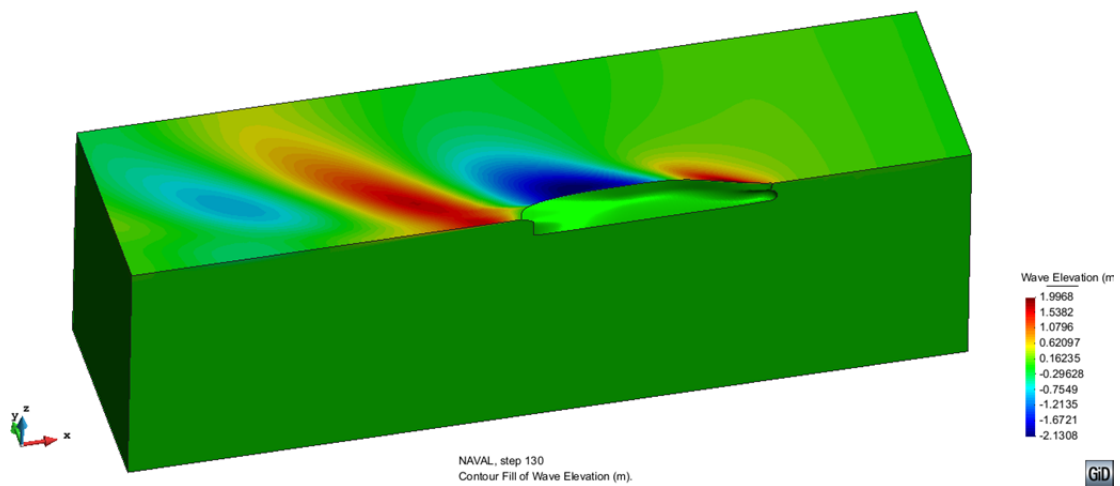
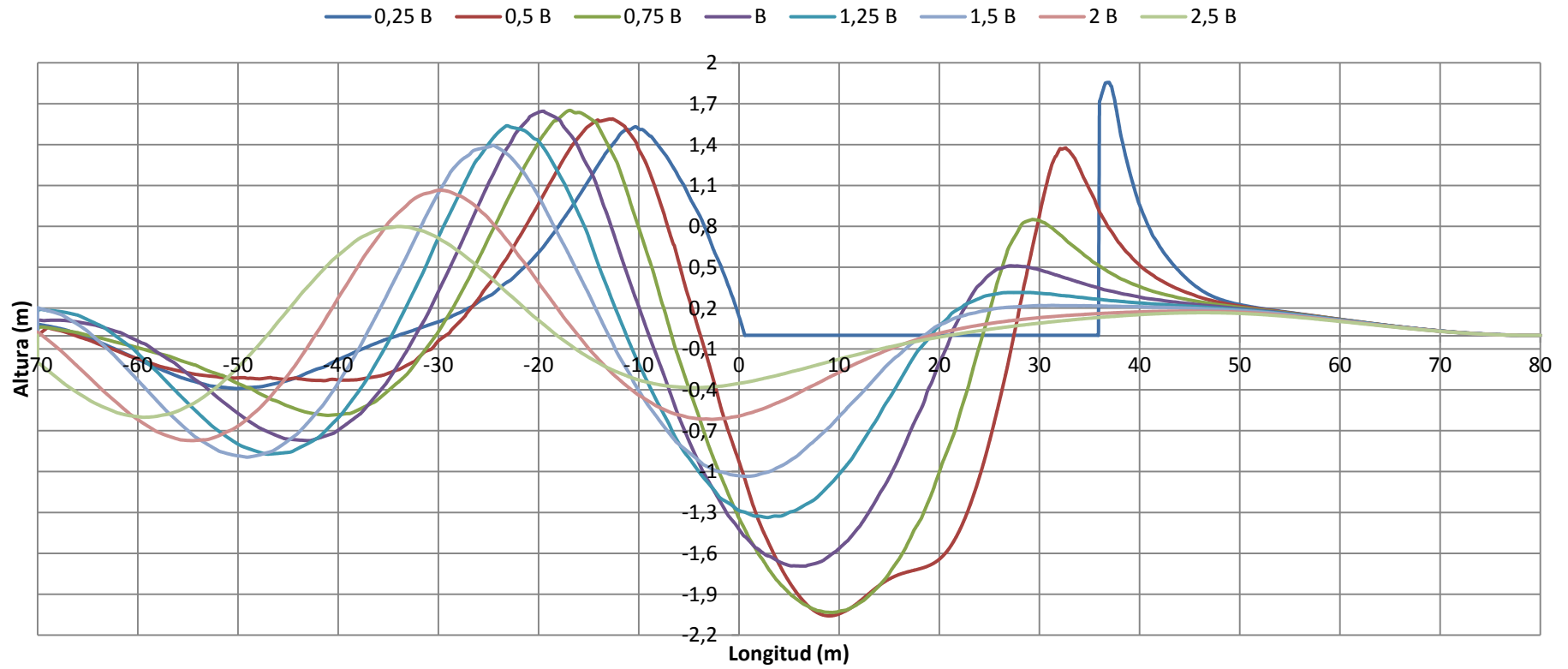


Figura 5.75. Mapa de olas en el volumen de control a 20 nudos (Fuente: Tdyn).



### Perfil de olas a 20 nudos

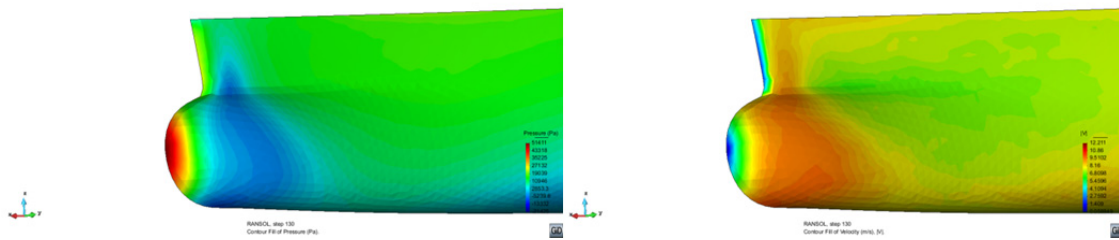


Gráfica 5.15. Perfil de olas a una velocidad de 20 nudos.

Comparando los resultados obtenidos en lo que se refiere a la velocidad y la presión, se puede observar que se cumple el Teorema de Bernoulli, es decir, que las zonas que experimentan altas presiones registran bajas velocidades y viceversa.

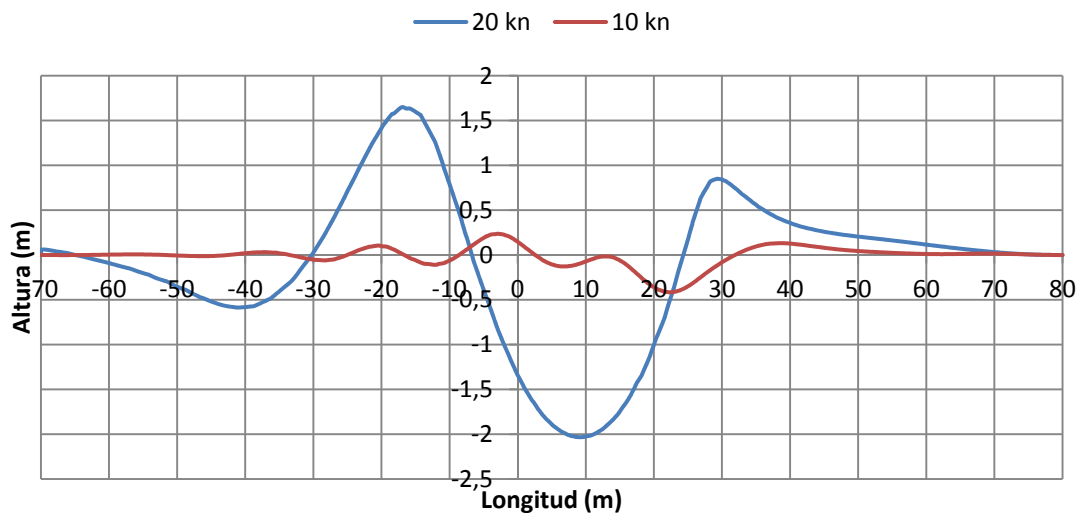
Donde se observa bien este fenómeno es en la zona de proa, donde en la distribución de presiones posee un color rojo (lo cual representa una zona de alta presión) y en la de velocidades presenta un color azul (correspondiente a una zona de baja velocidad).

A lo largo de todo el casco se observa este mismo fenómeno, el cual se refleja mediante los diferentes colores de las leyendas.



**Figura 5.76.** Distribución de presiones (izquierda) y velocidades (derecha) en la zona de proa (Fuente: Tdyn).

En cuanto a los perfiles de olas se puede observar que cuanto mayor es la velocidad a la que va el buque mayor es tanto la altura de las olas que genera como la longitud de onda de la misma.



**Gráfica 5.16.** Perfil de olas a una velocidad de 20 y 10 nudos.



## 4. CONCLUSIONES

Como ya se ha visto, el cálculo de la resistencia mediante CFD implica una serie de ‘pasos’ y cálculos a realizar previamente, los cuales van desde la creación o importación de la geometría a analizar hasta la generación del mallado correspondiente, pasando por la asignación de las diversas condiciones de contorno, parámetros de turbulencia, etc. Esto implica prestar una gran atención a la secuencia que se va siguiendo en la elaboración del ensayo.

Además, como se ha podido observar, no hay un único modelo de turbulencia que sea ‘bueno’, sino que hay que ir probando con varios para ver cuál de ellos es más satisfactorio. Como ya se ha comentado, las aplicaciones que tiene la CFD son muy variadas, donde el ámbito naval es uno de los muchos que utiliza esta herramienta. Esto implica que según la aplicación para la cual sea requerida, será más óptimo emplear un modelo de turbulencia u otro.

Sin embargo no se debe olvidar que el modelo que más se aproxime a la realidad no va a ser sólo el que proporcione unos resultados más aproximados a los obtenidos en ensayos experimentales (en el caso de que los haya), sino que también durante la simulación del problema se tiene que producir una convergencia de los resultados, así como posteriormente comprobar que las distribuciones de presión y de velocidades con coherentes.





## CAPÍTULO VI

Comparación, conclusiones y trabajos futuros



## 1. COMPARACIÓN DE MÉTODOS

A continuación se van a mostrar los resultados obtenidos tanto por los métodos de predicción estadística como mediante CFD.

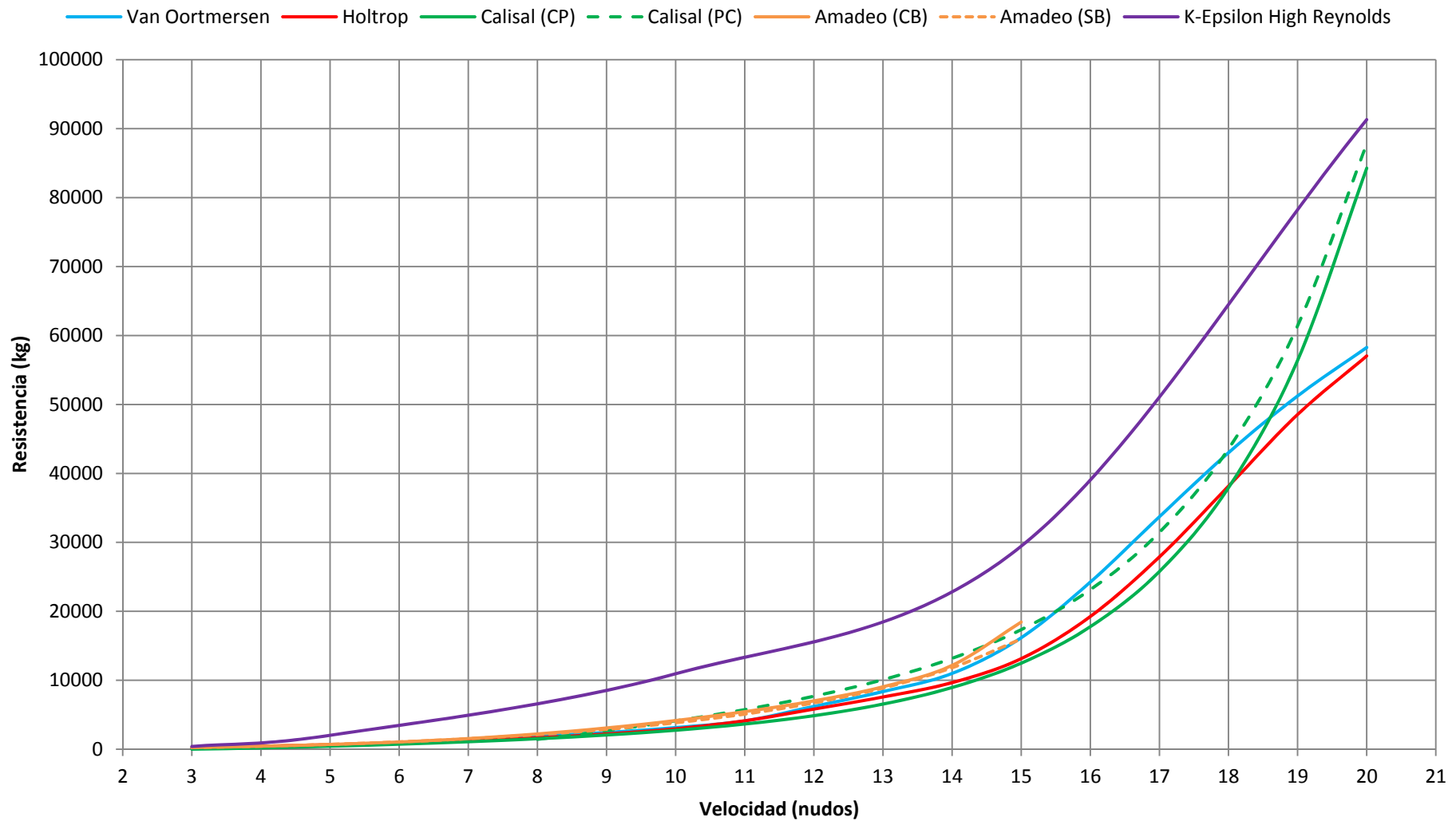
Comparando estos últimos con el método de Calisal, el cual ya se comentó que se iba a tomar como el método numérico de referencia en el Capítulo IV debido a que no se dispone de resultados experimentales y a la forma de la curva para velocidades a partir de 18 nudos (aparte de ser un método actual en el que las formas base son similares a los buques actuales), los resultados ofrecidos por Tdyn para el modelo K-Epsilon High Reynolds son elevados en comparación con el resto de métodos numéricos en general. Hasta los 5 nudos y para los 20 nudos, los valores de la resistencia al avance son más parecidos. Sin embargo, para el resto de velocidades intermedias los resultados distan bastante entre ellos, llegando incluso a los 20000kg de diferencia (concretamente para 18 nudos).

Añadir que el valor de la resistencia para la velocidad de 3 nudos es la obtenida con el modelo ILES debido a problemas de convergencia, como ya se indicó en el Capítulo V.



<b>Velocidad V (nudos)</b>	<b>Van Oortmersen R<sub>T</sub> (kg)</b>	<b>Holtrop R<sub>T</sub> (kg)</b>	<b>Calisal (CP) R<sub>T</sub> (kg)</b>	<b>Calisal (PC) R<sub>T</sub> (kg)</b>	<b>Amadeo (CB) R<sub>T</sub> (kg)</b>	<b>Amadeo (SB) R<sub>T</sub> (kg)</b>	<b>K-Epsilon HR R<sub>T</sub> (kg)</b>
3	196,8	252,3	-	-	239,3	236,0	394,9*
4	352,7	433,2	183,8	-	427,7	431,2	-
5	606,1	659,5	428,9	-	688,8	700,0	2018,3
6	969,5	931,8	724,4	-	1048,4	1056,5	-
7	1410,2	1258,5	1082,0	-	1543,5	1519,3	-
8	1896,4	1665,5	1519,0	1424,6	2212,9	2113,0	-
9	2430,1	2208,5	2062,3	2693,5	3081,8	2871,4	-
10	3134,8	2961,6	2752,3	4112,3	4155,3	3841,1	10937,8
11	4110,7	4123,9	3652,2	5743,2	5442,7	5089,2	-
12	6208,3	5816,1	4862,3	7682,5	7008,3	6715,1	-
13	8358,9	7572,7	6542,3	10081,1	9054,6	8872,4	-
14	10986,2	9658,1	8946,9	13176,0	12156,2	11812,9	-
15	16166,7	13132,3	12478,7	17337,5	18436,9	15978,0	29439,3
16	24229,6	19243,0	17765,1	23137,4	-	-	-
17	33714,8	27884,1	25767,3	31446,2	-	-	-
18	43005,5	38150,7	37932,1	43568,0	-	-	-
19	51229,7	48545,5	56398,4	61423,6	-	-	-
20	58264,0	57035,5	84273,2	87796,1	-	-	91315,0

**Tabla 6.1.** Comparación de los valores de las resistencias obtenidos mediante los distintos métodos de predicción de resistencia.



Gráfica 6.1. Comparación de las curvas de resistencia obtenidas mediante los distintos métodos de predicción de resistencia.



## 2. CONCLUSIONES

Con este trabajo se ha tratado de intentar ver las diferencias correspondientes a métodos numéricos de predicción de resistencia al avance y métodos matemáticos (CFD).

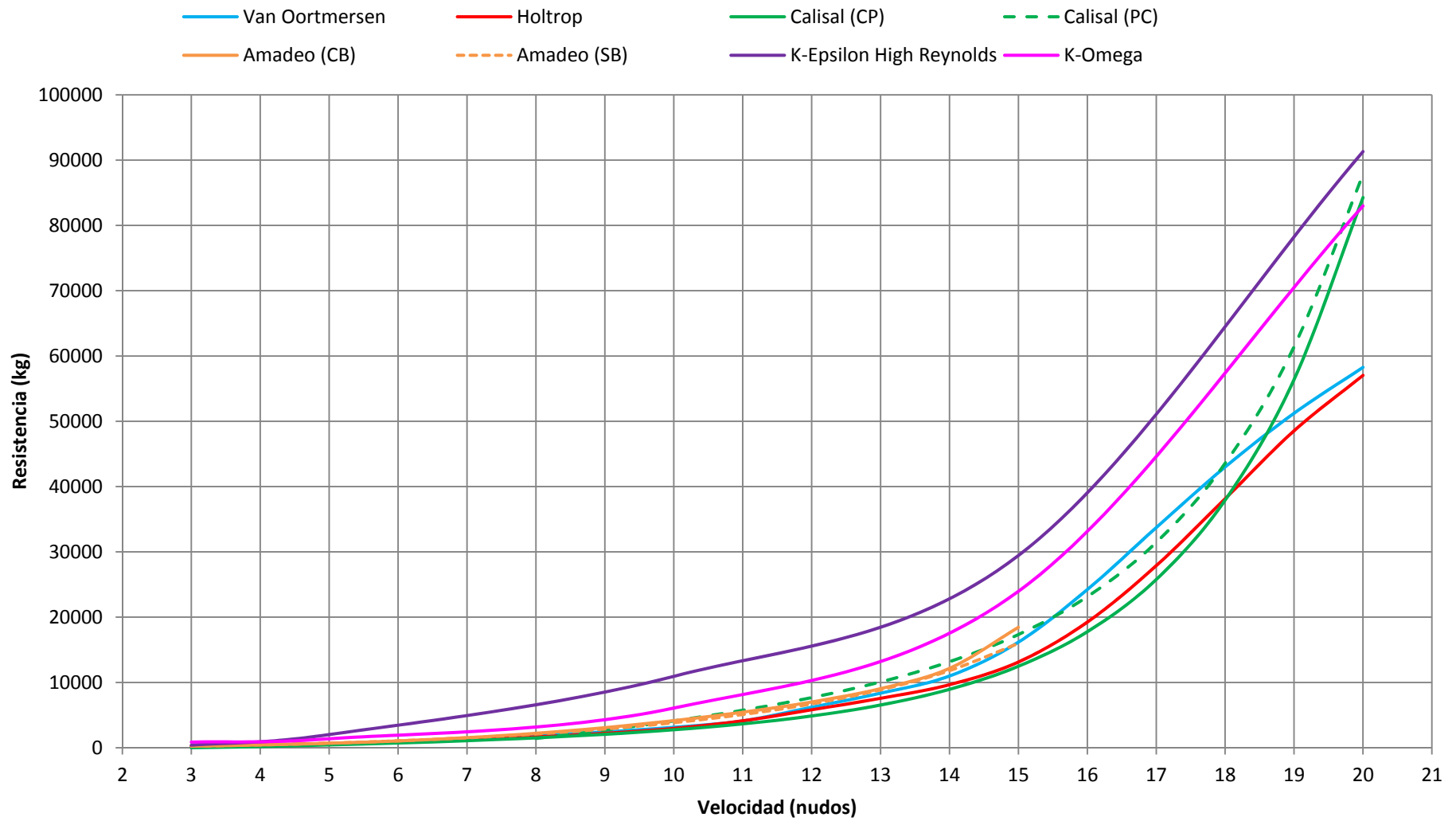
A primera vista, los resultados obtenidos mediante Tdyn con el modelo K-Epsilon High Reynolds son elevados en comparación con los métodos numéricos. Estas diferencias notables es posible que se deban a un efecto de sustentación dinámica consecuencia de una modificación del trimado, dado que en las simulaciones realizadas por Tdyn no se ha modificado el trimado de la embarcación.

Sin embargo, el hecho de obtener dichos resultados se puede deber principalmente a una serie de razones, como puede ser un mallado no adecuado en zonas concretas del casco, no introducir algunos parámetros o introducirlos de forma incorrecta (dando lugar a procesos no convergentes) o el desconocimiento y la falta de experiencia en el manejo de CFD y el programa en sí.

Hoy día la CFD es una herramienta muy útil en las fases iniciales del proyecto, cuando aún no se conoce prácticamente nada de éste, y pueden dar una primera idea del comportamiento del buque (sustituyendo en algunos casos a los ensayos en Canales de Experiencias Hidrodinámicas), ya que introducir cambios geométricos en el programa no es tan ‘caro’ como en estos. Además se puede pensar que el software CFD ofrece una capacidad de resolución del problema que es a simple vista un ‘chollo’, ya que pulsando un botón se obtiene una solución, así como la presentación de los propios resultados y la variedad de los mismos. El software CFD proporciona, a parte de los valores de resistencia obtenidos (como es el caso de los métodos numéricos), los campos de presiones y velocidades, perfiles de ola, líneas de corriente y hasta animaciones del proceso de simulación entre otros, pudiendo además exportarse en diferentes formatos para su uso en otras plataformas.

Pero de nada sirve una ‘bonita’ solución si no se aproxima a los experimentos físicos reales. Hay que tener en cuenta que se necesita un usuario experto y que comprenda los principios hidrodinámicos, ya que, como se ha visto, la elección del modelo de turbulencia, el modelo de la capa límite y el análisis de los resultados precisan de un usuario experimentado. La CFD requiere de experimentación si se quiere tener noción de la aproximación a los resultados reales. Por lo tanto, métodos numéricos, CFD y experimentación son complementarios los unos con los otros.

En el caso de este trabajo, por ejemplo, el modelo K-Omega, a pesar de proporcionar valores de resistencia más cercanos a los obtenidos mediante los métodos numéricos (como se puede observar en la siguiente gráfica), se ha descartado por ser el K-Epsilon High Reynolds el que presentaba unas distribuciones de presión y velocidad más lógicas (desde un punto de vista personal). Sin embargo, es posible que desde el punto de vista de un usuario experimentado las distribuciones ofrecidas por el modelo K-Omega sean más realistas.



Gráfica 6.2. Comparación de las curvas de resistencia obtenidas mediante los distintos métodos de predicción de resistencia.



A continuación se muestra el error que se obtiene tomando como referencia los resultados obtenidos por el método de Calisal (plena carga). Las velocidades de 3 y 5 nudos no vienen representadas debido a que, para estas velocidades, no se obtenían unos valores coherentes de los resultados en el método de Calisal.

Velocidad (nudos)	Calisal (CP) Error (%)	Van Oortmersen Error (%)	Holtrop Error (%)	Amadeo (CB) Error (%)	Amadeo (SB) Error (%)	K-Epsilon HR Error (%)	K-Omega Error (%)
10	33,073	23,771	27,981	1,046	6,594	165,978	47,738
15	28,025	6,753	24,255	6,341	7,842	69,801	38,169
20	4,013	33,637	35,036	-	-	4,008	5,490

**Tabla 6.2.** Comparación de métodos de predicción de resistencia respecto al de Calisal (plena carga) para distintas velocidades.

Como se puede observar el error obtenido oscila entre un 1% y un 35% con respecto a los otros métodos numéricos. En lo que se refiere a los obtenidos por CFD, se observa cómo el modelo K-Omega ofrece unos resultados más cercanos (con menos porcentaje de error) que el K-Epsilon High Reynolds, el cual llega incluso a un 166% para una velocidad de 10 nudos.

Queda comentar que este tipo de programas pueden hacer cálculos muy complejos y son muy potentes a la hora de hacer estudios hidrodinámicos (entre otros cálculos que son posibles realizar). Por ello, aunque estos programas se pueden definir como ‘nuevos’ en el marco de la Ingeniería Naval y están en continuo desarrollo para en un futuro no muy lejano poder eliminar la técnica de crear un modelo a escala y poder realizar el estudio hidrodinámico en unos simples pasos y en mucho menos tiempo, están a la orden del día en cualquier nueva construcción y pueden proporcionar información sobre la sensibilidad del proyecto antes ciertos cambios en parámetros básicos del diseño.

Es por todas estas razones ya comentadas que se recomienda el uso de programas CFD validados previamente con datos experimentales en el proyecto del buque, siempre y cuando lo haga un usuario experimentado.



### 3. TRABAJOS FUTUROS

Cabe por último comentar que, de cara a trabajos futuros, hay aspectos del proyecto susceptibles de mejora o nuevos aspectos que puedan ser estudiados. Nombrando algunos ejemplos:

- Comparación de buques con forma en ‘U’ y en ‘V’, viendo cuál de ellos tiene mejor comportamiento.
- Aplicación de otras metodologías.
- Aplicación de distintas soluciones de la superficie libre.
- Comparación de distintos tipos de mallado.
- Validación con experimentación.
- Cálculo de trimado dinámico y ensayos.
- Estudio de remolque.
- Estudio y optimización de una carena mediante el acople de diversos bulbos.
- Estudio de casos en los que sea necesario la creación de una ‘cuchara’.
- Cálculo de los coeficientes hidrodinámicos.
- Estudio de diversos apéndices, timón, hélice, etc.





## 4. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Aláez Zazurca, J. A., 30 de marzo de 1995, *Comportamiento del buque en la mar*, Madrid.
- [2] Aláez Zazurca, J. A., octubre de 1995, *La Hidrodinámica del buque de pesca*, Ministerio de Defensa, Canal de Experiencias Hidrodinámicas, El Pardo, publicación núm. 134.
- [3] Baquero Mayor, A., *Lecciones de resistencia al avance*, ETSIN, Madrid.
- [4] Bertram, V., 2000, *Practical Ship Hydrodynamics*.
- [5] C. Wilcox, D., 1998, *Turbulence Modeling for CFD*, La Cnada, Calif. DCW Industries.
- [6] Compass Ingeniería y Sistemas, *Tdyn CFD + HT Reference. Environment for multi-physics simulation, including fluid dynamics, turbulence, advection of species, structural mechanics, free surface and user defined PDE solvers*.
- [7] Compass Ingeniería y Sistemas, *Tdyn Fluid Dynamics & Multiphysics Manual*.
- [8] Compass Ingeniería y Sistemas, *Tdyn Theory Manual*.
- [9] Compass Ingeniería y Sistemas, *Tdyn Tutorials. Environment for multi-physics simulation, including fluid dynamics, turbulence, advection of species, structural mechanics, free surface and user defined PDE solvers*.
- [10] Compass Ingeniería y Sistemas, *Turbulence Handbook. Environment for Multi-Physics simulation, including Fluid Dynamics, Turbulence, Heat Transfer, Advection of Species, Structural mechanics, Free surface and user defined PDE solvers*.
- [11] Córdoba Gazolaz, D., junio de 2011, *Las Ecuaciones de Navier-Stokes*, Jornadas sobre los problemas del milenio, Barcelona.
- [12] Davidson, L., february 24, 2011 *An Introduction to Turbulence Models*, publication 97/2, Department of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- [13] Dolphin, G.W., may 1997, *Evaluation of Computational Fluid Dynamics for a Flat Plate and Axisymmetric Body from Model-to Full-Scale reynolds Numbers*, M.Sc. Thesis, University of Iowa.
- [14] García Espinosa, J., 2000, *Un método de elementos finitos para análisis hidrodinámico de estructuras navales*, Universitat Politècnica de Catalunya.
- [15] García Gómez, A., abril de 1991, *Predicción de potencia y optimización del bulbo de proa en buques pesqueros*, Ministerio de Defensa, Canal de Experiencias Hidrodinámicas, El Pardo, publicación núm. 131.
- [16] García López, D. L., 2014, *Métodos de cálculo de potencia*, Tema 9, apuntes de Hidrodinámica, resistencia y propulsión (ETSINO).
- [17] García López, D. L., 2014, *Métodos de correlación*, Tema 4, apuntes de Hidrodinámica, resistencia y propulsión (ETSINO).
- [18] García López, D. L., 2014, *Resistencia total y sus componentes*, Tema 1, apuntes de Hidrodinámica, resistencia y propulsión (ETSINO).



- [19] Gobierno de España, 2 de abril de 1993, *Protocolo de Torremolinos de 1993 relativo al convenio internacional de Torremolinos para la seguridad de los buques pesqueros (1977)*, Torremolinos.
- [20] Gutiérrez Romero, J. E., 17 de enero de 2011, *Introduction to CFD in Naval Hydrodynamic: A little review*.
- [21] Gutiérrez Romero, J. E., 2011, *Introducción a los CFD*, Presentación Prezi.
- [22] Gutiérrez Romero, J. E., 2015, *Práctica 4: Ensayo de remolque de una carena*, ETSINO.
- [23] H. Shames, I., 1995, *Mecánica de fluidos*, 3ª edición, Editorial McGraw-Hill Interamericana S.A.
- [24] Holtrop, J. & Mennen, G.G.J., July 1982, *An approximate power prediction method*, International Shipbuilding Progress, vol. 29.
- [25] Holtrop, J. & Mennen, G.G.J., October 1978, *An statistical power prediction method*, International Shipbuilding Progress, vol. 25.
- [26] Holtrop, J., *A statistical re-analysis of resistance and propulsion data*, International Shipbuilding Progress.
- [27] J. Helmore, P., *Update on van Oortmerssen's Resistance Prediction*, University of New South Wales, Australia.
- [28] Micó Barba, F., 1978, *Introducción a la pesca marítima*, publicación del ETSIN, Madrid.
- [29] Minguito Cardaña, E. y Martínez Rubio, J. L., noviembre de 1990, *Las formas de los buques de pesca: Presente y futuro*, XXX Sesiones Técnicas de Ingeniería Naval, Bilbao.
- [30] Palomo López, O., *Teoría del Buque*, ETSINO.
- [31] Pérez Rojas, L., *Los CFD como herramienta en Hidrodinámica*, Aulas del Mar, UPCT.
- [32] Pérez Rojas, L., Sánchez Sánchez, J. M., Zamora Rodríguez, R., Bermejo, R. y Souto Iglesias, A., 1996, *La calidad en el software. Validación de CFD (Computational Fluid Dynamics)*, Madrid.
- [33] Pérez Rojas, L., Souto Iglesias, A. y Roca Fernández-Vizorra, P., septiembre de 2001, *Los CFD (Computational Fluid Dynamics) en la formación hidrodinámica del Ingeniero Naval*, IV Simposium Panamericano de Educación en Ingeniería Naval "SYMMEDUC", Veracruz (Ver. México).
- [34] Rodríguez Martínez, R. M., *El buque pesquero de litoral La construcción naval en Almería. Nuevas tecnologías*, Almería.
- [35] Sámano Tirado, D. A. & Sen, M., 15 de julio de 2009, *Mecánica de fluidos*.
- [36] Sánchez Nieto, M. M., 2013, *Apuntes Mecánica de Fluidos*. ETSINO, Cartagena.
- [37] Sánchez Nieto, M. M., abril de 2009, *Mecánica de fluidos general*, ETSINO, Cartagena.
- [38] Sánchez Vázquez, J., *Simulación numérica directa en paralelo de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa límite desprendida*.



- Aplicaciones en instalaciones deportivas con gradas cubiertas*, Capítulo 2, *Ecuaciones de Navier Stokes. Fenómenos Turbulentos*, pp.31-45.
- [39] Sander M., Calisal & Dan McGreer, october 1993, *A Resistance Study on a Systematic Series of Low L/B Vessels*, Marine Technology, vol. 30, n. 4, pp. 286-296.
- [40] Souto Iglesias, A, 2001, *Nuevas herramientas de diseño de formas de buques basadas en códigos de flujo potencial*, Departamento de Arquitectura y Construcción Navales, ETSIN.
- [41] V. Giles, R., B. Evett, J. & Lui, C., 2003, *Mecánica de los fluidos e hidráulica*, serie Schaum, 3ª edición, Editorial McGraw-Hill Interamericana S.A.
- [42] Van Oortmerssen, G., 1971, *A Power Prediction Method and its Application to Small Ships*, International Shipbuilding Progress, vol 18, n. 217.
- [43] Vázquez, Juan L., 2004, *La ecuación de Navier-Stokes. Un reto físico-matemático para el siglo XXI*, Monografías de la Real Academia de Ciencias de Zaragoza, 26: 31–56, Departamento de Matemáticas, Universidad Autónoma de Madrid.
- [44] Velázquez Sánchez, J. A., octubre de 2010, *Arrastrero congelador factoría de fondo y pelágico*, ETSIN, Madrid.
- [45] WS Atkins Consultants & members of the NSC, 2004, *Best Practice Guidelines for Marine Applications of Computational Fluid Dynamics*.

## PÁGINAS WEB DE INTERÉS

- [www.compassis.com](http://www.compassis.com)
- [www.cfd-online.com](http://www.cfd-online.com)